

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ И АВТОМАТИЗАЦИЯ

МШИ АШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ

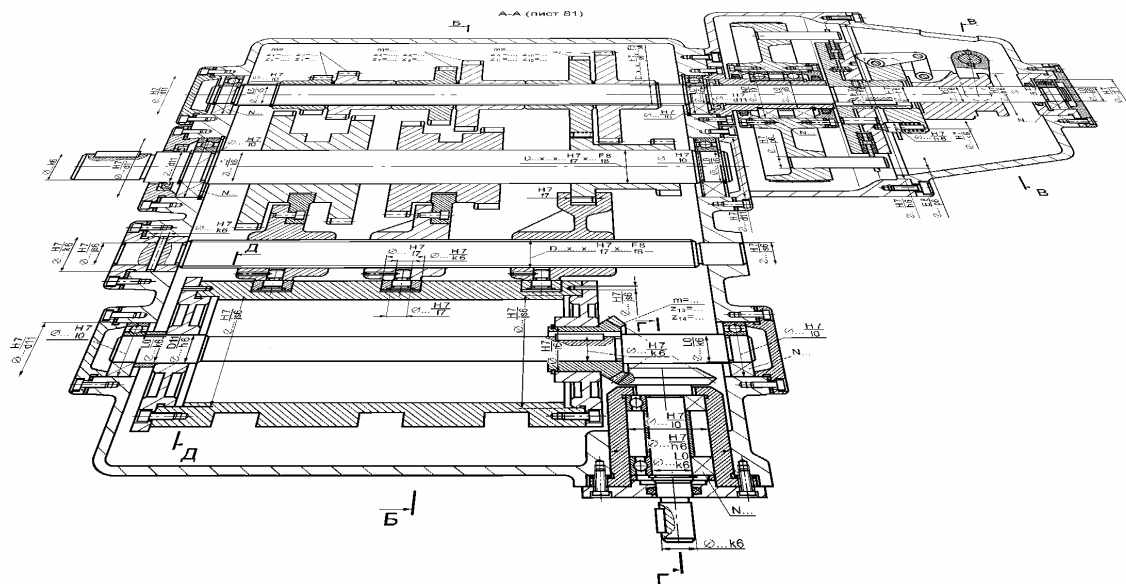
ПРОИЗВОДСТВ

СЕРИЯ ОСНОВАНА В 1996 ГОДУ

К.П. Жуков

Ю.Е. Гуревич

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ МАШИН



МОСКВА

Издательство «Станкин»

2004

К.П. Жуков
Ю.Е. Гуревич

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ
МАШИН**

МОСКВА
Издательство «Станкин»
2004



ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ МАШИН

Рекомендовано Министерством общего и профессионального образования Российской Федерации в качестве учебника для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлениям: «Технология, оборудование и автоматизация машиностроительных производств»; «Автоматизация и управление»; и специальностям: «Технология машиностроения»; «Металло-режущие станки и инструменты»; «Автоматизация технологических процессов и производств (в машиностроении)»

Москва
Издательство «Станкин»
2004

УДК 621.8.001.24 (075)

К.П. Жуков, Ю.Е. Гуревич

Проектирование деталей и узлов машин. – М.: изд-во «Станкин», 2004. – 671с.

ISBN 5 – 7028 – 0079 – 6

Рецензенты:

Кафедра «Детали машин и ПТУ» МГТУ «МАМИ»;

доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Прикладная механика и детали машин» Оренбургского государственного университета В.М. Кушнаренко.

Изложены методы проведения расчетов (проектировочных и проверочных), а также методология конструирования деталей и узлов машин общего назначения с подробным рассмотрением этих вопросов на примерах проектирования редукторов и коробок скоростей.

Материалы практического пользования, обобщенные и систематизированные по главам и внутри глав, даны в простом, удобном и наглядном виде.

Приведены необходимые справочные данные, формулы, таблицы, иллюстрации сопровождаются минимальным текстом и обеспечивают сокращение времени на поиск информации и выполнение расчетов при разработке конструкции с оптимальными параметрами.

Учебник предназначен для студентов технических и технологических вузов, а также может быть использован инженерно-техническими работниками, занимающимися проектированием оборудования различных отраслей.

ISBN 5 – 7028 – 0079 – 6

© Жуков К.П., Гуревич Ю.Е., 2004

© Издательство “Станкин”, 2004

Предисловие

Настоящая книга является учебником по курсу "Основы конструирования машин", в котором рассматриваются вопросы расчета и конструирования деталей и механизмов, характерных для различных машин вне зависимости от их назначения.

Освоение данного курса завершит общетехническую подготовку, предшествующую изучению специальных дисциплин.

Задача пособия - изложить учебный материал в форме, наиболее удобной для использования при проектировании и подготовить студентов к деятельности в этой области и к успешному освоению им последующих профилирующих дисциплин.

Механические передачи, составляющие их узлы, детали и различные соединения являются предметом рассмотрения данного учебника в трех аспектах: их расчет, конструирование и оформление в виде рабочей документации. Порядок изложения принят таким, чтобы наиболее отчетливо проявилось органическое единство этих трех этапов в процессе проектирования.

В первой части рассматриваются расчеты наиболее распространенных видов передач, валов, опор, муфт и различных соединений. При этом излагаются сведения об отдельных критериях работоспособности деталей и узлов машин, методах расчетов на прочность, жесткость и надежность.

Приводятся характеристики материалов, наиболее часто применяемых для деталей машин общего назначения, и указания к их выбору с учетом вида термообработки исходя из требований, предъявляемых к массе и габаритам проектируемого объекта, а также даются рекомендации по выполнению кинематического расчета различных видов приводов (редукторы, коробки скоростей) при использовании электродвигателей переменного и постоянного тока.

Методика изложения материала в первой части учебника построена на известном принципе деления расчета на проектировочный и проверочный. Особенность предлагаемой методики расчета состоит в придании проектировочному расчету большего значения, чем обычно принято. Полученный в предварительном расчете параметр является приближенным, и студент может в значительных пределах его изменить как в сторону увеличения, так и уменьшения. Это конкретно сталкивает его с проблемой вариантности расчета и конструирования. Проверочный расчет излагается после проектировочного и геометрического расчетов, обеспечивающих возможность проведения эскизной части проектирования, причем, чтобы избежать шаблона в решении задач расчета, числовые примеры исключены, однако весь ход расчетов дается в их рациональной последовательности.

Во второй части учебника рассматриваются основные принципы и рекомендации по конструированию деталей и узлов машин, а также изложены необходимые для конструирования сведения по взаимозаменяемости, стандартизации и технологичности деталей и узлов машин.

Рекомендации по выполнению расчетов и конструированию соответствуют современному уровню расчетной практики и развития машиностроения.

В третьей части учебника приводятся правила по оформлению графической и текстовой документации (чертежей сборочных, общих видов, рабочих и расчетно-пояснительной записки) в соответствии с ЕСКД, даны методические указания и примеры разработки курсового проекта.

В четвертой части учебника даются сведения по основным аспектам создания и внедрения САПР в процесс конструирования деталей и механизмов и оптимизации их параметров. При этом САПР представляет собой "симбиоз" человека и определенных средств обеспечения автоматизированного проектирования.

При изложении всего материала авторы стремились по возможности достаточно полно представить справочные данные, необходимые для осуществления практических расчетов и конструирования.

Выполнение курсового проекта по деталям машин является первой самостоятельной творческой работой, в ходе которой у студентов, не имеющих опыта проектирования, возникает много трудностей. К ним относятся: установление последовательности выполнения проектирования, правильное сочетание расчета и конструирования, нахождение "лишних неизвестных" в расчетных формулах, выбор материалов и термообработки, обеспечение технологичности конструкции, выполнение условий сборки и т.д. Решение этих задач обычно отнимает у студентов много времени. Изложенные в предлагаемом учебнике рекомендации и вспомогательные материалы будут способствовать освобождению времени студента для более глубокого изучения приемов конструирования путем выполнения нескольких вариантов разрабатываемой конструкции с целью выбора лучшего из них.

Учебник по структуре, содержанию и методике ориентирован на задания в виде оригинальных устройств типа коробок скоростей и редукторов.

Объем проекта - обычно пять листов чертежей и расчетно-пояснительная записка. На первых двух листах выполняется конструкция узла, на третьем - рабочий чертеж корпусной детали, на четвертом - рабочие чертежи вала, зубчатого колеса и других деталей, на пятом - общий вид спроектированного устройства, установленного на плиту, тумбу, фундамент. Расчетно-пояснительная записка объемом 40...50 листов включает все проектировочные и проверочные расчеты.

Настоящий учебник подготовлен К.П.Жуковым и Ю.Е.Гуревичем.

В написании отдельных глав приняли участие: гл.5, 11, 22 и 27 - В.Г.Беляев; гл.15 и 16 - М.О. Арбузов; гл.12 - А. А. Степанов; гл. 28 - Е.И.Самохвалов; гл.35 - С.А.Евдокимов.

ЧАСТЬ I. РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ МАШИН

ГЛАВА 1 ИСХОДНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ ПРИ РАСЧЕТЕ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

1.1. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К КОНСТРУКЦИИ МАШИН

Детали и узлы машин, как и оборудование в целом, характеризуются: работоспособностью, надежностью, технологичностью и экономичностью.

Работоспособность – состояние изделия (деталей, узлов, машины), при котором оно способно нормально выполнять заданные функции с параметрами, установленными нормативно-технической документацией.

Основными критериями работоспособности деталей машин являются: прочность, жесткость, износостойкость, виброустойчивость, теплостойкость и стойкость против коррозии и старения.

Надежность – свойство изделия сохранять во времени в установленных пределах значения всех параметров, характеризующих способность выполнять требуемые функции в заданных режимах и условиях применения, технического обслуживания, ремонта, хранения и транспортирования. Степень надежности обеспечивается сочетанием свойств безотказности, долговечности, ремонтпригодности и сохраняемости.

Безотказность определяется как свойство объекта непрерывно сохранять работоспособное состояние в течение некоторого времени или некоторой наработки.

Долговечность – свойство изделия, характеризующее ресурсом сохранять работоспособное состояние до наступления предельного при установленной системе технического обслуживания и ремонта.

Ремонтпригодность заключается в приспособленности объекта к предупреждению и обнаружению причин отказов или повреждений и поддержанию либо восстановлению работоспособного состояния путем проведения технического обслуживания и ремонтов.

Сохраняемость – свойство изделия сохранять значения показателей безотказности, долговечности и ремонтпригодности в течение и после хранения и транспортирования.

Технологичность конструкции обеспечивает заданные эксплуатационные показатели при наименьших затратах времени, труда и средств на ее создание в конкретных условиях данного производства. Технологичность конструкции тесно связана с серийностью, обеспечивающей ее соответствие масштабу выпуска и условиям производства. В значительной степени технологичность конструкции обеспечивается широким внедрением стандартизации, нормализации и унификации, использованием полуфабрикатов и рекомендуемых материалов, а также типизацией технологических процессов. Основные условия обеспечения технологичности связаны со способами получения заготовки, механической обработки и с точностью изготовления деталей и сборки.

Литые детали должны обеспечивать легкость формовки, сочетание толщин стенок, плавные закругления, литейные уклоны, правильное расположение ребер, удобство для базирования и механической обработки.

Детали, получаемые ковкой, штамповкой, прокаткой не должны иметь острых внутренних углов, резких перепадов толщин стенок, обеспечивать хорошее “растекание” металла в штампе и уклоны, обеспечивающие удаление детали из штампа.

Методом литья получают детали практически неограниченной сложности, а посредством штамповки изготавливают детали сравнительно простой конфигурации, но с применением сварки из штампованных элементов выполняют изделия весьма сложной формы.

Эффективность способа формообразования оценивается коэффициентом использования металла – отношением массы готовой детали к массе заготовки: этот показатель при

свободной ковке – 0,25; при горячей штамповке – 0,40; при холодной штамповке – 0,70...0,80; при точном литье – 0,9...0,95.

Детали машин очерчиваются обычно цилиндрическими и коническими поверхностями, получаемыми на токарных, сверлильных, расточных, кругло- и внутришлифовальных станках или плоскостями, обрабатываемыми на фрезерных, строгальных и плоскошлифовальных станках, а также винтовыми и эвольвентными поверхностями, получаемыми на винторезных, резьбофрезерных, резьбошлифовальных и зуборезных станках.

Точность изготовления деталей и сборки существенно связаны с выбором допусков и посадок, величин отклонений формы деталей (непрямолинейность, неплоскостность, некруглость, огранка, овальность, бочкообразность, седлообразность, конусообразность) и взаимного расположения поверхностей (непараллельность, неперпендикулярность плоскостей, несоосность, радиальное и торцевое биение цилиндрических поверхностей, перекося и отклонение от правильного расположения пересекающихся и скрещивающихся осей и т.д.), а также качеством обработки поверхностей. Повышение точности неизбежно вызывает повышение трудоемкости и стоимости изготовления, так как зависимость между затратами на обработку и требуемой точностью близка к гиперболической, что должно учитываться при назначении повышенной точности без достаточных оснований.

Требования к шероховатости поверхности деталей должны быть обоснованы реальными условиями их работы, т.к. получение излишне высокой чистоты поверхности связано с дорогими доводочными операциями и применением специального оборудования.

Обычно до 50% общей трудоемкости изготовления машин и механизмов приходится на сборочные операции, поэтому при проектировании необходимо уделять большое внимание удобству и простоте сборки и разборки, компоновке узлов с легко доступными местами крепления, исключать ручные пригоночные операции, неправильное взаимное положение сопряженных узлов (например, с помощью штифтов, призонных болтов и т.д.), стремиться к сокращению применяемого при этом числа деталей.

Таким образом, под технологичностью конструкций и их деталей подразумевается придание им соответствующих конструктивных форм и применение для их изготовления таких материалов и приемов, которые обеспечивают наименьшие в требуемых пределах вес и габаритные размеры конструкции, минимальный расход материалов, наибольшую простоту и экономичность производства.

Экономичность машины определяется не только стоимостью ее изготовления, но и ее полезностью, долговечностью, надежностью, затратами на заработную плату обслуживающего персонала, стоимостью потребляемой энергии и ремонта.

Технико-экономическими являются расчеты, в которых с техническими величинами используются также и экономические категории – затраты материалов, энергии, труда и других средств. Особый интерес представляет выполнение таких расчетов на первых этапах проектирования, особенностью которых является многовариантность. Сущность технико-экономического подхода при конструировании заключается в поисках наиболее рациональной конструкции машины с учетом совокупности всех особенностей её производства и эксплуатации. Экономический эффект возрастает пропорционально увеличению долговечности машины, а также за счет снижения стоимости затрат рабочей силы при эксплуатации и повышения её производительности.

Экономическое обоснование выбора варианта конструкции связано с оценкой материалоемкости, трудоемкости и себестоимости изготовления машины. При оценке различных вариантов конструкции используют удельные показатели, представляющие собой отношение массы изделия к наиболее характерному для него параметру (мощности, вращающему моменту, производительности, грузоподъемности и т.д.).

Общая трудоемкость – нормированная сумма затрат труда (в единицах времени) на изготовление деталей, сборочных единиц и машины в целом – в наибольшей степени определяет себестоимость проектируемого изделия.

Расчет себестоимости машины по стоимости единицы массы основан на принципе подобия. Однако чаще и более строго принцип подобия выдерживается не для машины в целом, а для отдельных агрегатов и деталей. В себестоимости современных машин большую часть составляют комплектующие изделия. Экономический эффект унификации выражается в сокращении количества технической документации и технологической оснастки.

Выбирая материал для деталей проектируемой машины, наряду с другими соображениями следует учитывать трудности, вызываемые их большой номенклатурой и по возможности сокращать ее, учитывая при этом влияние на себестоимость детали способа ее изготовления. Сравнительный анализ показывает, что детали простой формы из среднеуглеродистых сталей, изготовленные из проката, дороже деталей из Ст3 в 2...5 раза, литые и кованные – в 5...10 раз; обработка на строгальных и долбежных станках дороже токарной в 2...5 раз, а на револьверных и автоматических станках дешевле в 2...10 раз.

Таким образом, экономические аспекты в процессе проектирования проявляются при выборе материала, термообработки, упрочняющей технологии, способа изготовления.

1.2. ПРИЧИНЫ ВЫХОДА ИЗ СТРОЯ И ОСНОВНЫЕ КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ МАШИН

Надежность работы машины и ее долговечность связаны с обеспечением основных критериев работоспособности ее деталей и узлов.

Прочность – способность детали, сборочной единицы или машины сопротивляться разрушению под влиянием действующих нагрузок.

Различают прочность объемную и поверхностную (контактную). При недостаточной объемной прочности деталь разрушается по всему сечению (поломка зуба шестерни, вала, разрыв стержня болта), при недостаточной контактной прочности происходит разрушение поверхности контакта (выкрашивание поверхности зуба шестерни, рабочей поверхности колеса подшипников качения).

Различают разрушение под действием нагружения с цикличностью от однократного до 10^2 циклов, при действии переменных нагрузок с числом циклов менее $10^4...10^5$ и при действии переменных нагрузок с числом циклов $\geq 10^4...10^5$, что свидетельствует о недостаточной статической, малоцикловой и усталостной прочности.

Оценка прочности обеспечивается проведением соответствующих расчетов по определению напряжений и сравнения их с допускаемыми (пределом прочности, текучести или выносливости).

Жесткость – способность детали, сборочной единицы или машины сопротивляться изменению положения и формы под влиянием действующих нагрузок. Жесткость влияет на величину внутренних силовых факторов в статически неопределимых конструкциях, а контактная на точность работы машины. Недостаточная жесткость приводит к неравномерному распределению нагрузок (по длине зубьев колес при изгибе и кручении валов) и к снижению долговечности отдельных узлов машины (подшипников качения при относительном перекосе их колес).

Оценка жесткости обеспечивается проведением расчетов по определению линейных и угловых деформаций при изгибе, угла закручивания при кручении, удлинения при растяжении и сравнения их с допускаемыми.

Износостойкость – способность контактирующих деталей при их относительном перемещении сопротивляться изменению формы и размеров рабочих поверхностей вследствие их изнашивания в процессе трения и оцениваемое величиной, обратной интенсивности изнашивания. Износ удорожает эксплуатацию машин, увеличивает простои в связи с ремонтом и регулировками, снижает точность и КПД, повышает шум и может служить причиной их поломки.

В зависимости от характера происходящих процессов различают следующие виды изнашивания: механическое, молекулярно-механическое и коррозионно-механическое.

Механическое изнашивание проявляется в двух видах: абразивное и усталостное.

Абразивное изнашивание является следствием срезания и пластического деформирования микронеровностей (шероховатостей), а также повреждения поверхностей абразивными частицами.

В настоящее время расчеты на износ проводятся в основном косвенными методами, так как большое число неопределенных факторов, влияющих на изнашивание, затрудняет создание обоснованных и надежных методов расчета деталей на износ. Приближенная оценка сопротивления изнашиванию при известных значениях давления p и скорости скольжения v производится сопоставлением p или произведения $p \cdot v$ с их допускаемыми значениями, установленными по опыту эксплуатации аналогичных деталей или экспериментально, т.е. $p \leq [p]$ или $p \cdot v \leq [p \cdot v]$. Таким образом, оценка абразивного изнашивания и пластического деформирования в зоне сопряжения деталей зависит от точности определения действующих нагрузок, учета влияния погрешностей и деформаций на распределение давлений в зоне контакта, а также свойств материалов.

Усталостное изнашивание (выкрашивание) связано с развитием усталостных трещин на поверхностях контакта, вызывающих отслаивание отдельных частиц металла, возрастающее с увеличением числа циклов нагружений, и проявляется в наибольшей мере на отстающей поверхности (ножка зуба в зубчатой передаче, дорожка качения внутреннего кольца подшипника качения). Оно представляет значительную опасность при поверхностном упрочнении (азотирование, цементация и др.), поскольку в результате развития трещин под упрочненным слоем с поверхности трения отделяются крупные частицы металла. Для предотвращения усталостного выкрашивания проводится расчет с целью оценки величины контактных напряжений (оценка контактной прочности).

Молекулярно-механическое (адгезионное) изнашивание возникает при разрушении защитных пленок на контактирующих поверхностях, как результат действия повышенных нагрузок, сил трения и нагрева, что вызывает в сочетании с возникновением мгновенных вспышек температур, близких к температуре плавления, проявление сил молекулярного сцепления в зоне контакта их микронеровностей (явление схватывания или «холодной сварки»), следствием чего является процесс повреждения поверхностей трения в виде заедания. С увеличением контактных напряжений, скорости скольжения и температуры в зоне контакта возможно проявление большого числа локально расположенных очагов схватывания с интенсивным переносом материала с более мягкой поверхности на более твердую. Изнашивание при заедании может иметь лавинный, катастрофический характер и приводить к полному выходу узла трения из строя. Опасной формой заедания является задир - повреждение зоны контакта при высокой твердости контактирующих поверхностей в виде борозд глубиной до 100...200 мкм в направлении вектора скорости относительного движения. Уменьшение заедания в наиболее опасной форме его проявления имеет место для поверхностей трения при большой разнице их твердости (стальной червяк и бронзовый венец червячного колеса, стальная шейка вала и бронзовые или латунные втулки в подшипниках скольжения), а так же при применении смазок с антизадирными присадками.

Одним из критериев оценки возможности проявления заедания является температура в зоне контакта, сравниваемая с допускаемой.

Коррозионно-механическое изнашивание возникает при наличии в зоне контакта смазок с поверхностно-активными присадками в условиях высоких местных давлений и относительно высоких локальных температур. Одним из видов такого изнашивания является окислительное - разрушение непрерывно возобновляющихся окисных пленок на поверхности металла.

Коррозионно-механическое изнашивание вследствие малых колебательных относительных перемещений сопряженных поверхностей, обусловленных деформациями и люфтами, называется фреттинг-коррозией. Этот вид изнашивания, нарушающий прочность соеди-

нения, характерен для заклепочных, шпоночных и шлицевых соединений, соединений с натягом, зубчатых муфт, рессор.

Уменьшение износа в деталях машин достигается мерами конструктивного характера (создание жидкостного трения между деталями, хороших условий смазки и правильный выбор материала трущихся поверхностей), технологического (упрочнение поверхностей деталей, защитные покрытия), эксплуатационного (выбор правильных сортов смазки, своевременная ее замена, установка масляных фильтров).

Теплостойкость – способность машины, ее деталей и узлов работать при заданных тепловых режимах без понижения защитной способности масляного слоя и изменения свойств трущихся поверхностей, без чрезмерного изменения зазоров в подвижных соединениях, без снижения прочностных характеристик материалов и повышенных остаточных деформаций, приводящих к понижению точности машины и КПД.

Расчетам на прочность при повышенных температурах и расчетам температурных деформаций должны предшествовать собственно тепловые расчеты – определение температур и сравнение их с допускаемыми. Средние установившиеся температуры определяются по уравнению баланса: тепловыделение за единицу времени приравнивается теплоотдаче.

При необходимости для обеспечения требуемого теплового режима применяется искусственное охлаждение – воздушное или водяное, способствующее повышению теплоотдачи.

Виброустойчивость – способность конструкции работать в заданном диапазоне режимов без недопустимых амплитуд колебаний.

Повышение амплитуд колебаний под действием возмущающей силы может вызвать на частотах, близких к резонансным, напряжения, превышающие предел прочности (выносливости) для деталей и их полумку. Более того, расходуемая на колебания энергия снижает передаваемую мощность и КПД конструкции. Вибрация деталей передач (зубчатых колес, валов, подшипниковых узлов) являются причиной снижения точности машины и появления шума.

При эксплуатации агрегатов машин, их узлов и деталей наиболее возможными являются вынужденные колебания и автоколебания. Вынужденные колебания вызываются внешними периодическими возмущениями из-за неуровновешенности вращающихся деталей, погрешностей изготовления и т.д. При расчетах на виброустойчивость для предупреждения возникновения резонанса должно быть установлено соотношение между частотами собственных колебаний и возмущающей силы. При их близких значениях упруго-инерционные параметры конструкции должны быть изменены.

Автоколебания, являющиеся самовозбуждающимися, возникают при равенстве энергий демпфирования и возбуждения, что является, например, причиной фрикционных автоколебаний. При опасности возникновения автоколебаний производится расчет динамической устойчивости.

1.3. РЕЖИМЫ НАГРУЖЕНИЯ И УЧЕТ СРОКА СЛУЖБЫ ДЕТАЛЕЙ

В конструкциях детали механизмов машин работают в различных условиях, которые в совокупности определяют режимы нагружения (работы) - закономерности изменения нагрузки в конкретных условиях.

По характеру изменения нагрузок во времени их подразделяют на статические и циклические.

Статическими являются постоянные или медленно изменяющиеся во времени нагрузки, а также кратковременные перегрузки с числом циклов менее 10^2 , следствием действия которых является статическая модель разрушения.

Циклическими являются переменные нагрузки, характеризуемые формой цикла, частотой и амплитудой нагружения. Если параметры цикла нагружения неизменны во времени, то режим нагружения является постоянным (регулярным или стационарным). На рис. 1.1,а, б

показаны варианты такого нагружения как при действии только переменной, так и при наличии постоянной нагрузки. При изменении параметров цикла нагружения во времени режим нагружения будет переменным (нерегулярным или нестационарным). Если параметры режима изменяются закономерно (например, ступенчато или непрерывно), то переменный режим является систематическим (рис. 1.2,а, б). К примеру, циклическое нагружение переменного систематического режима в виде периодического блочного (рис. 1.2,в) характерно для машин периодического действия (роботы, краны и др.). Для деталей транспортных, сельскохозяйственных и некоторых др. машин имеет место нагружение циклически случайными нагрузками (рис. 1.2,г).

При циклическом переменном режиме нагружения изменение нагрузки Q (силы F , изгибающего момента M_u или вращающего момента T) за какое-то время цикла ее действия t обычно при расчетах заменяют ступенчатым в виде прямоугольников со сторонами $Q_1, t_1; Q_2, t_2; \dots Q_k, t_k$ (рис. 1.3). Применительно к передаточному механизму интервалам времени $t_1, t_2, \dots t_k$ соответствует его работа при частотах вращения $n_1, n_2, \dots n_k$ вала механизма. Максимальная нагрузка Q и соответствующее время ее действия t отмечают индексом "1", последующие значения нагрузок по убывающей и соответствующее им время их действия обозначаются индексами "2", "3" и т.д. Такой график, представленный в относительных координатах Q_i / Q_1 и t_i / t_1 является приведенным (упорядоченным) графиком изменения нагрузки во времени.

Число циклов нагружения (перемены напряжений) для детали механизма зависит от его кинематики и других факторов. Для детали передаточного механизма число циклов нагружения (при однократном изменении нагрузки за один оборот вала) при i -ом режиме будет равен

$$N_i = 60n_i t_i, \quad (1.1)$$

где n_i, t_i - частота вращения, мин^{-1} и длительность действия нагрузки, час, при i -ом режиме.

Если число циклов изменения нагрузки с той или иной амплитудой составляет меньше $10^4 \dots 10^5$, то такое нагружение является малоцикловым и при этом проводятся соответствующие расчеты на малоцикловую прочность. Данный расчет может иметь место в отношении машин, работающих в основном в режиме пуска и остановки.

При числе циклов нагружения более $10^4 \dots 10^5$ имеет место модель усталостного разрушения и проводятся соответствующие расчеты на усталостную прочность. При расчетах на усталостную прочность переменный режим нагружения вследствие действия нагрузок $Q_1, Q_2, \dots Q_k$, обычно заменяют постоянным эквивалентным. В качестве нагрузки эквивалентного постоянного режима принимается наибольшая из длительно действующих переменного режима, т.е. Q_1 и определяется эквивалентное ей число циклов нагружений, при котором нагрузка Q_1 оказывает то же действие по ее влиянию на усталостную прочность, что и нагрузки действительного переменного режима.

Методика определения эквивалентного числа циклов нагружений базируется на уравнении наклонного участка кривой усталости

$$\sigma^q N = \text{const},$$

где q - показатель степени кривой усталости.

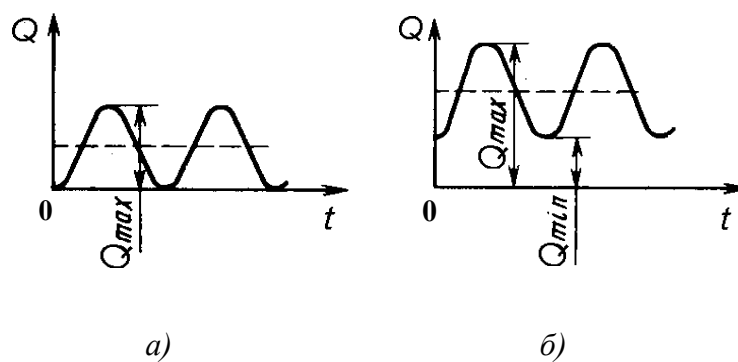


Рис. 1.1. Схемы стационарного нагружения деталей

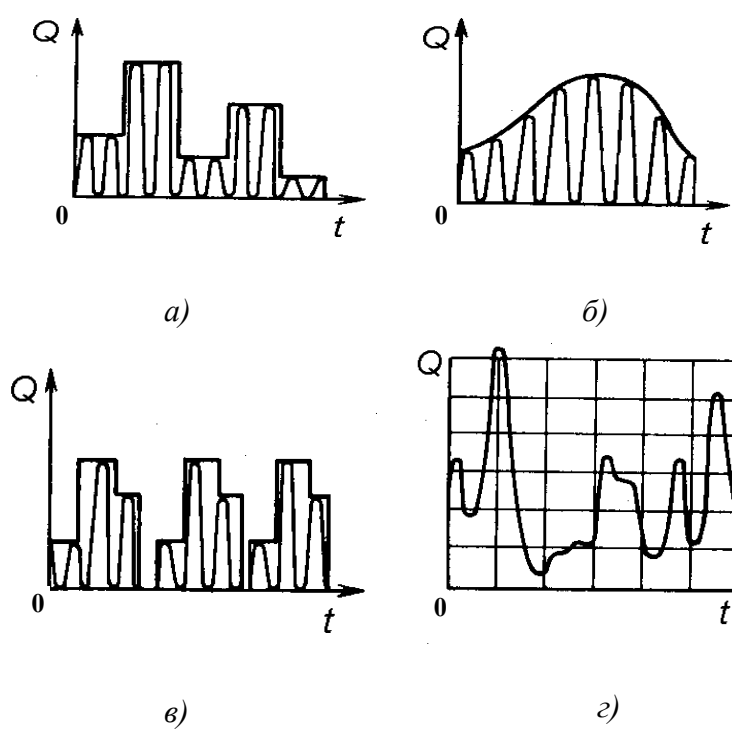


Рис. 1.2. Схемы нестационарного нагружения деталей

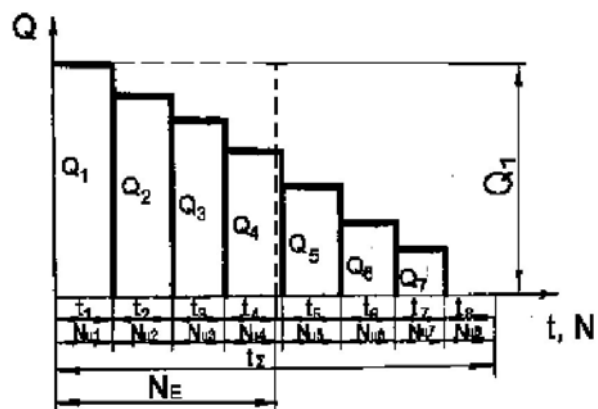


Рис. 1.3. Приведенный закон изменения нагрузки Q и числа циклов нагружений N

При этом эквивалентное число циклов

$$N_E = \sum_1^k \left[\left(\frac{Q_i}{Q_1} \right)^{q'} N_i \right] = 60 \left[\sum_1^k \left(\frac{Q_i}{Q_1} \right)^{q'} n_i t_i \right] = 60 \left[\sum_1^k \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_1} \right)^q n_i t_i \right], \quad (1.2)$$

где $q' = q/\nu$; ν - коэффициент, при расчетах на изгиб, кручение, растяжение и сжатие принимается $\nu=1$; при расчетах на контактную прочность при контакте по линии $\nu=2$ и при контакте в точке $\nu=3$.

Распределение режимов нагружения для различных видов машин обычно сводится к шести типовым, за которые выбраны распределения, хорошо изученные в математике (рис. 1.4). В качестве типовых режимов нагружения принимаются (ГОСТ 21354) постоянный - П и переменные: тяжелый - Т; средний равновероятный - СР; средний нормальный - СН; легкий - Л; особо- легкий - ЛО.

Особо легкий и легкий режимы характерны для универсальных металлорежущих станков, средний нормальный - для большинства универсальных и специализированных машин (транспортные машины, специализированные и операционные станки), средний равновероятный - для более интенсивно эксплуатируемых специализированных машин; тяжелый - для горных машин.

Для станков вводятся дополнительные расчетные режимы: средний легкий - промежуточный между легким и средним нормальным и средний тяжелый - промежуточный между средним нормальным и тяжелым. При расчете универсальных станков для деталей привода, расположенных на входе кинематической цепи (работающих с постоянной скоростью или с малым диапазоном регулирования скорости), следует выбирать средний нормальный или близкий к нему режим, а для деталей привода, расположенных на выходе - средний легкий. При расчете специализированных высокопроизводительных станков для деталей привода на входе следует выбирать средний тяжелый режим, а деталей привода на выходе - средний нормальный.

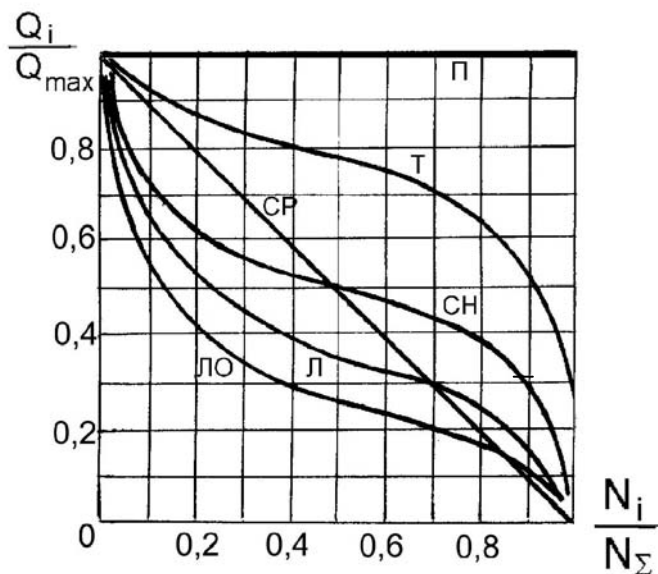


Рис. 1.4. Типовые режимы нагружения

В подъемно-транспортном машиностроении принимаются следующие режимы работы: легкий - Л; средний - С; тяжелый - Т; весьма тяжелый - ВТ, для которых разработаны типовые графики нагружения. На рис. 1.5 представлен график нагружения, соответствующий среднему режиму.

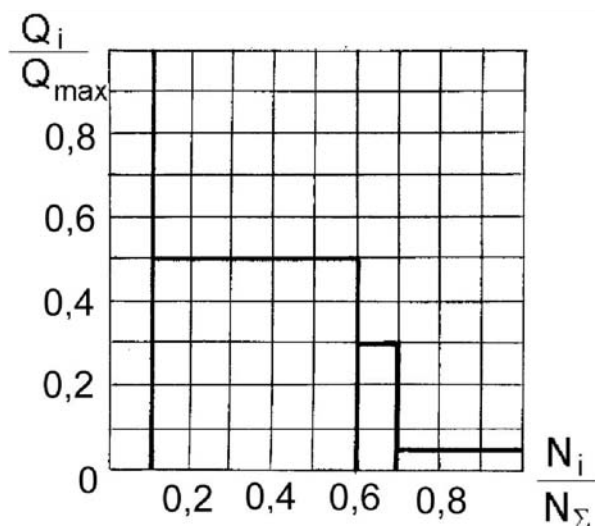


Рис. 1.5. Циклограмма нагружения типового переменного режима

1.4. НАГРУЗКИ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ДЕТАЛИ МАШИН

1.4.1. Виды нагрузок

Нагрузки, воспринимаемые деталью в процессе эксплуатации машины, являются рабочими. Для исполнительного органа рабочими являются внешние нагрузки, а для других деталей они находятся с учетом кинематических параметров механизма.

В качестве номинальной принимается наиболее длительно действующая нагрузка, обычно максимальная, используемая для определения мощности двигателя.

В практике проведения различных расчетов используются эквивалентная, либо расчетная нагрузки.

В первом случае при действии переменной рабочей нагрузки при расчетах на прочность, износостойкость и т.д. она заменяется постоянной эквивалентной нагрузкой в предположении, что в отношении данного критерия работоспособности они эквивалентны (равноценны) по долговечности. Во втором случае переменная рабочая нагрузка заменяется расчетной, определяемой исходя из номинальной нагрузки.

Если при действии циклически изменяющихся нагрузок разрушение деталей происходит от усталости, то в первом случае принимаемая нагрузка связана с заданной долговечностью, а во втором случае с эквивалентным ресурсом в виде эквивалентного числа циклов нагружения.

1.4.2. Определение эквивалентной нагрузки

При заданных нагрузке - Q_i (сила, вращающий момент) и ресурсе работы L_i или числе циклов нагружения N_i детали при i -ом режиме эквивалентная нагрузка

$$Q_{\text{экр}} = q' \sqrt{\left(\sum_1^k Q_i^{q'} \cdot L_i \right) / \sum_1^k L_i} \quad \text{или} \quad Q_{\text{экр}} = q' \sqrt{\left(\sum_1^k Q_i^{q'} \cdot N_i \right) / N_G} . \quad (1.3)$$

Аналогичный расчет может быть использован при определении эквивалентного напряжения

$$\sigma_{\text{экр}} = q \sqrt{\left(\sum_1^k \sigma_i^q \cdot N_i \right) / N_G} , \quad \text{где } N_G - \text{ базовое число циклов (база испытаний).}$$

1.4.3. Определение расчетной нагрузки

Расчетная нагрузка зависит от величины и характера рабочей нагрузки и от вида расчета, определяемого характером возможного отказа. Прочность, жесткость, износостойкость и другие критерии работоспособности деталей зависят от величины наибольшей местной нагрузки: давления - p (МПа), приходящегося на единицу контактной площадки A (мм²), или удельной силы w (Н/мм), действующей на единицу длины контактных линий l (мм).

Данные нагрузки в качестве расчетных определяются соответственно рассматриваемому критерию работоспособности с учетом условий нагружения и работы, которые учитывают: режимы нагружения машины и деталей, распределение нагрузки по силовым потокам и в контакте, динамичность передачи нагрузки между деталями, условия восприятия расчетной нагрузки

$$\begin{aligned} p &= \frac{F}{A} \cdot K_n \cdot K_p \cdot K_n \cdot K_k \cdot K_v \cdot K_y; \\ w &= \frac{F}{l} \cdot K_n \cdot K_p \cdot K_n \cdot K_k \cdot K_v \cdot K_y, \end{aligned} \quad (1.4)$$

где F - нагрузка (наибольшая из длительно действующих), Н ; коэффициенты учитывают: K_n - режим нагружения машины; K_p - режим нагружения детали; K_n - неравномерность распределения нагрузки по силовым потокам; K_k - неравномерность распределения нагрузки в контакте деталей; K_v - динамические (динамичность) нагрузки в контакте; K_y - условия восприятия нагрузки в контакте.

Выражения (1.4) видоизменяются в зависимости от того, какой критерий работоспособности рассматривается. Поэтому значения коэффициентов и способы их определения будут различными. В некоторых расчетах возникает необходимость во введении дополнительных коэффициентов, в других некоторыми из них пренебрегают, но в любом случае точность расчета зависит от степени достоверности величин этих коэффициентов.

1.4.4. Определение расчетных коэффициентов

Режим нагружения машины зависит от способа приложения внешней нагрузки, динамической характеристики двигателя и структуры кинематической цепи и обычно коэффициент режима нагружения машины K_n определяется по таблицам или графикам в зависимости от ее типа и назначения.

Характеристикой режима нагружения детали является отношение фактического (эквивалентного) числа циклов нагружения N_E к базовому N_G , соответствующему пределу выносливости. При этом

$$K_p = q \sqrt[q]{\frac{N_E}{N_G}} = q \sqrt[q]{\sum_1^k \left(\frac{Q_i}{Q_1} \right)^{q'}} \frac{N_i}{N_G} \leq 1. \quad (1.5)$$

В расчетной практике часто коэффициент, учитывающий режим нагружения детали, используется при определении допускаемых напряжений в виде коэффициента долговечности $K_L = \frac{1}{K_p}$.

Погрешности изготовления деталей и их деформация под нагрузкой приводят к неравномерности распределения нагрузки как между параллельными и последовательными силовыми потоками (ремнями в клиноременной передаче, зубьями в шлицевом соединении и в зубчатой передаче, витками резьбы, телам качения в подшипниках качения и т.д.), так и по площадке контакта или длине контактной линии (по длине зубьев в зубчатой передаче).

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по потокам определяется отношением нагрузки $F_{\max}$ в наиболее нагруженном потоке к средней $F_m = F/z$ из условия равномерного распределения нагрузки между z потоками, т.е.

$$K_n = \frac{F_{\max} \cdot z}{F}. \quad (1.6)$$

Аналогично коэффициент неравномерности распределения нагрузки в контакте

$$K_k = \frac{p_{\max}}{p_m}; K_k = \frac{w_{\max}}{w_m}, \quad (1.7)$$

где $p_m = F/A$; $w_m = F/l$; $p_{\max}$, $w_{\max}$ – максимальные значения давления и удельной нагрузки в контакте.

Определение значений $F_{\max}$, $p_{\max}$ и $w_{\max}$ представляет самостоятельную задачу, но для некоторых частных расчетных случаев коэффициенты K_n и K_k могут быть определены с помощью известных таблиц или графиков. На основе решения подобных задач определяются также отклонения в размерах и форме деталей от номинальных (модификация), обеспечивающих выравнивание распределения нагрузки (разность шагов резьбы болта и гайки, бочкообразные зубья у зубчатых колес и т.д.).

Возникновение динамических нагрузок имеет место в подвижных управляемых муфтах из-за наличия зазоров, при вхождении в зацепление зубьев колес в зубчатой передаче, звеньев цепи с зубьями звездочки в цепной передаче и т.д.

Коэффициент динамичности нагрузки

$$K_v = 1 + \frac{p_v}{p_m}; K_v = 1 + \frac{w_v}{w_m}. \quad (1.8)$$

Таким образом, определение коэффициента K_v сводится к отысканию величины динамической нагрузки p_v и w_v .

Учет условий восприятия нагрузки в контакте может иметь место, в частности, при ее передаче за счет сил трения, как это имеет место во фрикционной передаче. В данном случае коэффициент условий работы связывает силу прижатия колес в передаче $F_{\text{пр}}$ с передаваемым окружным усилием F_t , т.е.

$$K_y = \frac{F_{\text{пр}}}{F_t} = \frac{K_{\text{сц}}}{f'}, \quad (1.9)$$

где f' – приведенный коэффициент трения; $K_{\text{сц}} > 1$ – коэффициент запаса сцепления.

1.5. ОСНОВЫ РАСЧЕТОВ НА ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

1.5.1. Расчеты на прочность при объемном напряженном состоянии

С целью упрощения расчетов объемное напряженное состояние чаще всего оценивается по номинальным напряжениям и уточняется с помощью коэффициентов концентрации напряжений.

При деформациях растяжения (сжатия) под действием силы F , изгиба под действием момента $M_{\text{и}}$, смятия и сдвига под действием силы F , кручения под действием вращающего момента $T_{\text{в}}$ соответствующие напряжения будут определяться выражениями:

$$\begin{array}{ccccc} \text{растяжение-сжатие} & \text{изгиб (чистый)} & \text{смятие} & \text{срез} & \text{кручение} \\ \sigma_{p(c)} = \frac{F}{A}; & \sigma_{и} = \frac{10^3 \cdot M_{и}}{W}; & \sigma_{см} = \frac{F}{A}; & \tau_{ср} = \frac{F}{A}; & \tau_{к} = \frac{10^3 \cdot T_{\epsilon}}{W_{к}}; \end{array} \quad (1.10)$$

где σ и τ - нормальные и касательные напряжения; МПа; F – сила, Н; $M_{и}$, T_{ϵ} – изгибающий и вращающий моменты, Н·м; A – площадь поперечного сечения, мм²; W , $W_{к}$ – моменты сопротивления при изгибе и кручении, мм³.

При действии в опасном сечении одновременно нормальных и касательных напряжений в некоторых случаях рассматривается напряженное состояние с действием эквивалентных напряжений, определяемых для пластичных материалов по теории прочности: энергетической или наибольших касательных напряжений

$$\sigma_{\text{эКВ}} = \sqrt{\sigma_{\Sigma}^2 + 3\tau^2}; \quad \sigma_{\text{эКВ}} = \sqrt{\sigma_{\Sigma}^2 + 4\tau^2}, \quad (1.11)$$

а для хрупких материалов в соответствии с теорией прочности Мора

$$\sigma_{\text{эКВ}} = \frac{1-\mu}{2}\sigma_{\Sigma} + \frac{1+\mu}{2}\sqrt{\sigma_{\Sigma}^2 + 4\tau^2}, \quad (1.12)$$

где $\sigma_{\Sigma} = |\sigma_{p(c)} \pm \sigma_{и}|$, $\mu = 0,3$ – для чугунов; $\mu = 0,5-0,75$ – для сталей с твердостью ≤ 60 HRC.

При совместном действии изгиба и кручения расчет эквивалентных напряжений может вестись также с учетом эквивалентных моментов в соответствии с указанными теориями прочности:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{эКВ}} &= \frac{10^3 \sqrt{M_{и}^2 + 0,75T_{\epsilon}^2}}{W}; & \sigma_{\text{эКВ}} &= \frac{10^3 \sqrt{M_{и}^2 + T_{\epsilon}^2}}{W}; \\ \sigma_{\text{эКВ}} &= \frac{10^3 \left(\frac{1-\mu}{2} M_{и} + \frac{1+\mu}{2} \sqrt{M_{и}^2 + T_{\epsilon}^2} \right)}{W}. \end{aligned} \quad (1.13)$$

Условие прочности имеет вид:

$$\begin{aligned} \sigma &\leq |\sigma|; \\ \tau &\leq |\tau|; \\ \sigma_{\text{эКВ}} &\leq |\sigma|; \\ \text{или} \quad S &\geq |S|, \end{aligned}$$

где $|\sigma|$ и $|\tau|$ – допускаемые напряжения;

S и $|S|$ – расчетный и допускаемый коэффициенты запаса прочности.

Метод расчета (дифференциальный или аналитический), основанный на сопоставлении коэффициента запаса прочности с его допускаемыми значениями, несколько сложнее расчетов по допускаемым напряжениям (табличный или нормативный метод), но дает возможность более полно и обоснованно учитывать различные факторы, влияющие на прочность деталей машин и элементов конструкций: концентрацию напряжений, размеры деталей, упрочнение и т. д.

При несоблюдении условия прочности необходимо либо увеличить геометрические размеры детали для уменьшения расчетных напряжений, либо выбрать другой материал (марку стали) или термообработку для повышения допускаемых напряжений.

Расчеты на прочность при действии постоянных напряжений. При действии постоянных напряжений для деталей, изготовленных из пластичных материалов, для которых концентрация напряжений не снижает несущей способности, расчеты на прочность выполняются по номинальным напряжениям. Детали из хрупких и малопластичных материалов рассчитываются с учетом их чувствительности к концентрации напряжений.

Для пластичных материалов в качестве предельного напряжения принимается предел текучести $\sigma_T(\tau_T)$, для хрупких материалов неоднородной структуры (чугуны) – предел прочности или временное сопротивление $\sigma_B(\tau_B)$.

Расчетные коэффициенты запасов прочности для пластичных и хрупких материалов соответственно равны:

$$S_{\sigma_T} = \frac{\sigma_T}{\sigma} \cdot K_{dT} ; \quad S_{\tau_T} = \frac{\tau_T}{\tau} \cdot K_{dT} ;$$

$$S_{\sigma_B} = \frac{\sigma_B}{\sigma} \cdot \frac{K_{dB}}{K_{s\sigma}} ; \quad S_{\tau_B} = \frac{\tau_B}{\tau} \cdot \frac{K_{dB}}{K_{s\tau}} ,$$

где K_d и K_s – соответственно коэффициенты влияния абсолютных размеров и концентрации напряжений при статическом нагружении.

При совместном действии нормальных и касательных напряжений :

$$S_T = \frac{\sigma_T K_{dT}}{\sqrt{\sigma^2 + \left(\frac{\sigma_T}{\tau_T}\right)^2 \tau^2}} \geq |S_T| ;$$

$$S_B = \frac{2\sigma_B \left(\frac{K_{dB}}{K_{sB}}\right)}{(1-\mu)\sigma + (1+\mu)\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}} \geq |S_B| , \quad (1.14)$$

где $|S_T|$ и $|S_B|$ – допускаемые значения коэффициентов запаса прочности; $|S_T|=1,3...1,6$; $|S_B|=2,0...2,5$.

Приблизительно здесь можно принять $K_{dT} = \frac{1}{\left(\frac{d}{10}\right)^{\frac{1}{15}}}$; $K_{dB} = \frac{1}{\left(\frac{d}{10}\right)^{\frac{1}{30}}}$, где d – диаметр детали, мм, а коэффициенты $K_{s\sigma}$ и $K_{s\tau}$ составляют: $K_{s\sigma(\tau)} = 1 + (0,1...0,2)K_{\sigma(\tau)}$, $K_{sB} = K_{s\sigma}$ при $K_{s\sigma} > K_{s\tau}$ и $K_{sB} = K_{s\tau}$ при $K_{s\tau} > K_{s\sigma}$;

$K_{\sigma(\tau)}$ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений при переменных напряжениях.

Расчеты на прочность при действии переменных напряжений. При действии переменных напряжений для оценки усталостной прочности деталей машин необходимо учитывать их конструктивные формы, состояние поверхности и другие факторы.

Характеристикой напряженности для детали является цикл напряжений – совокупность последовательных значений напряжений за один период их изменения при стационарном нагружении (рис. 1.6). Показателями изменения напряжений являются:

а) коэффициент асимметрии цикла – отношение минимального напряжения к максимальному

$$R_\sigma = \sigma_{\min} / \sigma_{\max} \quad \text{и} \quad R_\tau = \tau_{\min} / \tau_{\max} ;$$

б) частота цикла – отношение числа циклов напряжений к интервалу времени их действия

$$f = N / t ;$$

в) период цикла – продолжительность одного цикла напряжений T ;

г) средние напряжения цикла

$$\sigma_m = 0,5(\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) = 0,5(1 + R_\sigma)\sigma_{\max};$$

$$\tau_m = 0,5(\tau_{\max} + \tau_{\min}) = 0,5(1 + R_\tau)\tau_{\max};$$

д) амплитуды напряжений цикла

$$\sigma_a = 0,5(\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) = 0,5(1 - R_\sigma)\sigma_{\max};$$

$$\tau_a = 0,5(\tau_{\max} - \tau_{\min}) = 0,5(1 - R_\tau)\tau_{\max}.$$

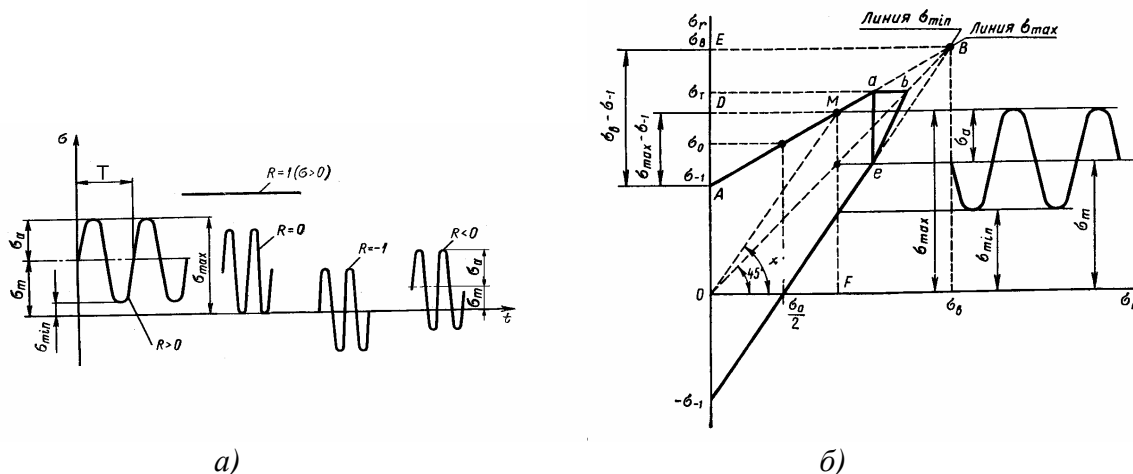


Рис. 1.6. Циклы изменения напряжений

На рис. 1.6,а приведены графики различных вариантов циклов нагружения. При действии постоянных напряжений, независимо от их знака $R=1$. При действии переменных напряжений имеют место: 1) асимметричный знакопостоянный цикл; 2) отнулевой цикл ($R=0$); 3) асимметричный, знакопеременный цикл; 4) симметричный цикл ($R=-1$).

Из всех встречающихся на практике циклов напряжений наиболее общим является асимметричный.

Сопротивление усталости – свойство материала противостоять усталостному разрушению. При действии переменных напряжений сопротивление усталости детали определяется циклической долговечностью N – числом циклов напряжений и деформаций до усталостного разрушения.

Результаты испытаний на сопротивление усталости представляются в виде кривой усталости – зависимости между напряжениями цикла и циклической долговечностью N для стандартных образцов (определенного размера и с заданной шероховатостью поверхности), построенной при $R=-1$, либо при $R=0$ с той или иной вероятностью отсутствия разрушения (рис. 1.7). Обычно кривая для сталей имеет горизонтальную асимптоту, начало которой соответствует базовому числу циклов N_G . Наибольшее напряжение цикла, которое с заданной вероятностью неразрушения может выдержать образец при практически неограниченном числе циклов (на практике определяемом при базовом числе циклов) является пределом выносливости $\sigma(\tau)_{\text{limb}}$. При коэффициенте асимметрии $R=-1$ пределы выносливости гладких образцов при изгибе и кручении - σ_{-1} и τ_{-1} , а при $R=0$ - σ_o и τ_o . Приводимые в справочной литературе значения пределов выносливости обычно соответствуют вероятности не разрушения, равной 0,5.

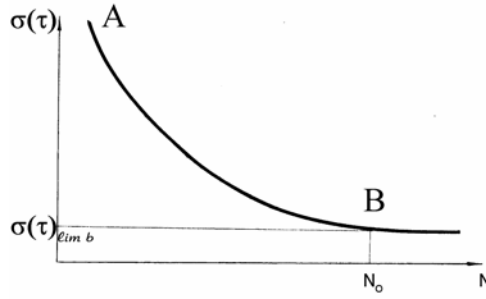


Рис. 1.7. Кривая усталости (зависимость предельных напряжений от числа циклов)

При отсутствии экспериментальных данных для определения пределов выносливости стали используются ориентировочные зависимости: при $R=-1$ пределы выносливости при изгибе для чугунов и углеродистых сталей $\sigma_{-1} \cong (0,55-0,0001\sigma_{\sigma})\sigma_{\sigma}$; для легированных сталей $\sigma_{-1} \cong 0,35\sigma_{\sigma} + 90$; для цветных металлов $\sigma_{-1} \cong 0,36\sigma_{\sigma}$; при кручении $\tau_{-1} \cong 0,6\sigma_{-1}$; при симметричном растяжении-сжатии $\sigma_{-1p(c)} \cong 0,75\sigma_{-1}$; при $R = 0$ пределы выносливости при изгибе $\sigma_o \cong 1,6\sigma_{-1}$ и при кручении $\tau_o \cong 1,9\tau_{-1}$.

С удовлетворительной точностью наклонный участок АВ кривой усталости аппроксимируется зависимостью

$$\sigma^{q_{\sigma}} N = \text{const}; \quad \tau^{q_{\tau}} N = \text{const},$$

где q_{σ} ; q_{τ} – показатели степени кривой усталости и зависят от вида напряженного состояния, механических свойств материала и термообработки, обычно $m=6...9$.

В тех случаях, когда цикл переменных напряжений в детали является асимметричным с коэффициентом асимметрии R_{σ} , для определения предела выносливости σ_R используются различные зависимости σ_R от σ_{-1} . Таковой, в частности, является диаграмма предельных напряжений (рис. 1.6,б), построение которой для данного материала в системе координат (σ_R, σ_m) производится по пределам выносливости σ_{-1} , прочности σ_{σ} и текучести σ_T . На линии АВ (линии $\sigma_{\max}$) этой диаграммы каждой точке М соответствует определенный асимметричный цикл. Согласно построению, для этой точки

$$\frac{MF}{OF} = \text{tg}\alpha = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_m} = \frac{2\sigma_{\max}}{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}} = \frac{2}{1 + R_{\sigma}},$$

откуда уравнение прямой ОМ

$$\sigma_{\max} = \left(\frac{2}{1 + R_{\sigma}} \right) \sigma_m.$$

В тоже время ввиду подобия треугольников MDA и BEA имеет место отношение $AD/MD = AE/BE$ или $(\sigma_{\max} - \sigma_{-1})/\sigma_m = (\sigma_{\sigma} - \sigma_{-1})/\sigma_{\sigma}$, откуда

$$\sigma_{\max} = \left(1 - \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\sigma}} \right) \sigma_m + \sigma_{-1}.$$

Из двух последних уравнений после приравнивания их правых частей имеем следующую зависимость, определяющую предел выносливости данного материала при асимметричном цикле с заданным значением R_{σ} при той же базе N_G

$$\sigma_R = \sigma_{\max} = \frac{2 \cdot \sigma_{-1}}{1 - R_{\sigma} + \beta(1 + R_{\sigma})},$$

где $\beta = \sigma_{-1} / \sigma_{\sigma}$.

При нагружении, когда среднее напряжение цикла $\sigma_m(\tau_m)$ и амплитуда цикла $\sigma_a(\tau_a)$ изменяются пропорционально, для определения коэффициента запаса прочности по нормальным напряжениям при циклическом изгибе и растяжении-сжатии используется зависимость

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1} K_{\sigma L}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \frac{\psi_{\sigma}}{K_{dT}} \sigma_m} \quad (1.15)$$

и по касательным напряжениям при циклическом кручении

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1} K_{\tau L}}{K_{\tau D} \tau_a + \frac{\psi_{\tau}}{K_{dT}} \tau_m} \quad (1.16)$$

В приведенных зависимостях при нагружении с исходным симметричным циклом изменения напряжений $\sigma_m = \tau_m = 0$, а отнулевым (пульсирующем) – $\sigma_m = \sigma_a$; $\tau_m = \tau_a$.

При совместном действии нормальных и касательных напряжений коэффициент запаса

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq |S|. \quad (1.17)$$

Здесь ψ_{σ} ; ψ_{τ} – коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений

$$\psi_{\sigma} = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}; \psi_{\tau} = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}. \quad (1.18)$$

Для определения коэффициентов ψ_{σ} и ψ_{τ} могут быть использованы соотношения:
 $\psi_{\sigma} = 0,02 + 10^{-4} \sigma_{\sigma}$ – для углеродистых сталей; $\psi_{\sigma} = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_{\sigma}$ – для легированных сталей без поверхностного упрочнения; $\psi_{\tau} = 0,5 \psi_{\sigma}$, где σ_{σ} , МПа, или данные табл. 1.1.

Таблица 1.1

Коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла ψ_{σ} и ψ_{τ}

Материал	ψ_{σ}	ψ_{τ}
Углеродистые мягкие стали	0,05	0
Среднеуглеродистые стали	0,1...0,15	0,05...0,1
Хромоникелевые и аналогичные легированные стали при $\sigma_{\sigma} > 800$ МПа	0,2...0,3	0,1...0,15
Легированные стали, подвергнутые цементации	0,5	0,3
Легированные стали, подвергнутые азотированию	0,7	0,4

K_{dT} – коэффициент влияния абсолютных размеров на предел текучести для легированных сталей (рис. 1.8), для углеродистых сталей $K_{dT} = 1$.

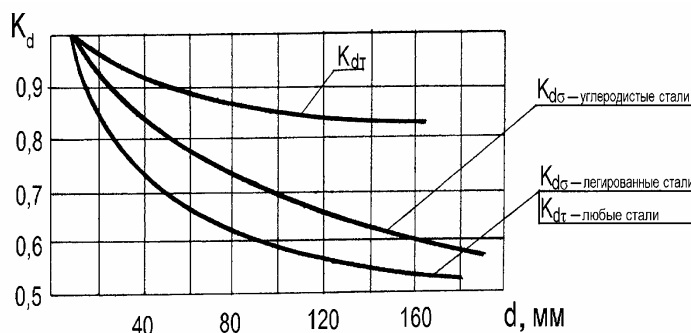


Рис. 1.8. Зависимость коэффициентов влияния абсолютных размеров K_{dT} , $K_{d\sigma}$ и $K_{d\tau}$ от диаметра вала d

$K_{\sigma D}, K_{\tau D}$ – приведенные коэффициенты концентрации напряжений (учитывают снижение пределов выносливости), в общем случае

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + K_{F\sigma} - 1 \right) \frac{1}{K_y K_a}; \quad K_{\tau D} = \left(\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} + K_{F\tau} - 1 \right) \frac{1}{K_y K_a}. \quad (1.19)$$

В зависимостях (1.19) $K_{\sigma}; K_{\tau}$ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений. Значения этих коэффициентов для валов с различными видами концентраторов напряжений и в зависимости от предела прочности материала σ_{σ} приведены на рис. 1.9.

Если в данном сечении действует несколько концентраторов напряжений, в расчете используется наибольшее значение.

$K_{d\sigma}; K_{d\tau}$ – коэффициенты влияния абсолютных размеров, в зависимости от диаметра d определяются по рис. 1.8.

$K_{F\sigma}; K_{F\tau}$ – коэффициенты влияния шероховатости поверхности, определяются зависимостями:

$$\begin{aligned} K_{F\sigma} &= 1 + \alpha_n \cdot \sigma_{-1} \cdot 10^{-4}; \\ K_{F\tau} &= 1 + \alpha_n \cdot \tau_{-1} \cdot 10^{-4}, \end{aligned} \quad (1.20)$$

где α_n – коэффициент, зависящий от вида обработки (шероховатости) поверхности (табл. 1.2).

K_y – коэффициент влияния упрочнения, определяется по табл. 1.3 в зависимости от способа упрочнения деталей и их диаметра.

K_a – коэффициент анизотропии, при растяжении, сжатии и изгибе: $K_a=0,87$ ($\sigma_{\sigma}=600...900$ МПа); $K_a=0,83$ ($\sigma_{\sigma}=900...1200$ МПа); $K_a=0,80$ ($\sigma_{\sigma} \geq 1200$ МПа); при кручении влияние анизотропии не учитывается, т.е. $k_a=1$.

$K_{\sigma L}; K_{\tau L}$ – коэффициенты долговечности

$$K_{\sigma L} = \sqrt[q_{\sigma}]{\frac{N_{\sigma G}}{N_{\sigma E}}} \geq 1; \quad K_{\tau L} = \sqrt[q_{\tau}]{\frac{N_{\tau G}}{N_{\tau E}}} \geq 1, \quad (1.21)$$

где $N_{\sigma G}; N_{\tau G}$ – базовое число циклов; $N_{\sigma E}; N_{\tau E}$ – эквивалентное число циклов нагружения

$$N_E = \frac{1}{a} \sum_{i=1}^K \left[\left(\frac{Q_i}{Q_{\max}} \right)^q \cdot N_i \right]; \quad (1.22)$$

a – поправочный коэффициент, зависящий от характера изменения нагрузки, $a \leq 1$; (может быть значительно меньше единицы при действии наряду с малыми продолжительными нагрузками резких перегрузок с малой продолжительностью их действия; при отсутствии таких нагрузок $a=1$); Q_i и $Q_{\max}$ нагрузки i -ого и наиболее тяжелого режимов; N_i – число циклов нагружения i -ого режима

$$N_i = 60 n_c n_i t_i, \quad (1.23)$$

t_i – продолжительность работы в часах при действии нагрузки Q_i ; n_i – частота вращения при i -ом режиме, мин^{-1} ; n_c – число нагружений за один оборот.

Величина допустимого коэффициента запаса прочности

$$|S| = |S_1| \cdot |S_2| \cdot |S_3|, \quad (1.24)$$

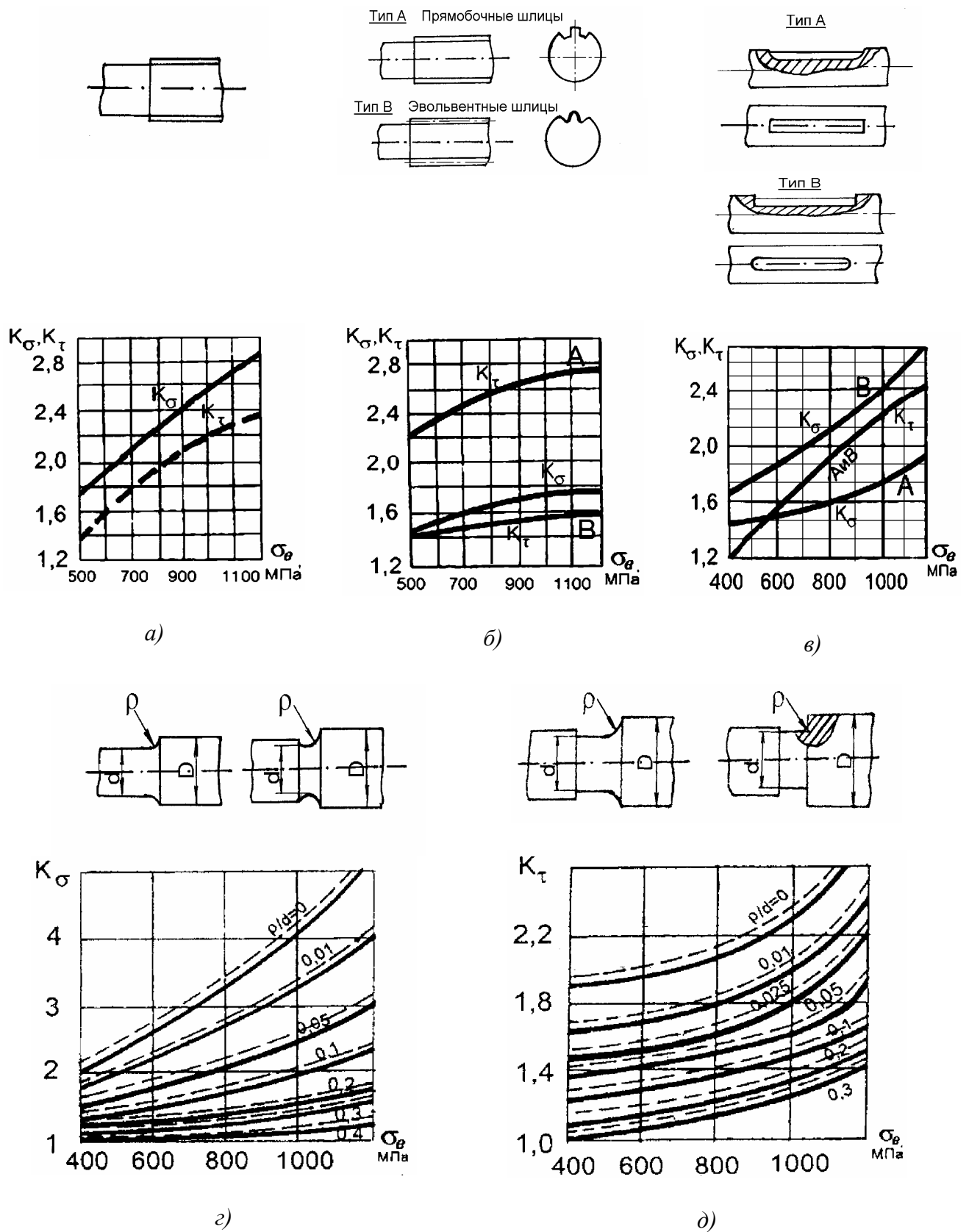


Рис. 1.9. Зависимости эффективных коэффициентов концентрации напряжений K_σ и K_τ от предела прочности материала σ_B : а – при наличии резьбового участка; б – при наличии шлицевого участка; в – при наличии шпоночного паза; г, д – для ступенчатых валов: — — — $D/d=2,0$; — — — $D/d=1,25$.

где $|S_1|$, $|S_2|$, $|S_3|$ – коэффициенты соответственно достоверности расчетных нагрузок, однородности механических характеристик, точности расчетной методики и особых требований безопасности, $|S_1|=1,0...1,5$; $|S_2|=1,2...1,5$; $|S_3|=1,0...1,5$.

Таблица 1.2

Коэффициент α_n , учитывающий вид обработки

Вид обработки	Шероховатость R_a или R_z , мкм	α_n
Электрополирование или механическое полирование высокой чистоты	$R_a=0,16...0,08$	0
Механическое полирование средней чистоты	$R_a=0,32...0,16$	0,5
Шлифование или шевингование тонкое	$R_a=0,63...0,32$	2... 3
Шлифование обычное	$R_a=2,5...1,25$	4
Резание тонкое	$R_z=20...10$	5
Резание обычное (чистовое)	$R_z=40...20$	6
Резание полустовое, штамповка, прокат, фрезерование	$R_z=80...40$	10
Наличие окалины, следы коррозии	—	20

Таблица 1.3

Коэффициент упрочнения K_y

Способ упрочнения поверхности	K_y при d , мм		
	7...20	8...15	30...40
Закалка ТВЧ, глубина закаленного слоя 0,9...1,5 мм	1,3...1,60 1,6...2,80	—	1,2...1,50 1,5...2,50
Обкатка роликами	1,2...1,40 1,5...2,20	—	1,1...1,25 1,3...1,80
Дробеструйный наклеп	1,1...1,30 1,4...2,50	—	1,1...1,20 1,1...1,50
Азотирование при глубине слоя 0,1...0,4 мм (твердости слоя 730...970 HV)	—	1,15...1,25 1,90...3,00	1,1...1,15 1,3...2,0
Цементация при глубине слоя до 0,2...0,6 мм	—	1,20...2,10 1,50...2,50	1,1...1,50 1,2...2,00
Примечание: верхние значения для деталей без концентрации напряжений; нижние значения — с концентрацией напряжений.			

В качестве ориентировочных можно использовать следующие значения: $|S|=1,3...1,5$ – при высокой достоверности расчета и сведений о действующих нагрузках и механических характеристиках материалов; $|S|=1,5...2,1$ – при менее точной расчетной схеме, отсутствии надежных статистических данных о действующих нагрузках и механических характеристиках материалов.

1.5.2. Расчеты на прочность поверхностей

При контактном взаимодействии двух деталей со сферическими или цилиндрическими поверхностями нормальная сила действует на малые их участки в зоне контакта. Интенсивность сил, нормальных к сопряженным поверхностям, характеризуется максимальным контактным напряжением σ_n в зоне контакта деталей, определяемым с использованием формулы Герца.

В реальных конструкциях, как правило, в зоне контакта имеет место относительное движение контактирующих поверхностей, а нагрузка действует циклически. Процесс усталостного разрушения контактирующих поверхностей при нагружении зоны контакта циклически действующей нагрузкой состоит в зарождении трещин, развитие которых вызывает отслаивание материала (выкрашивание поверхности), что приводит к выходу детали из строя и является характерным для рабочих поверхностей зубьев зубчатых колес, тел качения и дорожек качения в подшипниках качения и других случаев.

Подобный характер разрушения поверхностного слоя деталей в зоне контакта, зависящий от числа циклов нагружений, определяет их контактную выносливость (рис. 1.7), причем в большинстве случаев действительный цикл напряжений является отнулевым, т.е. $R=0$ (рис. 1.6).

Максимальное значение контактного напряжения σ_H используется в качестве критерия работоспособности сопряженных поверхностей при условии, что величина σ_H не превышает допускаемого значения $|\sigma_H|$, т.е.

$$\sigma_H \leq |\sigma_H|,$$

где $|\sigma_H|$ определяется с учетом экспериментально полученных при аналогичных условиях работы пределов контактной выносливости.

При сжатии нормальными силами F_n (Н) двух деталей, ограниченных сферическими поверхностями, наибольшие контактные напряжения определяются зависимостью (формула Герца)

$$\sigma_H = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt[3]{\frac{3}{2} F_n (k_{11} + k_{12} + k_{21} + k_{22})^2 \cdot \left[\frac{E_1 \cdot E_2}{E_1(1 - \nu_2^2) + E_2(1 - \nu_1^2)} \right]^2}, \text{ МПа},$$

где $k_{11}, k_{12}, k_{21}, k_{22}$ – главные кривизны контактирующих поверхностей в нормальных сечениях, в которых они имеют максимальное и минимальное значения для каждой детали, мм^{-1} ;

E_1, E_2 – модули упругости материалов контактирующих деталей, МПа;

ν_1, ν_2 – коэффициенты Пуассона.

При контакте по круговой площадке шаровых поверхностей с радиусами ρ_1 и ρ_2 имеем:

$k_{11} = k_{12} = \frac{1}{\rho_1}$; $k_{21} = k_{22} = \frac{1}{\rho_2}$ (при контакте шаровой поверхности с плоскостью $\rho_2 = \infty$). В этом случае

$$\sigma_H = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt[3]{\frac{6F_n}{\rho^2} \cdot \left[\frac{E_1 \cdot E_2}{E_1(1 - \nu_2^2) + E_2(1 - \nu_1^2)} \right]^2}, \text{ МПа}. \quad (1.25)$$

При сжатии по общей образующей двух цилиндрических поверхностей с радиусами ρ_1 и ρ_2

$$\sigma_i = \sqrt{\frac{F_n}{l \cdot \rho} \cdot \frac{E_1 \cdot E_2}{\pi [E_1(1 - \nu_2^2) + E_2(1 - \nu_1^2)]}}, \text{ МПа}. \quad (1.26)$$

В выражениях (1.25) и (1.26) $\rho = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1}$ – приведенный радиус кривизны (знак

“плюс” принимается при внешнем касании, знак “минус” при внутреннем касании поверхностей), мм; l – длина линии контакта цилиндрических поверхностей, мм.

Допускаемые значения контактных напряжений определяются по формуле

$$|\sigma_H| = |\sigma_H|_G \cdot K_{\sigma L},$$

где $|\sigma_H|_G$ – допускаемое контактное напряжение, соответствующее пределу выносливости при базовом числе циклов, МПа; $K_{\sigma L}$ – коэффициент долговечности, определяется с учетом эквивалентного числа циклов N_E – формулы (1.21) и (1.22), причем зависимость (1.22) используется с заменой q на q' ($q' = q/3$ – при контакте в точке; $q' = q/2$ – при контакте по линии).

1.6. ОСНОВЫ РАСЧЕТОВ НА ЖЕСТКОСТЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Для оценки жесткости деталей с линейно-упругими свойствами служат коэффициенты жесткости, определяемые выражениями:

при растяжении-сжатии стержня

$$c_p = \frac{E \cdot A}{l}, \frac{\text{Н}}{\text{мм}}; \quad (1.27)$$

при кручении

$$c_k = \frac{G \cdot J_K}{l}, \text{Н} \cdot \text{мм}; \quad (1.28)$$

при изгибе

$$c_u = \frac{K \cdot E \cdot J}{l^3}, \frac{\text{Н}}{\text{мм}}, \quad (1.29)$$

где E и G – модули продольной упругости (при растяжении и изгибе) и сдвига (при кручении), МПа; J и J_K – моменты инерции при изгибе и кручении, мм⁴; A – площадь сечения стержня, мм²; l – длина стержня, мм;

K – коэффициент, зависящий от схемы нагружения и способа заделки концов стержня.

Величина, обратная коэффициенту жесткости ($\lambda = 1/c$) является коэффициентом податливости.

Соответствующие деформации определяются следующим образом:

удлинение при растяжении-сжатии под действием силы F (Н)

$$\delta_p = \frac{F}{c_p} = \frac{F \cdot l}{E \cdot A}, \text{мм}; \quad (1.30)$$

относительный угол поворота поперечных сечений под действием вращающего момента T_θ (Н·м)

$$\varphi = \frac{T}{c_k} = \frac{10^3 \cdot T_\theta \cdot l}{G \cdot J_K}, \text{рад}; \quad (1.31)$$

прогиб при изгибе под действием силы F (Н)

$$\delta_u = \frac{F}{c_u} = \frac{F \cdot l^3}{K \cdot E \cdot J}, \text{мм}. \quad (1.32)$$

Для определения перемещения деформируемых тел при действии системы сил используются формула Мора или правило Верещагина (метод перемножения эпюр), используемое для упрощений при вычислении интеграла Мора. При этом деформация (прогиб или угол поворота) определяется выражением

$$\delta = \frac{1}{E \cdot J} \int_l \bar{M}_1 M_2 dx, \quad (1.33)$$

где значения интеграла находятся с использованием табл. 1.4.

Если требуется определить упругие перемещения в n сечениях ($i=1,2,\dots,n$) от действия n ($j=i=1,2,\dots,n$) сил, приложенных в точках, соответствующих тем же сечениям, то при из-

вестных коэффициентах податливости λ_{ij} векторы перемещений в указанных сечениях образуют (по принципу независимости действия сил) вектор-столбец

$$\{\delta\}=[\lambda]\cdot\{F\}, \quad (1.34)$$

где векторы-столбцы перемещений и сил, а также матрица коэффициентов податливости

$$\{\delta\} = \begin{Bmatrix} \delta_1 \\ \delta_2 \\ \dots \\ \delta_n \end{Bmatrix}; \quad \{F\} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \dots \\ F_n \end{Bmatrix}; \quad [\lambda] = \begin{Bmatrix} \lambda_{11} & \lambda_{12} & \dots & \lambda_{1n} \\ \lambda_{21} & \lambda_{22} & \dots & \lambda_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \lambda_{n1} & \lambda_{n2} & \dots & \lambda_{nn} \end{Bmatrix}.$$

Матричное уравнение (1.34) эквивалентно уравнениям

$$\begin{aligned} \delta_1 &= \lambda_{11}F_1 + \lambda_{12}F_2 + \dots + \lambda_{1n}F_n ; \\ \delta_2 &= \lambda_{21}F_1 + \lambda_{22}F_2 + \dots + \lambda_{2n}F_n ; \\ &\quad \text{.....} \\ \delta_n &= \lambda_{n1}F_1 + \lambda_{n2}F_2 + \dots + \lambda_{nn}F_n . \end{aligned} \tag{1.35}$$

В этих уравнениях каждое слагаемое отражает "вклад" соответствующей силы в полное перемещение сечения.

Приведенный метод определения перемещений сечений детали от действия системы сил является общим и не зависит от принимаемой в расчете модели, ее формы, которая определяет лишь вид уравнения для определения коэффициентов λ_{ji} системы (1.35).

Оценка жесткости деталей машин производится путем сопоставления расчетных и допускаемых значений перемещений и углов поворота характерных сечений

$$v \leq |v|; \quad \theta \leq |\theta|.$$

где y и θ – расчетные значения перемещений и углов поворота в характерных сечениях;

$|y|$ и $|\theta|$ – допускаемые значения перемещений и углов поворота, определяемые из практики эксплуатации аналогичных деталей.

При несоблюдении этих условий следует изменить геометрические размеры сечения детали, так как изменение материала (марки стали) или её термообработки практически не сказывается на величине модуля упругости.

1.7. ОСНОВЫ РАСЧЕТОВ НАДЕЖНОСТИ МАШИН И ЕЕ ЭЛЕМЕНТОВ

1.7.1. Основные определения теории надежности.

Причиной ненадежной работы является отказ-событие, заключающиеся в полной или частичной утрате машиной или механизмом работоспособного состояния вследствие дефектов конструкции, материалов и т.д.

Для оценки надежности работы машин используются следующие характеристики:

$P(t)$ – вероятность безотказной работы в течение заданного отрезка времени, статистическая оценка которой

$$P(t) = 1 - \frac{N_{0T}}{N_0} \quad , \quad (1.36)$$

где N_{OT} – число отказавших элементов; N_0 – общее число элементов (достаточно велико).

Вероятность безотказной работы системы (машины) при последовательном соединении её элементов в случае независимых отказов по теореме умножения вероятностей равна произведению вероятностей безотказной работы элементов

$$P_{cm}(t) = P_1(t) \cdot P_2(t) \cdot \dots \cdot P_n(t). \quad (1.37)$$

Поэтому надежность таких сложных систем в большинстве случаев получается низкой. Например, если система состоит из 10 элементов с вероятностью безотказной работы 0,9, то $P_{cm}(t) \approx 0,35$.

Вероятность безотказной работы системы (машины) при параллельном соединении её элементов в случае независимых отказов

$$P_{cm}(t) = 1 - \prod_{i=1}^n [1 - P_i(t)], \quad (1.38)$$

где n – число параллельно соединенных элементов для резервирования.

$\lambda(t)$ – интенсивность отказов

$$\lambda(t) = \frac{N_{0T}(t + \Delta t) - N_{0T}(t)}{[N_0 - N_{0T}(t)] \cdot \Delta t}, \quad (1.39)$$

где $N_{0T}(t)$, $N_{0T}(t + \Delta t)$ – число отказавших элементов к моменту времени t и $(t + \Delta t)$;

Δt – длительность интервала.

$f(t)$ – плотность вероятности отказов

$$f(t) = \frac{P(t) - P(t + \Delta t)}{\Delta t}. \quad (1.40)$$

Кривая рассеяния используемого параметра (например, предела выносливости детали) представляет собой зависимость частоты (плотности вероятности) случайной величины в функции от случайной переменной величины.

Имеют место следующие типичные распределения случайных величин. Наибольшее распространение в технических приложениях (в том числе и в расчетах деталей машин при оценке их наработки до отказа из-за износа, старения материала деталей) имеет нормальный закон распределения (закон Гаусса) с плотностью вероятности

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-a)^2}{2\sigma^2}}, \quad (1.41)$$

где x – переменная случайная величина (время, зазор, напряжение и т. д.);

a – математическое ожидание, или приближенно, среднее арифметическое значение переменной случайной величины при общем числе наблюдений n ; статистическая оценка этого параметра может быть найдена по соотношению

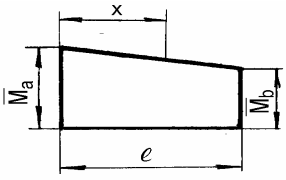
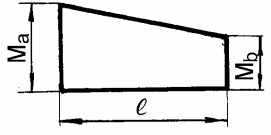
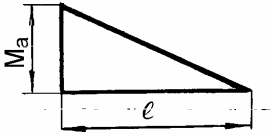
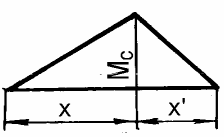
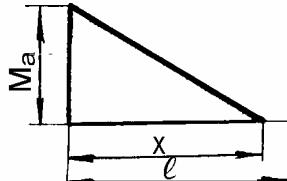
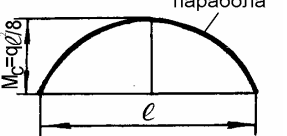
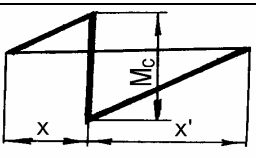
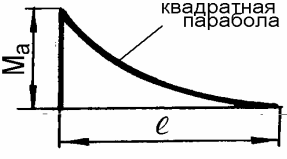
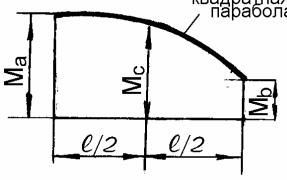
$$a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i; \quad (1.42)$$

σ^2 – дисперсия (разброс) случайной величины

$$\sigma^2 = \left(\frac{1}{n-1} \right) \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - a)^2; \quad (1.43)$$

σ – среднее квадратическое отклонение случайной величины от центра рассеяния, определяет ширину петли кривой распределения случайной величины.

Определение интеграла $\int_l \bar{M}_1 M_2 dx$

Эпюра $\bar{M}_1$	Эпюра M_2	Значение $\int_l \bar{M}_1 M_2 dx$
		$\frac{1}{6}(2\bar{M}_a M_a + 2\bar{M}_b M_b + \bar{M}_a M_b + \bar{M}_b M_a)l$
		$\frac{1}{6}(2\bar{M}_a + M_b)M_a l$
		$\frac{1}{6}[\bar{M}_a(1 + \frac{x'}{l}) + M_b(1 + \frac{x}{l})]M_c l$, где $x + x' = l$
		$\frac{1}{2}[\bar{M}_a - \frac{1}{3}\frac{x}{l}(\bar{M}_a - \bar{M}_b)]M_a x$, где $x \leq l$
		$\frac{1}{3}(\bar{M}_a + \bar{M}_b)M_c l = \frac{1}{24}(\bar{M}_a + \bar{M}_b)gl^3$
		$-\frac{1}{6}[\bar{M}_b(1 - \frac{3x^2}{l^2}) - \bar{M}_a(1 - \frac{3x'^2}{l^2})]M_c l$, где $x + x' = l$
		$\frac{1}{12}(3\bar{M}_a + \bar{M}_b)M_a l$
		$\frac{1}{6}[M_a \bar{M}_a + M_b \bar{M}_b + 2M_c(\bar{M}_a + \bar{M}_b)]l$

Отношение $\nu = \frac{\sigma}{a}$ представляет собой коэффициент вариации. Кривая плотности вероятности тем острее и выше, чем меньше σ .

В расчетной практике часто рассматривают поле рассеяния, ограниченное отрезком оси абсцисс от -3σ до $+3\sigma$ (правило трех сигм), чему соответствует вероятность надежности результата 0,997 (0,3% риска).

Часто в расчетах используется центрированное нормальное распределение ($a = 0$; $\sigma = 1$), нормированное в математике.

Вероятность безотказной работы

$$P(t) = 0,5 - F\left(\frac{x-a}{\sigma}\right), \quad (1.44)$$

где $F\left(\frac{x-a}{\sigma}\right)$ – функция Лапласа (табл. 1.5).

В табл. 1.5 также приводятся для каждого значения $\frac{x-a}{\sigma}$ процент риска, т.е. процент изделий, надежность которых не обеспечена.

Таблица 1.5

Функция Лапласа для нормального закона распределения

$\frac{x-a}{\sigma}$	$F\left(\frac{x-a}{\sigma}\right)$	% риска	$\frac{x-a}{\sigma}$	$F\left(\frac{x-a}{\sigma}\right)$	% риска	$\frac{x-a}{\sigma}$	$F\left(\frac{x-a}{\sigma}\right)$	% риска
0,1	0,0398	92,04	1,6	0,4452	10,96	2,6	0,4953	0,94
0,5	0,1915	61,7	1,8	0,4641	7,18	2,8	0,4974	0,52
1,0	0,3413	31,74	2,0	0,4772	4,56	3,0	0,4986	0,27
1,2	0,3849	23,02	2,2	0,4861	2,78	3,2	0,4993	0,04
1,4	0,4192	16,16	2,4	0,4918	1,64	3,6	0,4998	0,03

Помимо задачи оценки вероятности безотказной работы за данное время или за данную наработку может иметь место обратная задача – определение времени или наработки, соответствующих заданной вероятности безотказной работы. Значение этой наработки (времени) определяется с помощью квантилей нормального распределения U_p , представляющих собой значение случайной величины, отвечающее определенному значению вероятности

$$U_p = \frac{x-a}{\sigma}. \quad (1.45)$$

Значения квантилей даны в табл. 1.6 в зависимости от вероятности безотказной работы.

Операции с нормальным распределением проще, чем с другими, поэтому ими часто заменяют другие распределения.

Таблица 1.6

Квантиль U_p нормального закона распределения

$P(t)$	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	–
$U(p)$	0,00	–0,126	–0,253	–0,385	–0,524	–0,674	–0,842	–
$P(t)$	0,85	0,9	0,92	0,95	0,96	0,97	0,98	–
$U(p)$	–1,036	–1,282	–1,400	–1,645	–1,751	–1,881	–2,054	–
$P(t)$	0,99	0,992	0,995	0,996	0,997	0,998	0,999	0,9999
$U(p)$	–2,326	–2,409	–2,576	–2,652	–2,748	–2,878	–3,090	–3,720

Распределение Вейбула является достаточно универсальным, охватывающим разнообразные случаи изменения случайной величины. Распределение Вейбула используется для статистических моделей надежности на период приработочных отказов и ему хорошо подчиняются долговечность подшипников качения, роликовых цепей, клиновых ремней, зубчатых передач и других деталей.

Характеристики этого распределения:
плотность вероятности отказов

$$f(t) = \frac{m}{t_0} t^{m-1} \cdot e^{\frac{-t^m}{t_0}}; \quad (1.46)$$

вероятность безотказной работы

$$P(t) = e^{-\frac{t^m}{t_0}} ; \quad (1.47)$$

интенсивность отказов

$$\lambda(t) = \frac{m}{t_0} t^{m-1} , \quad (1.48)$$

где m – параметр формы; t_0 – параметр масштаба.

Математическое ожидание и среднее квадратическое отклонение соответственно

$$a = b_m t_0^{1/m} ; \quad \sigma = c_m t_0^{1/m} , \quad \text{где } b_m \text{ и } c_m - \text{коэффициенты (табл.1.7).}$$

При известных значениях a и σ имеем

$$c_m / b_m = \sigma / a .$$

Экспоненциальный закон характеризуется тем, что для него интенсивность отказов $\lambda(t)=const$, что соответствует периоду нормальной эксплуатации, и вероятность безотказной работы $P(t)=e^{-\lambda t}$.

Таблица 1.7

Значения коэффициентов b_m и c_m

Параметр m	$1/m$	b_m	c_m	Коэффициент вариации c_m/b_m	Параметр m	$1/m$	b_m	c_m	Коэффициент вариации c_m/b_m
0,400	2,5	3,32	10,4	3,14	1,1	0,909	0,965	0,878	0,910
0,417	2,4	2,98	8,74	2,93	1,2	0,833	0,941	0,787	0,837
0,435	2,3	2,68	7,38	2,75	1,3	0,769	0,924	0,716	0,775
0,455	2,2	2,42	6,22	2,57	1,4	0,714	0,911	0,659	0,723
0,476	2,1	2,20	5,27	2,40	1,5	0,667	0,903	0,615	0,681
0,500	2,0	2,00	4,47	2,24	1,6	0,625	0,897	0,574	0,640
0,526	1,9	1,83	3,81	2,08	1,7	0,588	0,892	0,540	0,605
0,556	1,8	1,68	3,26	1,94	1,8	0,556	0,889	0,512	0,575
0,588	1,7	1,54	2,78	1,80	1,9	0,526	0,887	0,485	0,547
0,625	1,6	1,43	2,39	1,67	2,0	0,500	0,886	0,463	0,523
0,667	1,5	1,33	2,06	1,55	2,1	0,476	0,886	0,439	0,496
0,714	1,4	1,24	1,78	1,43	2,2	0,455	0,886	0,425	0,480
0,769	1,3	1,17	1,54	1,32	2,3	0,435	0,886	0,409	0,461
0,833	1,2	1,10	1,33	1,21	2,4	0,417	0,887	0,394	0,444
0,909	1,1	1,05	1,15	1,10	2,5	0,400	0,887	0,380	0,428
1,0	1,0	1,00	1,00	1,00					

1.7.2. Определение вероятности безотказной работы

Задачей вероятностного расчета, в частности на сопротивление усталости и износостойкость, является определение зависимости вероятности разрушения (выхода из строя) детали от срока службы, т.е. построение функции распределения долговечности. Целью вероятностного расчета могут быть определение показателей надежности рассчитываемого объекта, установление требований к материалам, технологии изготовления и конструктивным параметрам из условия обеспечения заданных показателей надежности.

Расчеты на надежность могут носить самый разнообразный характер.

а) Вероятностный расчет на сопротивление усталости

При условии, согласно которому вероятности действующих амплитудных σ_a и предельных σ_{-1} напряжений имеют нормальное распределение, что правомерно для зубчатых передач, валов и т.д., оно характеризуется математическим ожиданием $a_{\sigma_a}, a_{\sigma_{-1}}$ и средним квадратическим отклонением $\sigma_{\sigma_a}, \sigma_{\sigma_{-1}}$ для указанных напряжений соответственно.

Параметры $a_{\sigma_a}; a_{\sigma_{-1}}; \sigma_{\sigma_a}; \sigma_{\sigma_{-1}}$ определяются по результатам статистической обработки данных испытаний и по нагруженности детали. На рис. 1.10 показаны графики плотности распределения вероятностей независимых случайных величин σ_a и σ_{-1} в соответствии с формулой (1.41), причем их пересечение (заштрихованная зона) свидетельствует о возможности разрушения. Тогда условие прочности детали можно представить в виде

$$X = \sigma_{-1} - \sigma_a \geq 0.$$

При этом случайная величина X имеет также нормальное распределение с параметрами

$a_x = a_{\sigma_{-1}} - a_{\sigma_a}$ и $\sigma_x = \sqrt{\sigma_{\sigma_{-1}}^2 + \sigma_{\sigma_a}^2}$. Задавшись значением X (в пределе, равном нулю), определяется отношение $\frac{X - a_x}{\sigma_x}$, с учетом которого по табл. 1.5 находится функция Лапласа

$F\left(\frac{X - a_x}{\sigma_x}\right)$. Вероятность безотказной работы $P(t)$ определяется с учетом найденной функции по формуле (1.44).

При необходимости изменения надежности и обеспечения иной вероятности безотказной работы следует изменить параметры распределения действующих и предельных напряжений. В соответствии с принятой вероятностью безотказной работы по табл. 1.6 определяются квантиль нормального распределения U_p и далее, используя соотношение $\frac{X - a_x}{\sigma_x} = U_p$, необходимые величины математического ожидания и среднего квадратического отклонения напряжений σ_a и σ_{-1} .

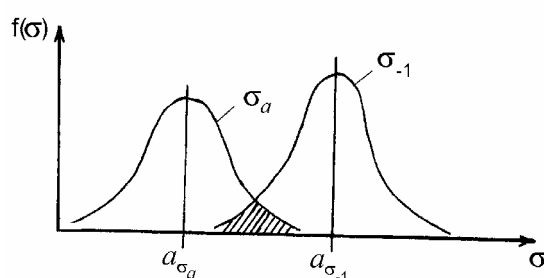


Рис. 1.10. Плотность распределения вероятностей $f(\sigma_a)$ и $f(\sigma_{-1})$ случайных величин σ_a и σ_{-1}

При проведении проверочных расчетов с учетом коэффициента безопасности $\bar{S}_\sigma$ по средним значениям предельных и амплитудных напряжений и амплитуды $\bar{S}_\sigma = \frac{a_{\sigma_{-1}}}{a_{\sigma_a}}$ квантиль нормального распределения может быть определен по зависимости

$$U_p = - \frac{\bar{S}_\sigma - 1}{\sqrt{(\bar{S}_\sigma v_{\sigma_{-1}})^2 + v_{\sigma_a}^2}},$$

где $\nu_{\sigma_{-1}}, \nu_{\sigma_a}$ – коэффициенты вариации по предельным и амплитудным напряжениям.

По табл. 1.6 по полученному значению U_p находится вероятность безотказной работы $P(t)$.

При проектировочных расчетах следует задаваться вероятностью неразрушения, по табл.1.6 определять квантиль U_p и далее вычислять коэффициент безопасности по зависимости

$$\bar{S}_{\sigma} = \frac{1 + \sqrt{1 - [1 - (U_p \nu_{\sigma_{-1}})^2] \cdot [1 - (U_p \nu_{\sigma_a})^2]}}{1 - (U_p \nu_{\sigma_{-1}})^2}.$$

При сложном сопротивлении находятся коэффициенты безопасности отдельно по нормальным ($\bar{S}_{\sigma}$) и касательным ($\bar{S}_{\tau}$) напряжениям, а затем коэффициент безопасности $\bar{S}$ по формуле (1.17).

б) Вероятностный расчет на износ

Если ресурс по износу подчиняется нормальному распределению, его характеризуют математическое ожидание a и среднее квадратическое отклонение σ по времени износа, либо размерам изнашиваемой детали, полученным в результате статистической обработки экспериментальных данных.

При заданном ресурсе t , а также известных значениях a_t и σ_t в часах с учетом соотношения $\frac{t - a_t}{\sigma_t}$ по табл.1.5 находится функция Лапласа и далее по формуле (1.44) вероятность безотказной работы $P(t)$.

В случае решения обратной задачи с учетом принятого значения $P(t)$ по табл. 1.6 находится квантиль нормального распределения U_p и с учетом выражения (1.45) соответствующее время работы t .

При заданных значениях предельного износа $H_{\max}$ и ресурса t , известных по размерам детали при износе значениях a_p и σ_p квантиль нормального распределения имеет вид

$$U_p = \frac{(H_{\max} - a_p a_v t)}{\sqrt{\sigma_p^2 + (\sigma_v t)^2}},$$

где a_v, σ_v – математическое ожидание (средняя скорость) изнашивания и среднее квадратическое отклонение скорости изнашивания.

С учетом полученного значения квантиля по табл. 1.6 определяется вероятность безотказной работы $P(t)$.

В случае решения обратной задачи при принятом значении $P(t)$ находится с учетом соответствующего значения U_p (табл. 1.6) предельный износ $H_{\max}$ либо время работы t .

1.8. КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

1.8.1. Требования к машиностроительным материалам и их характеристики

Материалы, применяемые в машиностроении, должны удовлетворять условиям работы детали, требованиям минимальной трудоемкости изготовления, экономичности.

Следует иметь в виду, что затраты на материалы и их химико-термическую обработку составляют во многих случаях более половины стоимости машины, например от 60 до 70% в грузоподъемных машинах.

Основными характеристиками машиностроительных конструкционных материалов являются следующие:

1. Прочность, в том числе и поверхностная, показателями которой являются пределы: прочности (временное сопротивление) σ_b, τ_b , текучести σ_T, τ_T и выносливости σ_{-1}, τ_{-1} (характеризуют сопротивляемость материала при действии переменных напряжений);

2. Жесткость, характеризующаяся модулем продольной упругости (при растяжении и изгибе) – E и сдвига (при кручении) – G . При этом $G=E/2(1+\nu)$, где ν – коэффициент Пуассона.

3. Пластичность, характеризующаяся относительными деформациями до наступления разрушения;

4. Ударная вязкость, показателем которой является удельная работа по разрушению образца в поперечном направлении;

5. Твердость, характеризующаяся сопротивлением изменению формы (деформированию) либо разрушению в поверхностном слое при местных силовых контактных воздействиях и измеряется по сопротивлению внедрению в его поверхность индентора: по Бринеллю – HB, кгс/мм², по Роквеллу – HRC и по Виккерсу – HV.

6. Износостойкость, показателем которой является сопротивляемость изнашиванию, характеризуется косвенно твердостью поверхности и допускаемым давлением $|p|$;

7. Фрикционные свойства, показателем которых являются коэффициент трения, допускаемое давление $|p|$ и скорость скольжения $|v_s|$;

8. Теплоемкость, характеризующаяся способностью материала поглощать и передавать тепло, показателем которой является коэффициент теплопроводности.

С учетом обеспечения тех или иных характеристик деталей выбираются соответствующие материалы и способы их обработки. При оценке материалов можно воспользоваться системой удельных показателей. Такими показателями являются удельная прочность: σ_b / ρ , σ_T / ρ , σ_{-1} / ρ , удельная жесткость E / ρ , где ρ – плотность материала и т. д.

В качестве машиностроительных материалов используются: черные металлы (чугуны и стали), цветные металлы и их сплавы, металлокерамические и неметаллические материалы.

1.8.2. Черные металлы

Основные характеристики чугунов и сталей приведены в табл. 1.8.

Чугун – сплав железа с углеродом (свыше 2%), обладающий хорошими литейными свойствами, – основной материал для станин, плит, корпусов, крышек, шкивов и т. д.

Наиболее распространены отливки из серого чугуна (ГОСТ 1412), отличающегося средней прочностью, малой ударной вязкостью, хорошей обрабатываемостью резанием, наилучшими демпфирующими и литейными свойствами. Обозначение СЧ15, например, означает – серый чугун с временным сопротивлением при растяжении 15 кгс / мм² (150МПа).

При повышенных требованиях к прочности изделия применяются высокопрочные чугуны с шаровидным графитом ВЧ (ГОСТ 7293). Придание шаровидной формы графиту за счет присадок магния и цезия уменьшает внутреннюю концентрацию напряжений. Вследствие этого предел выносливости высокопрочных чугунов с шаровидным графитом приближается к пределу выносливости стали 45 и до двух раз выше, чем у серого чугуна с пластинчатым графитом.

Для трущихся деталей при ненапряженных условиях работы возможно применение антифрикционного чугуна по ГОСТ 1585.

Стальное литье (ГОСТ 977) делится на три группы: обыкновенного, повышенного и особого качества соответственно из конструкционных нелегированных сталей марок

15Л...55Л, конструкционных низколегированных - марок 20ГЛ, 40ХЛ, 40ХНЛ и др. и из высоколегированных сталей (20Х13Л).

Для стальных отливок имеет место более низкие механические характеристики и худшая обрабатываемость резанием, чем у стальных деталей, прошедших обработку давлением, а по сравнению с чугунами более худшие литейные свойства.

Стали, прошедшие обработку давлением и содержащие углерода обычно не более 0,7%, делятся на две группы: углеродистые стали обыкновенного качества или общего назначения и конструкционные стали.

Стали общего назначения по ГОСТ 380 обозначаются буквами Ст и номерами в порядке возрастания прочности (минимальное значение временного сопротивления МПа, деленное на 100), например, Ст3. Эти стали марок Ст0, Ст1, ... , Ст6 используются для изготовления сортового и листового проката, не упрочняемых деталей типа корпусных, крепежных, а также деталей, работающих при малых нагрузках без трения.

Конструкционные стали для упрочняемых деталей по химическому составу подразделяются на углеродистые качественные (ГОСТ 1050) и легированные качественные, высококачественные и особо высококачественные. По содержанию углерода делятся на низкоуглеродистые – цементируемые с содержанием углерода до 0,25%; среднеуглеродистые - улучшаемые и закаливаемые с содержанием углерода от 0,25 до 0,6% и высокоуглеродистые- закаливаемые с содержанием углерода свыше 0,6% . С повышением содержания углерода повышается прочность и снижается пластичность. Легированные стали делятся на низко-, средне- и высоколегированные с содержанием легирующих элементов соответственно до 3% , от 3 до 5,5% (ГОСТ 4543), и свыше 5,5% (ГОСТ 5632).

Углеродистые конструкционные стали обозначаются двузначными числами, указывающими среднее содержание углерода в сотых долях процента. Легированные стали дополнительно обозначаются буквами, указывающими основные легирующие элементы, а цифры после них означают процентное содержание соответствующих компонентов. Высококачественные легированные стали дополнительно обозначают буквой “А”. Например, марка 38Х2МЮА означает среднелегированную высококачественную сталь со средним содержанием углерода 0,38% , хрома 2% , молибдена и алюминия по 1% .

Для деталей с гладкой поверхностью и хорошей обрабатываемостью резанием, изготавливаемых на автоматических металлорежущих станках, используются углеродистые стали с повышенным содержанием серы, обозначаемые так же, как и углеродистые качественные стали, но с добавлением в начале обозначения буквы “А”, например сталь А12.

За счет введения легирующих компонентов достигается существенное улучшение характеристик стали: повышение прочности, ударной вязкости и т. д. В частности: марганец (Г) – увеличивает прокаливаемость и прочность стали, ускоряет процесс цементации с получением более равномерного цементованного слоя; хром (Х) – повышает прочность и способствует получению после цементации деталей с высокой и равномерной твердостью; никель (Н) – повышает сопротивление хрупкому разрушению, пластичность и вязкость, уменьшает чувствительность к концентраторам напряжений; молибден (М) – увеличивает прокаливаемость, придает повышенную прочность, пластичность и вязкость; вольфрам (В)–повышает твердость после цементации; кремний (С) – снижает чувствительность к концентрации напряжений; медь (Д) и фосфор (П) – увеличивают коррозионную стойкость; титан (Т) и ванадий (Ф) – повышают прокаливаемость и понижают склонность к перегреву; бор (Р) – увеличивает прокаливаемость и прочность сталей при некотором повышении вязкости.

Кроме рассмотренных значительную группу составляют стали специального назначения: 1) шарикоподшипниковые высокоуглеродистые хромистые стали – ШХ15 (около 1% углерода и 0,5%...1,5% хрома), ШХ15СГ и др.; 2) рессорно-пружинные стали – с повышенным содержанием кремния и марганца, а также с присадкой хрома и ванадия; 3) коррозионно-стойкие (нержавеющие), кислотоупорные; 4) жаростойкие и жаропрочные.

Таблица 1.8

Характеристики чугунов и сталей

Материал		Метод получе- ния заготовки	Термо- обработка	σ_B	σ_T	Твердость	
Наимено- вание	Марка			МПа		сердцевины	поверх- ности
Серый чугун	СЧ15	Литье	–	150		120...220 HB	
	СЧ20			200		150...240 HB	
	СЧ25			250		150...250 HB	
	СЧ30			300		170...260 HB	
	СЧ35			350		180...270 HB	
Высоко- прочный чугун	ВЧ40	Литье	–	400	250	140...200 HB	
	ВЧ45			450	310	140...225 HB	
	ВЧ60			600	370	197...277 HB	
	ВЧ70			700	420	228...302 HB	
	ВЧ80			800	480	248...351 HB	
	ВЧ100			1000	700	270...360 HB	
Углеродис- тая сталь	25Л	Литье	Отжиг	450	240	120...160 HB	
	30Л			480	260	130...170 HB	
	35Л			500	280	140...180 HB	
	40Л		Нормализация	530	300	150...190 HB	
	45Л			550	320	160...210 HB	
	50Л			580	340	190...220 HB	
Легирован- ная сталь	35ХНЛ	Литье	Нормализация	550	300	145...180 HB	
	35ХНЛ		Улучшение	700	500	220...260 HB	
	40ХНЛ			800	600	220...270 HB	
Углеродис- тая сталь	Ст3	Ковка	Нормализация	350...450	220		
	Ст5			500...650	270		
	35			550	300	150...180 HB	
	40			600	350	170...190 HB	
	45			600	350	170...217 HB	
	45		Улучшение	850	650	210...230 HB	
	45		Объемная зак.	900	700	51...56 HRC	
	45		Поверхн. зак.	800	550	167...217 HB	51...56 HRC
Легирован- ная сталь	65Г	Ковка	Объемная зак.	900	700	45...50 HRC	
	20Х		Цементация	750	500	260...280 HB	56...60 HRC
	20ХН			850	650	280...300 HB	56...63 HRC
	40Х		Улучшение	850	650	230...260 HB	
	40Х		Объемная зак.	1200	950	45...50 HRC	
	40Х		Поверхн.зак.	1000	850	260...280 HB	45...55 HRC
	40Х		Азотирование	1000	800	26...30 HRC	500...550 HV
	40ХН		Улучшение	900	700	230...300 HB	
	40ХН		Объемная зак.	1250	1000	50...54 HRC	
	18ХГТ		Цементация	1150	950	260...400 HB	56...63 HRC
	12ХН3А			1100	900	300...380 HB	56...62 HRC
	20ХН2М			1100	850	300...400 HB	60...65 HRC
	38Х2Ю		Азотирование	900	750	30...35 HRC	700...850HV
	38Х2МЮА			1050	900	30...35 HRC	850...900HV
	35ХГСА		Улучшение	1000	800	240...280 HB	
	40ХН2МА		Закалка	1650	1350	46...53 HRC	
	40ХФА		Азотирование	1000	800	269...302 HB	50...56 HRC
	40ХНА		Закалка	1450	1150	40...50 HRC	

Для повышения механических характеристик сталей используются следующие виды обработок:

термическая - отжиг, нормализация, закалка, отпуск;

химико-термическая - цементация, азотирование, цианирование, диффузионная металлизация;

механическая - обкатка роликами, дробеструйный наклеп.

Отжиг (полный) состоит в нагреве выше верхней критической точки, выдержке при этой температуре и медленном охлаждении, обычно с печью, что позволяет обеспечить повышенную пластичность и ударную вязкость, а также устранение внутренних напряжений.

Нормализация состоит в нагреве несколько выше верхней критической точки и последующем охлаждении на воздухе. Применяется в основном для среднеуглеродистых и особенно малоуглеродистых нелегированных сталей, что позволяет улучшить их механические свойства (прочность, упругость и ударную вязкость), устраняет внутренние напряжения и облегчает обработку резанием.

Отжиг и нормализация, приводящие к образованию равновесной структуры, чаще всего применяются при получении стальных полуфабрикатов: сортового проката, штамповок, поковок, отливок.

Закалка состоит в нагреве детали выше критической точки (выше верхней – полная закалка) обычно кислородно-ацетиленовым пламенем или токами высокой частоты (ТВЧ) в индукционных печах, выдержке при температуре нагрева и последующем охлаждении с такой скоростью, которая обеспечивает образование неравновесной структуры. Для углеродистых сталей, требующих очень быстрого охлаждения, используется вода, для легированных сталей – масло. При этом достигается высокая твердость стали. Зависимости твердости закаленной и незакаленной стали от содержания углерода представлены на рис. 1.11.

Вместе с тем при объемной (сквозной) закалке мелких деталей из углеродистой стали имеет место повышенная хрупкость материала и его склонность к трещинообразованию, а также значительная их деформация (коробление).

Поверхностная закалка – нагрев поверхностного слоя детали, обычно ТВЧ или газовым пламенем, до температуры закаливания и затем быстрое охлаждение – приводит к повышению твердости поверхности, предела выносливости и сопротивления изнашиванию при сохранении вязкой сердцевины. Таким способом обрабатывают шейки коленчатых валов, втулки, детали зубчатых соединений, зубья зубчатых колес (при модуле $m \geq 3$ мм).

Отпуск состоит в нагреве закаленной детали с последующим охлаждением, что приводит обычно к уменьшению внутренних напряжений, повышению пластичности и вязкости, а также к снижению твердости и тем в большей мере, чем выше температура отпуска. Влияние температуры отпуска на механические свойства стали представлены на рис. 1.12.

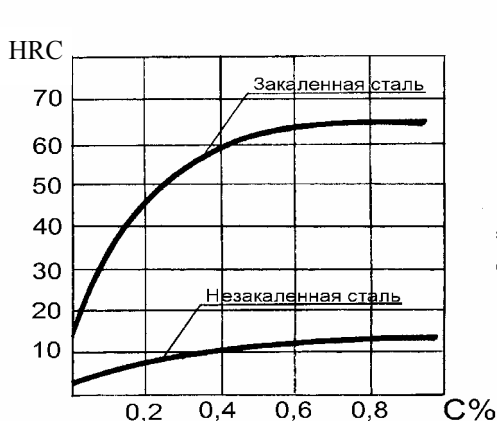


Рис. 1.11. Зависимость твердости закаленной и незакаленной стали от содержания углерода

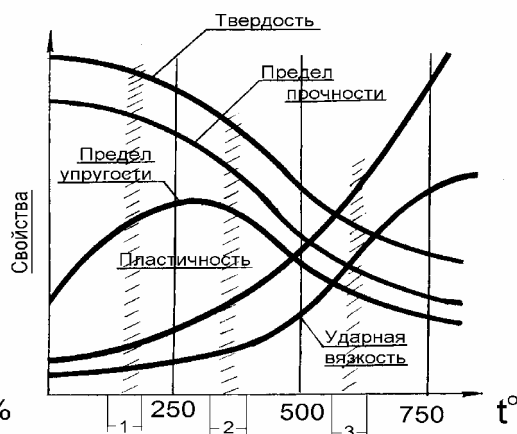


Рис. 1.12. Изменение свойств стали: 1- низкий отпуск; 2- средний отпуск; 3- высокий отпуск

При низком отпуске (при температуре 120...250°) твердость почти не снижается (59...61HRC), благодаря чему сохраняется высокая износостойкость, но вследствие некоторого ослабления внутренних напряжений хрупкость существенно уменьшается. Закалка и низкий отпуск проводят обычно перед окончательной шлифовкой детали.

Для получения максимальной упругости при повышенной твердости (37...46 HRC) применяется средний отпуск при температуре 300...400°. Такому отпуску подвергаются пружины, рессоры.

Улучшение состоит из закалки детали с последующим высоким отпуском при температуре 550...650°. При этом обеспечивается достаточная прочность и твердость (207...281HB) при высоких значениях пластичности и вязкости. Иногда улучшение используется в качестве промежуточной операции при обработке резанием (для уменьшения внутренних напряжений), чаще всего после грубой механической обработки (обдирки).

Перечисленные основные виды термической обработки схематически изображены в виде графиков в координатах температура– время на рис.1.13.

В некоторых случаях для ответственных деталей из легированных сталей заготовка может подвергаться отжигу, после грубой ее обдирки – улучшению, а перед окончательной шлифовкой - закалке и низкому отпуску.

Цементация состоит в диффузионном насыщении углеродом при температуре 900...950° поверхностного слоя деталей из низкоуглеродистых сталей ($C \leq 0,25\%$) на глубину 1...2 мм с последующей закалкой и низким отпуском. В результате на поверхности возникают напряжения сжатия, что повышает предел выносливости, а твердость поверхности достигает 61...64 HRC. Таким образом обрабатывают зубчатые колеса, червяки и другие детали.

Азотирование состоит в диффузионном насыщении азотом поверхностного слоя деталей на глубину 0,3...0,6 мм после окончательной механической обработки и закалки с высоким отпуском (улучшения). Азотированию подвергаются детали из легированных сталей марок 38ХМЮА, 38Х2ЮА и 40ХФА с целью повышения твердости до 1000...1200HV, износо- и коррозионной стойкости при малом их короблении. Такой обработке, в частности, подвергаются зубчатые колеса.

Цианирование состоит в диффузионном насыщении поверхности деталей одновременно углеродом и азотом. Высокотемпературное цианирование проводится при температуре 800...950° с последующей закалкой с низким отпуском; низкотемпературное цианирование при температуре 540...560° проводится после термической обработки. В результате повышается усталостная прочность, твердость, износо- и коррозионная стойкость. Преимущество цианирования перед цементацией состоит в более быстром течении процесса, достижении большей износостойкости и меньшем изменении их формы (короблении) при закалке.

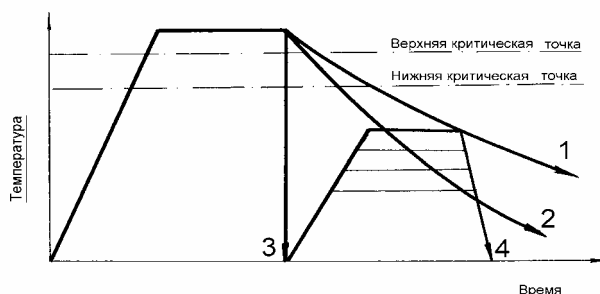


Рис. 1.13. Схематические графики основных операций термической обработки:
1 – отжиг; 2 – нормализация; 3 – закалка; 4 – отпуск на различные температуры

Диффузионная металлизация состоит в насыщении поверхностей деталей хромом, титаном, бором и другими элементами. При этом повышается твердость поверхности от 1200...1500 HV (хромирование) до 1600...2000 HV (титанирование) и термостойкость.

Обкатка роликами и дробеструйный наклеп заключается в пластическом деформировании поверхностного слоя деталей на глубину 0,15...0,3 мм с созданием в нем напряжений сжатия. Вследствие наклепа повышается твердость поверхностей, а также усталостная прочность: для пружин – на 50%, для зубьев зубчатых колес – на 20%. Комбинацией термической и механической обработок обеспечивается эффект местного качества, в частности, повышение контактной прочности зубьев за счет закалки ТВЧ и изгибной прочности за счет упрочнения поверхности у их основания.

Сравнительный анализ стоимости некоторых видов термической и химико-термической обработки приведен в табл. 1.9.

Таблица 1.9

Сравнительная стоимость различных видов химико-термической обработки

	Примеры химикотермической обработки стали	Толщина упрочненного слоя, мм	Коэффициент относительной стоимости термообработки
1	Объемная (сплошная) закалка + низкий отпуск	Все сечение	1
2	Поверхностная закалка ТВЧ + низкий отпуск	1...3	1,25...1,4
3	Улучшение (объемная зак. + высокий отпуск)	Все сечение	1,1...1,2
4	Цементация + закалка + низкий отпуск	не более 1,4...1,8	1,75...2
5	Нитроцементация + закалка + низкий отпуск	не более 0,6	2,5...2,75
6	Закалка + высокий отпуск + азотирование	не более 0,4	3,5...4,5

1.8.3. Цветные металлы и их сплавы

Из цветных сплавов основное распространение в машиностроении имеют медные, легкие (на основе алюминия и магния) и специальные сплавы.

Медные сплавы – бронзы и латуни – отличаются высокой антикоррозионной стойкостью и хорошими антифрикционными свойствами. Эти качества и определяют основные области их применения (детали, подверженные коррозионному воздействию, узлы трения, передачи, работающие с повышенным скольжением рабочих поверхностей). Детали из медных сплавов могут быть получены литьем, обработкой давлением и хорошо поддаются обработке резанием.

Бронзы – сплавы меди с оловом или другими присадочными материалами. Наилучшими по своим качествам, но наиболее дорогими являются оловянные бронзы (содержание олова 4... 12%) с возможными добавками других компонентов - свинца, цинка, фосфора, хорошо работающие при высоких скоростях скольжения без заедания. Стоимость этих бронз превышает стоимость стали 45 в 10 раз.

Дешевле безоловянные бронзы на основе свинца (до 30%) –свинцовые бронзы и алюминиевые бронзы с добавкой железа, имеющие хорошие антифрикционные свойства при высоких давлениях, но не допускающие высоких скоростей скольжения.

Маркируются бронзы буквами "Бр" и далее буквами, обозначающими присадки, и цифрами их содержания в процентах (содержание меди не указывается).

Латуни – сплавы меди с цинком – двойные или сложные с присадками легирующих элементов (алюминий, бериллий, кремний, марганец, свинец, олово, железо, никель). Для обработки давлением обычно применяют двойные латуни или с небольшими добавками других металлов. Литейные латуни имеют большее количество присадок.

Маркируются латуни буквой "Л" и буквами, обозначающими присадки и цифрами после них, характеризующими (в процентах) содержание меди и соответствующих элементов (в последовательности букв) кроме цинка.

Стоимость латуни превышает стоимость стали 45 примерно в 5 раз.

В машиностроении в качестве заменителей бронз и латуней используются баббиты - легкоплавкие антифрикционные сплавы на оловянной или свинцовой основе.

Баббиты кроме основных компонентов (олова и свинца) содержат значительное количество сурьмы и меди и небольшие присадки других элементов и являются хорошо прираба-

тывающимися антифрикционными материалами, допускающими работу со значительными скоростями скольжения и давлениями и имеющими в паре со сталью наименьший коэффициент трения.

Баббиты бывают с содержанием олова более 70% (высокооловянные), от 5 до 20% (оловянно–свинцовые), а также содержащие более 80% свинца (свинцовые).

Баббиты обозначаются буквой “Б” и цифрой содержания олова в процентах или вместо цифры буквой, характеризующей дополнительный компонент. Стоимость баббитов в несколько раз превышает стоимость бронз.

Из легких сплавов наиболее распространены цинкоалюминиевые сплавы с медью ЦАМ и алюминиевые сплавы с присадками никеля, меди, свинца, отличающиеся пониженным удельным весом и высокой износостойкостью.

Основными литейными алюминиевыми сплавами являются силумины - сплавы с кремнием (до 20%) и другими компонентами.

К специальным относятся сплавы титана – ВТЗ и др., обладающие высокой прочностью, коррозионной и жаростойкостью при невысоких антифрикционных свойствах.

Механические характеристики некоторых марок цветных металлов и их сплавов приведены в табл.1.10.

Таблица 1.10

Механические характеристики цветных металлов и их сплавов

Марка	ГОСТ	Временное сопротивление σ_{θ} , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Твердость, НВ
БрО10Ф1	613	210...250	140...190	80...120
БрО4Ц4С17		150...200	80...100	40...80
БрА10Ж4Н4Л	493	550...650	320...380	160...220
БрА9Ж3Л		400...500	190...210	100...120
ЛАЖМц66-6-3-2	17711	500...600	260...320	80...100
ЛМцС58-2-2		300...350	130...150	70...90
Б83	1320	90	–	30
Б16		80	–	30
БН		70	–	29
ЦАМ 10-5	21437	300	–	100
Титановые сплавы		800...1500	700...1350	300...410
Примечание. Для бронз и латуней меньшие значения даны для литья в песок, верхние – в кокиль или для центробежного литья.				

1.8.4. Композиционные и неметаллические материалы

Композиционные материалы образуются соединением нескольких компонентов, в том числе получаемых спеканием из порошков. В частности, в фрикционных материалах на медной основе медь обеспечивает хороший отвод тепла, фрикционные материалы на стальной основе служат для повышения коэффициента трения.

Широкое применение в машиностроении пластмасс связано с их технологическими преимуществами и широким диапазоном физико-механических свойств. К недостаткам пластмасс относятся старение, ползучесть и в сравнении со сталями низкие теплопроводность и теплостойкость, меньшие прочность – в 10...30 раз, жесткость – в 20...200 раз, твердость – в 10...100 раз.

Применяемые в машиностроении пластмассы подразделяются на конструкционные ($80\text{МПа} \leq \sigma_{\theta} \leq 250\text{МПа}$) с теплостойкостью от 100° до 250° и выше, фрикционные и антифрикционные, антикоррозионные и стойкие к агрессивным средам.

К термопластическим пластмассам относятся полиэтилен, винипласт, ряд марок фторопласта, полиамиды, полиимиды, полиформальдегиды, полиуретаны. Наполнителями в них служат бумага, ткани, текстильные, стеклянные и асбестовые волокна.

Полиэтилен и винипласт – материалы с высокой химической стойкостью, используются при невысоких температурах в виде прокладок и пленок.

Фторопласт имеет ряд модификаций. В машиностроении применяется в основном фторопласт – 4 (тефлон), отличающийся высокой химической стойкостью, повышенными тепло- и морозостойкостью, малым коэффициентом трения (может работать без смазки). Во фрикционных парах используется в виде покрытия, а также для изготовления вкладышей подшипников, деталей уплотняющих устройств.

Полиамиды – литые пластмассы, допускающие наполнение стекловолокном, графитом, тальком, дисульфидом молибдена и др., придающие им повышенные триботехнические и прочностные свойства. Применяются для изготовления сепараторов подшипников, уплотнений, зубчатых колес, роликов, муфт, звездочек, втулок и других деталей. Литые детали из полиамидов используются в качестве амортизаторов. Наибольшее распространение имеют полиамид - 6 (капрон) и фенилон.

Полиимиды используются в качестве прессовых и литых материалов. Наполнение графитом и дисульфидом молибдена снижает коэффициент трения без смазки до 0,15...0,2, со смазкой до 0,005...0,12. Используются для изготовления вкладышей подшипников, уплотняющих устройств.

Полиформальдегид отличается высокой усталостной прочностью, жесткостью при значительных колебаниях температуры и влажности. Используется как заменитель цветных металлов и сплавов, а также для изготовления зубчатых колес и направляющих.

Полиуретаны - высокомолекулярные соединения, обладающие высокой износостойкостью, масло- и бензиностойкостью. Применяются для изготовления упругих элементов, ремней, конвейерных лент.

Из термореактивных пластмасс, изготавливаемых методом горячего прессования в виде листов, блоков, прутков в машиностроении наибольшее применение имеют следующие их типы.

Текстолит - слоистый материал с наполнителем из хлопчатобумажной ткани. Обладает повышенной прочностью и износостойкостью. Используется при изготовлении зубчатых колес, быстровращающихся деталей (сепараторов), вкладышей подшипников, ременных шкивов.

Гетинакс отличается от текстолита наполнителем в виде бумаги.

Асбестотекстолит имеет наполнитель в виде асбестовой ткани, благодаря чему обладает повышенной теплостойкостью в сочетании с высокими фрикционными свойствами и износостойкостью. Используется в виде дисков (накладок) в тормозах и фрикционных муфтах.

Стеклотекстолит (стеклопласты) имеет наполнитель в виде стеклоткани, пропитанной искусственной смолой. Отличается наиболее высокой прочностью на единицу массы ($\sigma_g \cong 400$ МПа), упругостью и теплостойкостью. Используется при изготовлении корпусных деталей, кожухов, крышек, быстровращающихся деталей (сепараторов), вкладышей подшипников.

Волокнит имеет наполнитель в виде растительных волокон и по своим свойствам аналогичен текстолиту. Используется для изготовления зубчатых колес, ременных шкивов, вкладышей подшипников.

Резина – материал на основе натурального или синтетического каучука, допускающий значительные обратимые деформации, обладающий высокими демпфирующими способностями и хорошей сопротивляемостью истиранию и действию агрессивных средств. Резина допускает армирование текстильными или стальными элементами (тканью, шнурами, тросами), что позволяет повысить жесткость в одном направлении при сохранении гибкости в другом. В основном для изготовления упругих элементов муфт, амортизаторов, ремней, уплотнений используется резина техническая атмосферомаслостойкая – АМС и маслобензиностойкая – МБС (ГОСТ 7338).

Твердая резина с содержанием серы от 40 до 60% (эбонит) используется для электроизоляционных изделий.

ГЛАВА 2 МЕХАНИЧЕСКИЙ ПРИВОД

2.1. СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Механический привод предназначен для передачи механической энергии с преобразованием скоростей, моментов и усилий.

По способу передачи движения от ведущего вала к ведомому различают: передачи трением и зацеплением; непосредственного касания (фрикционные, зубчатые, червячные, планетарные, винтовые, волновые) и с гибкой связью (ременные, зубчатоременные, цепные); по назначению - кинематические и силовые; по характеру изменения передаточного числа - с постоянным и изменяющимся (ступенчато и бесступенчато) передаточным отношением; по относительному движению валов - обыкновенные и сателлитные; по взаимному расположению валов - между параллельными, пересекающимися и перекрещивающимися осями валов. Выбор того или иного вида передачи связан с типом машины и назначением передачи, передаваемой мощностью, режимом работы, частотой вращения ведущего и ведомого валов, пределами и условиями регулирования скорости, взаимным расположением валов, расстояниями между ними и габаритными размерами передачи. Возможные варианты передач сравнивают между собой по КПД, массе, размерам и стоимости. Механические передачи характеризуются показателями: передаваемой мощностью, окружной скоростью и частотой вращения, передаточным числом, КПД, габаритными размерами, удельной массой и стоимостью. В табл. 2.1 приведены основные характеристики различных передач приводов, где P - мощность, кВт, n - частота вращения, мин^{-1} ; v - окружная скорость, м/с; u - передаточное число; η - КПД; m/P - удельная масса (в интервалах мощностей от 10 кВт до 100 кВт и более).

Таблица 2.1

Технические характеристики передач

Тип передачи	P_{max} , кВт	n_{max} , мин^{-1}	v_{max} , м/с	u_{max}	η	m/P , кг/кВт	Относит. стоимость
Зубчатая цилиндрическая	5000	30000	100	8	0,96...0,99	1,8...0,4	1
Зубчатая коническая	2000	20000	50	6	0,95...0,98	2,5...0,6	1,7...2,2
Червячная	200	15000	25	80	0,7...0,9	4,5...0,2	1,4...1,6
Планетарная	3000	25000	70	25	0,95...0,97	1,0...0,2	1,3...1,6
Ременная	100...150	$(8...12) \cdot 10^3$	30...50	8...10	0,92...0,96	5,0...1,0	0,2...0,6
Цепная	600	$(8...10) \cdot 10^3$	30...40	7...10	0,94...0,96	3,5...0,6	0,2...0,35
Примечание: КПД червячной передачи возрастает по мере увеличения числа заходов червяка.							

При соответствии уровня производства требованиям изготовления меньшую стоимость имеют фрикционные передачи, большую – зацеплением, особенно зубчатые и червячные. Ременные передачи составляют 60-70% стоимости зубчатых.

2.2. СТРУКТУРА МЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА

Привод включает в себя двигатель, передаточный механизм на основе механических передач, согласующий скорости и моменты двигателя и рабочего органа машины.

Передачи могут быть одноступенчатыми и многоступенчатыми. Последние обычно используются, когда общее передаточное число привода реализуется применением последовательно расположенных однотипных передач, а также их комбинированием из ременных, зубчатых, червячных, цепных. Нагруженность передачи обычно зависит от ее расположения в силовой цепи и разбивки общего передаточного числа между отдельными передачами. По мере удаления по силовой цепи от двигателя в понижающих передачах нагруженность возрастает. Следовательно, в области меньших частот вращения следует применять передачи с более высокой нагрузочной способностью, обеспечивающие меньшие размеры и массу.

В случае, когда мощность от ведущего звена к ведомому передается по одному или нескольким силовым потокам, передача является однопоточной или многопоточной. Примерами последней являются многорядные цепные и клиноременные передачи с параллельно работающими цепями или ремнями; шевронная передача, где нагрузка передается двумя полускевами; зубчатая соосная передача с распределением мощности по двум потокам; планетарные зубчатые передачи, имеющие минимум три силовых потока (по числу сателлитов).

Примеры образования из однопоточных передач двухпоточных показаны на рис.2.1, а, б и 2.2, а, б.

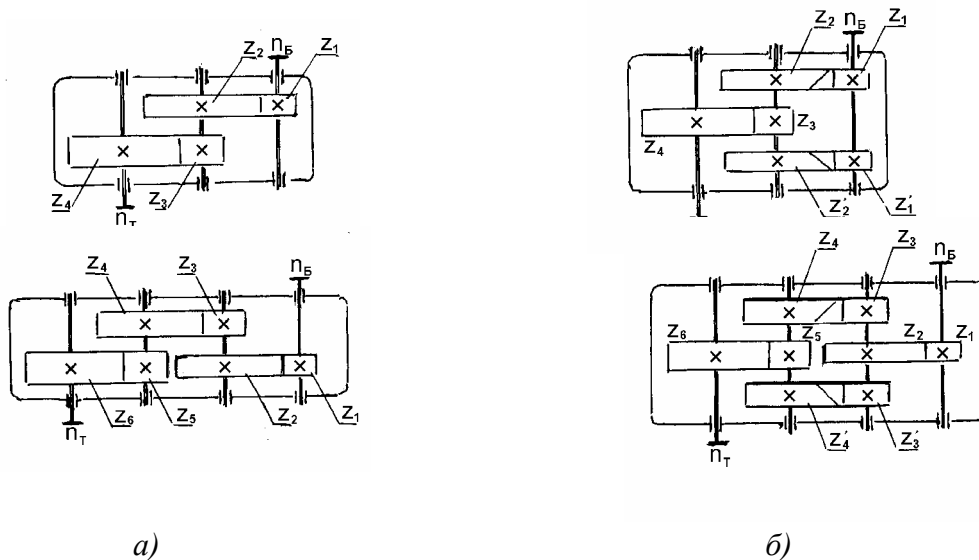


Рис. 2.1. Двух и трехступенчатые редукторы:
а — однопоточные; б — двухпоточные

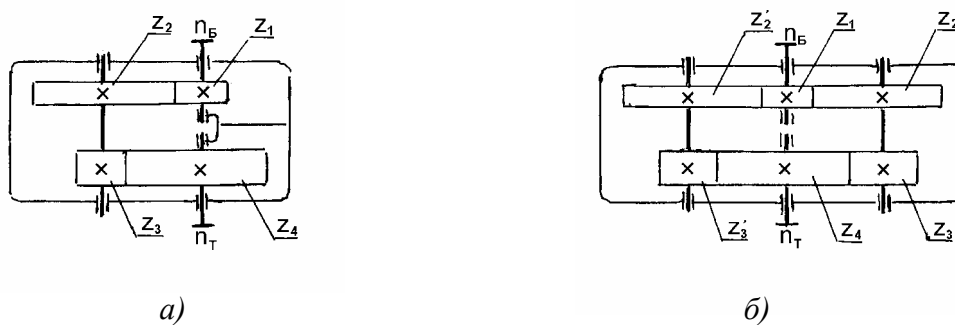


Рис. 2.2. Двухступенчатый соосный редуктор:
а — однопоточный; б — двухпоточный

За счет многопоточности передачи мощности достигается уменьшение нагрузки на отдельный передающий элемент, уменьшение габаритных размеров передачи. Недостатком

таких передач является неравномерность распределения нагрузки между отдельными потоками.

В редукторе обеспечивается постоянство передаточного числа и, следовательно, постоянство частоты вращения тихоходного вала. В ступенчато-регулируемых передачах, представляющих собой коробки скоростей (передач), обеспечивается (задается) ряд частот вращения тихоходного вала. Отношение $n_{\max} / n_{\min} = D$ – является диапазоном регулирования, а отношение двух соседних частот вращения $n_i / n_{i-1} = \varphi$ – коэффициентом регулирования или знаменателем ряда частот вращения, составляющих геометрическую прогрессию, определяемых следующими соотношениями:

$$D = n_{\max} / n_{\min} = \varphi^{Z-1};$$

$$\varphi = \sqrt[Z-1]{D}; Z = 1 + \lg D / \lg \varphi,$$

где Z – число скоростей (ступеней регулирования).

Бесступенчатые плавно-регулируемые передачи - фрикционные (вариаторы) и ременные - осуществляются на принципе использования сил трения.

2.3. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ПЕРЕМЕННОГО ТОКА

Потребная мощность электродвигателя или задается или определяется из нагрузки на тихоходном (выходном) валу (с учетом $T_{\text{вых}}$ и $n_{\text{вых}}$) и КПД механизма. По потребной мощности обычно выбираются трехфазные асинхронные короткозамкнутые двигатели серии 4А и АИР, А02 (закрытые, обдуваемые).

Потребная мощность двигателя определяется по формуле:

$$P_{\text{эл.дв.ном}} = \frac{T_{\text{вых (max)}} \cdot n_{\text{вых (min)}}}{9550 \cdot \eta_{\text{мех}}}, \text{ кВт}, \quad (2.1)$$

где $T_{\text{вых(max)}}$ – максимальный момент на тихоходном (выходном) валу, Н·м.*; $n_{\text{вых(min)}}$ – соответствующая минимальная частота вращения тихоходного (выходного) вала, мин⁻¹; $\eta_{\text{мех}}$ – КПД механизма.

КПД механизма определяется потерями во всей кинематической цепи по ходу силового потока

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_{\text{оп}}^n \cdot \eta_{\text{муф.}}, \quad (2.2)$$

где $\eta_1; \eta_2; \eta_3 \dots$ – КПД отдельных передач кинематической цепи от электродвигателя до тихоходного вала механизма (табл. 2.1);

$\eta_{\text{оп}}$ – КПД опор, при подшипниках качения для двух опор одного вала $\eta_{\text{оп}} = 0,99$; n – число валов; $\eta_{\text{муф}}$ – КПД соединительной (сцепной) муфты, $\eta_{\text{муф}} = 0,98$.

Основные параметры двигателей серий 4А и АИР приведены в приложении (табл. П.1.1-П.1.3).

С повышением синхронной частоты вращения электродвигателя его масса и габариты уменьшаются, снижается стоимость, однако рабочий ресурс также уменьшается. Для приводов общего назначения, если нет специальных указаний, предпочтительны электродвигатели с частотой вращения $n_c = 1500$ или $n_c = 1000$ мин⁻¹.

При выборе двигателя следует учитывать, что допустимая перегрузка ($P_{\text{ном}} > P_{\text{ном}}$) составляет 15%; допустимая недогрузка ($P_{\text{ном}} < P_{\text{ном}}$) – 20%.

В приводах, из соображения снижения затрат, обычно перегрузка электродвигателя является более предпочтительной, особенно для коробок скоростей.

* Если при заданной частоте вращения момент изменяется во времени в соответствии с гистограммой, в качестве расчетного принимается эквивалентный момент (см. Приложение П.1.1.)

2.4. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Кинематический расчет привода включает в себя выбор рационального числа ступеней, передаточных чисел отдельных передач с учетом общего передаточного числа, а также чисел зубьев для зубчатых колес, червячного колеса и числа витков (заходов) червяка (при наличии червячной передачи).

Общее передаточное число определяется произведением передаточных чисел отдельных передач между электродвигателем и тихоходным валом механизма или отношением их частот вращения, т.е.

$$u_{общ} = u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_T = \frac{n_{ном}}{n_T}, \quad (2.3)$$

где $n_{ном}$ – действительная частота вращения вала электродвигателя, мин⁻¹.

Число ступеней многозвенного механизма при заданном общем передаточном числе $u_{общ}$

$$\sum N = N_{зуб} + \alpha + \beta = \frac{1}{\ln u_{зуб.ср}} \cdot \ln(u_{общ} \cdot u_{рем}^{-\alpha} \cdot u_{чер}^{-\beta}),$$

где $N_{зуб}$ – число цилиндрических и конических зубчатых передач;

α, β – показатели степени, характеризующие наличие ременной и червячной передач в проектируемом редукторе, при наличии этих передач $\alpha=\beta=1$, при отсутствии $\alpha=\beta=0$.

$u_{зуб.ср}$ – среднее значение передаточных чисел зубчатых передач; $u_{рем}, u_{чер}$ – передаточные числа ременной и червячной передач, $u_{зуб.ср} = 2,0 \dots 2,5$.

Полученные значения $\sum N$ округляются до целого и при заданном КПД механизма ($\eta_{общ}$) уточняется с учетом его значения, полученного по зависимости

$$\sum N = N_{зуб} + \alpha + \beta = \frac{1}{\ln \eta_{зуб.ср}} \cdot \ln(\eta_{общ} \cdot \eta_{рем}^{-\alpha} \cdot \eta_{чер}^{-\beta}),$$

где $\eta_{зуб.ср}$ – среднее КПД зубчатых передач, $\eta_{зуб.ср} = 0,97 \dots 0,98$; $\eta_{рем}, \eta_{чер}$ – КПД ременной и червячной передач.

Для редукторов общее передаточное число имеет единственное значение; для коробок скоростей (передач) число значений общих передаточных чисел соответствует числу частот вращения тихоходного (выходного) вала.

Передаточное число отдельной зубчатой (червячной) передачи

$$u_i = \left(\frac{n_{вщ}}{n_{вм}} \right)_i = \left(\frac{z_2}{z_1} \right)_i, \quad (2.4)$$

где $n_{вщ}; n_{вм}$ – частота вращения ведущего и ведомого валов; z_1 – число зубьев ведущего колеса (шестерни) или число витков (заходов) червяка; z_2 – число зубьев ведомого колеса.

Для ременной и цепной передачи

$$u_i = \left(\frac{n_{вщ}}{n_{вм}} \right)_i = \left(\frac{D_2}{D_1(1-\xi)} \right)_i, \quad (2.5)$$

где D_1, D_2 – диаметры ведущих и ведомых шкивов или звездочек; ξ – коэффициент скольжения для ременных передач, $\xi = 0,01 \dots 0,02$.

При разбивке общего передаточного числа следует ограничивать передаточные числа отдельных передач в интервале $u_{min} < u_i < u_{max}$, где u_{min} и u_{max} – рекомендуемые минимальные и максимальные передаточные числа (табл. 2.2). Там же приведены предельно допустимые передаточные числа для тех же передач ($u_{пред}$).

Таблица 2.2

Рекомендуемые интервалы значений передаточных чисел

Вид передачи	Рекомендуемые		$u_{пред}$
	u_{min}	u_{max}	
Зубчатые цилиндрические	1	4 ... 5	6 ... 8
Зубчатые блоки	1	2,5 ... 3	4
Зубчатые конические	1	3 ... 4	5 ... 6
Червячные	6	40 ... 50	80
Ременные	1	2 ... 2,5	8 ... 10
Цепные			

Минимальное значение передаточного числа $u_{i \min} = 1$ для всех передач за исключением червячной следует принимать с целью исключения повышающих передач, когда $n_{вм} > n_{вц}$, если наличие таких передач не требуется по условиям кинематики механизма.

Разбивка общего передаточного числа должна проводиться с учетом заранее установленных критериев качества, к которым следует отнести достижение равнопрочности ступеней зубчатых передач, минимальных масс, размеров, угловой погрешности (мертвого хода), стоимости, максимального КПД и т.д. Как правило, указанные критерии проектирования зубчатых передач являются взаимно противоречивыми (взаимоисключающими критериями). Так, например, минимизация по массе редуктора требует уменьшения геометрических размеров зубчатых колес, а минимизация по угловой погрешности, напротив, связана с увеличением их размеров. Каждой из перечисленных целей оптимального проектирования соответствует свой критерий оптимальности, выражаемый целевыми функциями, представляющими собой математические зависимости их значений от параметров проектируемого объекта.

Стандартные передаточные числа для зубчатых передач редукторов и коробок скоростей приведены в табл. 2.3, а для червячных передач в табл. 2.4.

2.4.1. Разбивка общего передаточного числа для редукторов

Общее передаточное число редуктора определяется отношением $u_p = n_B / n_T$, где n_B , n_T – частоты вращения быстроходного и тихоходного валов.

Оптимальный вариант разбивки общего передаточного числа для многоступенчатых редукторов, выполненных по развернутой схеме (рис.2.1, а, б) обычно определяется исходя из минимального объема всех колес путем выражения этого критерия соответствующей целевой функцией (см гл. 35). На основе этого условия для двухступенчатого редуктора передаточное число первой и второй ступеней определяется выражениями:

$$u_1 = \frac{u_p}{u_2}; \quad u_2 = \sqrt{\frac{u_p^2}{1 - \lambda u_p^2}}; \quad (2.6)$$

Здесь значение λ определяется в следующей последовательности:

$$p = \frac{1}{48} + \frac{u_p^2}{2}; \quad q = 2\left(-\frac{1}{12}\right)^3 + \frac{u_p^2}{24} - \frac{u_p^4}{4}; \quad Q = \left(\frac{p}{3}\right)^3 + \left(\frac{q}{2}\right)^2$$

$$A = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} + \sqrt{Q}}; \quad B = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} - \sqrt{Q}}; \quad y = A + B; \quad \lambda = \frac{1 - y + \frac{1}{12}}{u_p^2}.$$

Для трехступенчатого редуктора передаточные числа первой, второй и третьей ступеней

$$u_1 = \sqrt{1 - \lambda u_p^2}; \quad u_2 = \sqrt{1 + 2u_1}; \quad u_3 = \frac{u_p}{u_1 u_2}, \quad (2.7)$$

где значение λ рассчитывается из выражения

$$\frac{u_p^2 - (1 - \lambda u_p^2)(1 + 2\sqrt{1 - \lambda u_p^2})}{\sqrt{1 - \lambda u_p^2} \sqrt{1 + 2\sqrt{1 - \lambda u_p^2}}} - 2\sqrt{1 - \lambda u_p^2}(1 + 2\sqrt{1 - \lambda u_p^2}) = 0 \quad (2.8)$$

итерационным методом (методом подбора с последующим приближением, т.е. при известном значении u_p подбирается значение λ , при котором выполняется условие равенства этого выражения нулю).

Данные зависимости представлены на рис.2.3 и 2.4 в виде графиков, определяющих передаточные числа отдельных ступеней двух и трехступенчатых цилиндрических редукторов. Эти графики могут быть использованы и для коническо-цилиндрических двух и трехступенчатых редукторов с уменьшением (до 10-15%) передаточного числа конической передачи.

Таким образом, при общих передаточных числах для двухступенчатых редукторов больше 6 и трехступенчатых – больше 15, что имеет место в большинстве случаев, для обеспечения минимальных габаритов и масс зубчатых колес редуктора распределение передаточных чисел у его ступеней будет рациональным при условии: $u_1 > u_2 > u_3 \dots$

При выборе передаточных чисел отдельных ступеней редуктора следует предпочитать дробные значения целым числам, что позволяет избежать влияния погрешностей зубьев шестерни в виде динамических импульсов на одни и те же зубья колеса.

Для редукторов, выполненных по соосной схеме (рис.2.2, а, б) передаточные числа первой и второй ступеней определяются с помощью графиков, представленных на рис.2.5. При общем передаточном числе $u_p < 10$ целесообразно из условия унификации (одинаковые числа зубьев шестерен и колес и модули обеих ступеней) принимать

$$u_1 = u_2 = \sqrt{u_p} . \quad (2.9)$$

Таблица 2.3

Рекомендуемые в соответствии со стандартом значения передаточных чисел зубчатых передач

		Передаточные числа, $u_{зуб}$									
1-ый ряд	редуктор	1,0	1,25	1,60	2,0	2,50	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0
	коробка скоростей	1,0	1,25	1,50	2,0	2,50	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0
2-ой ряд	редуктор	1,12	1,40	1,80	2,24	2,80	3,55	4,5	5,6	7,1	9,0
	коробка скоростей	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7,0	9,0

Примечания: Фактические значения передаточных чисел $u_{зуб}$ не должны отличаться от номинальных более, чем на 2,5% при $u_{зуб} \leq 4,5$ и более, чем на 4% при $u_{зуб} > 4,5$. 1-ый ряд предпочтительнее 2-го.

При разбивке общего передаточного числа червячно–цилиндрического и червячно-конического (рис.2.6,а,б) редукторов с целью уменьшения массы и расхода бронзы на червячные колеса и повышения КПД рекомендуется для быстроходной червячной передачи принимать передаточное число, близкое к минимальному при условии, что передаточное число тихоходной зубчатой передачи не будет превышать максимально допустимого значения.

При разбивке общего передаточного числа цилиндрическо–червячного и коническо-червячного редукторов (рис.2.6,в,г) из конструктивных условий компоновки цилиндрической или конической быстроходных передач рекомендуется принимать для них передаточное число

$$u_1 = \sqrt[5]{u_p} . \quad (2.10)$$

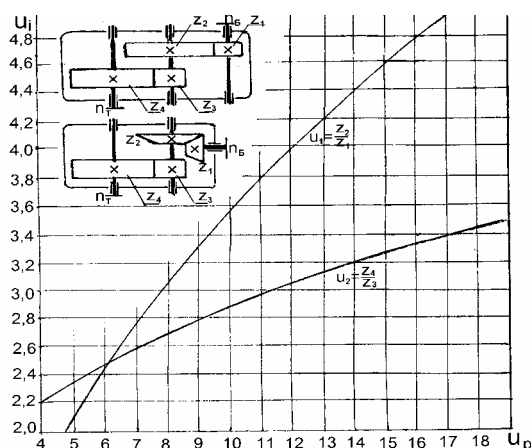


Рис. 2.3. Зависимости передаточных чисел отдельных ступеней двухступенчатого редуктора

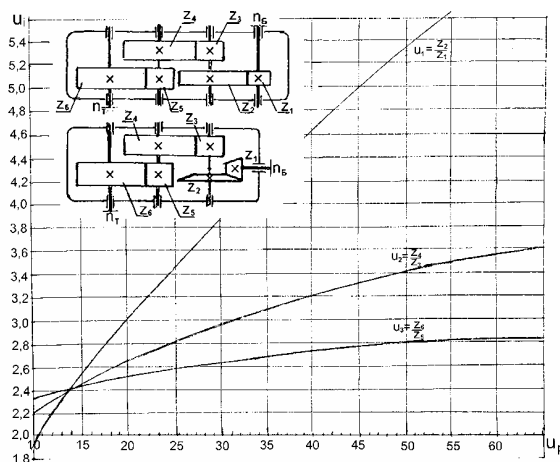


Рис.2.4. Зависимости передаточных чисел отдельных ступеней трехступенчатого редуктора

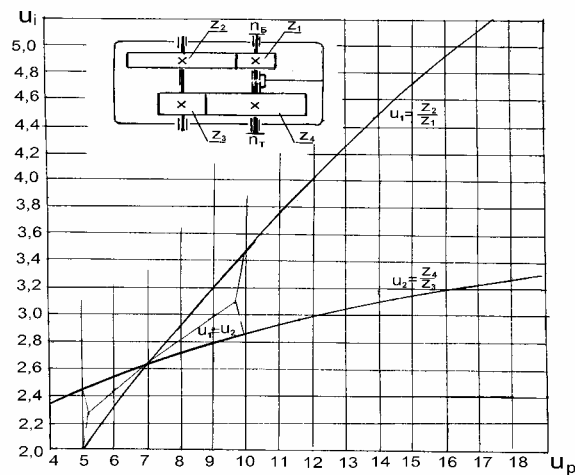


Рис. 2.5. Зависимости передаточных чисел отдельных ступеней соосного редуктора

При разбивке общего передаточного числа двухступенчатого червячного редуктора (рис.2.6 д) оптимальность конструкции, в частности, по КПД достигается при

$$u_1 = u_2 = \sqrt{u_p} . \quad (2.11)$$

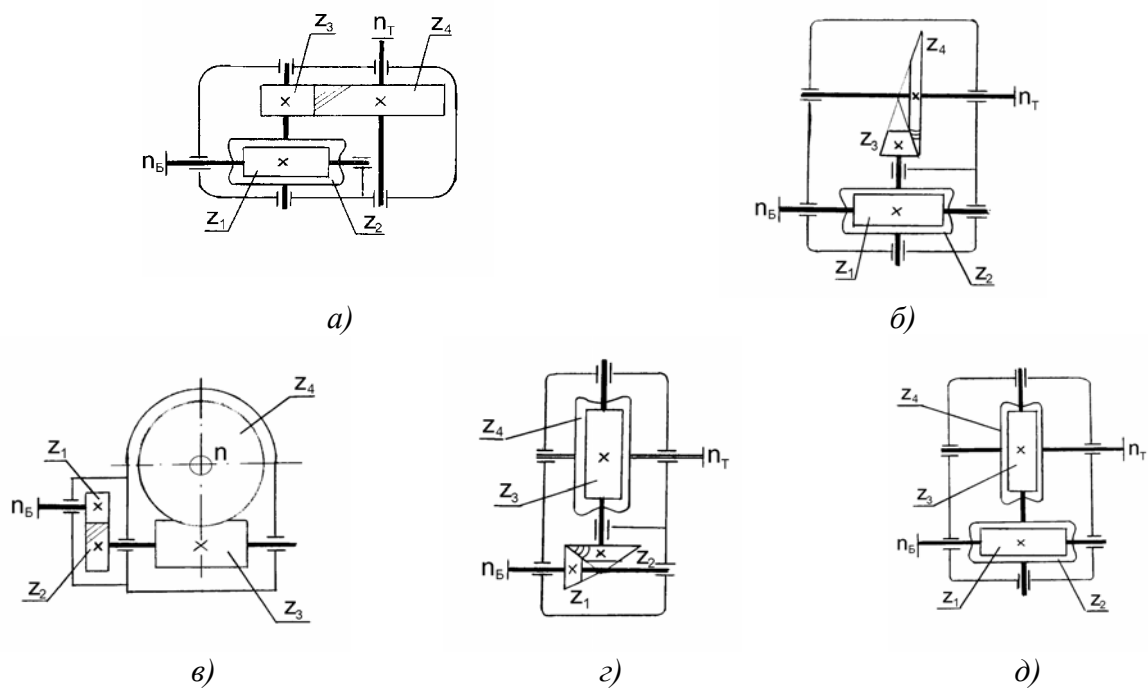


Рис.2.6. Двухступенчатые редукторы с червячной передачей

Таблица 2.4

Рекомендуемые в соответствии со стандартом значения передаточных чисел для червячных передач

Передаточные числа , $u_{\text{чер}}$											
1-ый ряд	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0	25,0	31,5	40,0	50,0	63,0	
2-ой ряд	9,0	11,2	14,0	18,0	22,4	28,0	35,5	45,0	56,0	71,0	
Примечание: 1-ый ряд предпочтительнее 2-го.											

2.4.2. Разбивка общего передаточного числа для коробок скоростей (передат.)

Значения частот вращения валов коробок скоростей представляют геометрический ряд со знаменателем прогрессии φ . Поэтому при минимальной частоте вращения вала n другие частоты вращения $n_i = n \varphi^{i-1}$. Наиболее употребительны значения $\varphi = 1,06; 1,12; 1,26; 1,41; 1,58; 1,78; 2,0$. При этом, если частоты вращения ведомого вала составляют геометрическую прогрессию со знаменателем φ , то и передаточные числа, необходимые для получения этих частот вращения, также будут составлять геометрический ряд с тем же знаменателем.

Общие передаточные числа коробки скоростей определяются отношением $u_{к.с.i} = n_B / n_{Ti}$, где n_B - частота вращения быстроходного вала, n_{Ti} - i -ая дискретная частота вращения тихоходного вала.

При ступенчатом регулировании частот вращения привода на основе геометрического ряда имеют место некоторые закономерности, обеспечивающие порядок разбивки общих передаточных чисел между всеми ступенями.

Для облегчения кинематических расчетов коробок скоростей применяется графоаналитический метод, который заключается в графическом изображении частот вращения и передаточных чисел в виде графиков частот вращения.

При изображении графиков частот вращения принято следующее:

1. Каждому валу коробки скоростей соответствует своя шкала частот вращения, на которой отмечаются числа частот вращения данного вала;
2. Расстояния между соседними частотами вращения пропорциональны φ ; точки, расположенные правее, соответствуют более высоким частотам вращения;
3. Передаточные числа изображаются линиями, соединяющими точки, соответствующие частотам вращения соседних валов, а наклон линии характеризует величину передаточного числа: вправо - ускорение ($u_i < 1$) и влево замедление ($u_i > 1$); линии без наклона означают передаточные числа, равные единице; одинаковый наклон этих линий для отдельных ступеней коробки означает их одинаковые передаточные числа.

Для коробки скоростей с отдельной передачей перед блоком, представленной на рис.2.7,а, при передаточных числах двойного блока $u_2 = 1$ и $u_3 = \varphi$ (рис.2.7,б) передаточное число одиночной передачи первой ступени $u_1 = u_{к.с. \min} \leq \varphi$. При невыполнении этого условия следует увеличить передаточные числа передач блока (рис.2.7,в) приняв: $u_1 = u_2 = \sqrt{u_{к.с. \min}}$; $u_3 = u_2 \varphi$. При наличии тройного блока после одиночной передачи (рис.2.14,а) дополнительно имеем $u_4 = u_2 \varphi^2$.

При расположении одиночной передачи после двойного блока передаточное число этой передачи, $u_3 \geq \varphi u_2$, где u_2 - большее из передаточных чисел блока.

На рис. 2.8 построен график частот вращения для трехвальной коробки скоростей с двумя двойными блоками, а на рис.2.9 с последовательно расположенными тройным и двойным блоками со связанными колесами.

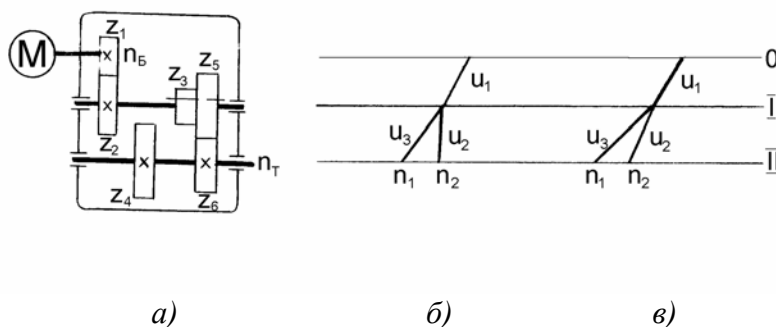


Рис. 2.7. Разбивка передаточных чисел для двухскоростной коробки скоростей

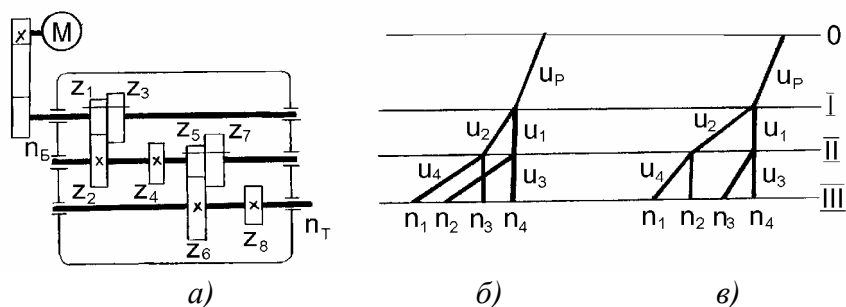


Рис. 2.8. Разбивка передаточных чисел при двух двойных блоках

На рис. 2.8,б, в и рис. 2.9,б, в принято, что частота вращения быстроходного вала коробок скоростей за счет ременной передачи равна максимальной частоте вращения тихоходного вала, т.е. $u_{к.с.min} = 1$.

Передаточные числа при этом будут следующие:

на рис. 2.8, б	$u_1=u_3=1$;	$u_2=\varphi$;	$u_4=\varphi^2$;	
на рис. 2.8, в	$u_1=u_3=1$;	$u_2=\varphi^2$;	$u_4=\varphi$;	
на рис. 2.9, б	$u_1=u_4=1$;	$u_2=\varphi$;	$u_3=\varphi^2$;	$u_5=\varphi^3$;
на рис. 2.9, в	$u_1=u_4=1$;	$u_2=\varphi^2$;	$u_3=\varphi^4$;	$u_5=\varphi$;

При вариантах на рис. 2.8,в и рис. 2.9,в разбивка передаточного числа менее предпочтительна, т.к. большая редукция в передачах на первой ступени нежелательна. Варианты на рис. 2.8,б и рис. 2.9,б более приемлемы, т.к. в сетке частот лучи передач первой ступени располагаются более компактно, а основная редукция осуществляется на второй ступени, вследствие чего понижающие передачи этой ступени имеют меньшие размеры, т.к. при той же мощности они будут передавать меньшие вращающие моменты. Кроме того, небольшие передаточные числа в области высоких частот вращения обеспечивают лучшие условия для работы зубчатых передач.

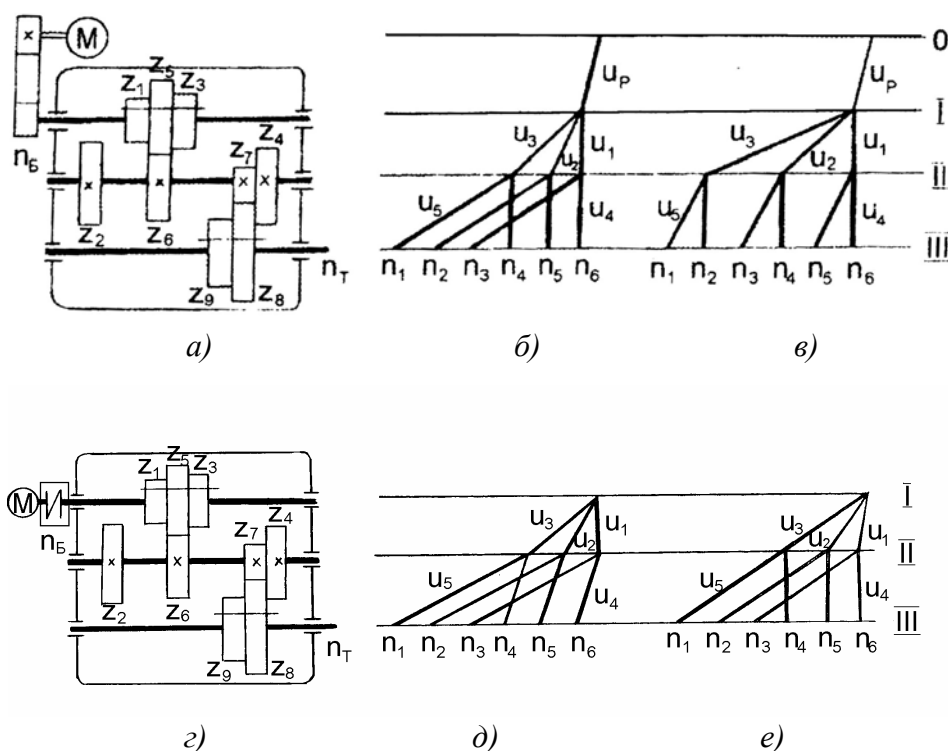


Рис. 2.9. Разбивка передаточных чисел при тройном и двойном блоках

В случае, когда при наличии ременной передачи частота вращения быстроходного вала превышает максимальную частоту вращения тихоходного вала ($u_{к.с. \min} > 1$), а также в большинстве случаев при непосредственном соединении вала электродвигателя с быстроходным валом коробки скоростей через муфту (рис.2.9,г) – предпочтительные передаточные числа отдельных передач для коробки с тройным и двойным блоками будут иметь значения (рис.2.9,д): $u_1=1$; $u_2=\varphi$; $u_3=\varphi^2$; $u_4=u_{к.с. \min}$; $u_5=u_{к.с. \min}\varphi^3$. При этом должно выполняться условие: $u_5 \leq u_{\max}$, где $u_{\max} = 4$. В частности, при $\varphi = 1,58$ данный вариант может быть не приемлем. Тогда следует принять следующий вариант передаточных чисел (рис.2.9,е): $u_1=u_{к.с. \min}$; $u_2=u_{к.с. \min}\varphi$; $u_3=u_{к.с. \min}\varphi^2$; $u_4=1$; $u_5=\varphi^3$. В любом случае при втором варианте необходимо выполнение условия $u_3 \leq u_5$. При $u_{к.с. \min} > \varphi$ его разбивку следует производить между двумя группами передач без использования $u_i=1$.

На рис.2.10 построен график частот вращения для трехвальной коробки скоростей с двумя тройными блоками при $u_{к.с. \min} = 1$.

Без использования повышающих передач передаточные числа передач при этом будут следующими (рис. 2.10,б): $u_1=u_4=1$; $u_2=\varphi$; $u_3=\varphi^2$; $u_5=\varphi^3$; $u_6=\varphi^6$. При допустимом максимальной передаточном числе для передачи блока $u_{\max}=4$ график на рис. 2.10,б справедлив только при $\varphi \leq 1,26$. При $\varphi=1,41$ необходимо в этом случае использование повышающей передачи – во втором блоке - и тогда передаточные числа отдельных передач следует принять следующими (рис. 2.10,в): $u_1=\varphi^2$, $u_2=\varphi^3$, $u_3=\varphi^4$, $u_4=1/\varphi^2$, $u_5=\varphi$, $u_6=\varphi^4$. Для возможности использования данной коробки скоростей при больших значениях φ необходимо между блоками расположить понижающую передачу. В частности, для возможности принять $\varphi = 1,58$ для трехвальной коробки скоростей (рис.2.10,а) ее следует заменить четырехвальной коробкой скоростей с понижающей передачей между тройными блоками (рис.2.11,а) при следующих передаточных числах отдельных передач (рис.2.11,б): $u_1=\varphi$; $u_2=\varphi^2$; $u_3=\varphi^3$, $u_4=\varphi^2$; $u_5=1/\varphi^3$; $u_6=1$; $u_7=\varphi^3$. Таким образом, в последнем тройном блоке так же одна из передач повышающая. Если при этом частота вращения быстроходного вала превышает максимальную частоту вращения тихоходного вала, то пропорционально $u_{к.с. \min}$ необходимо увеличить передаточное число u_4 .

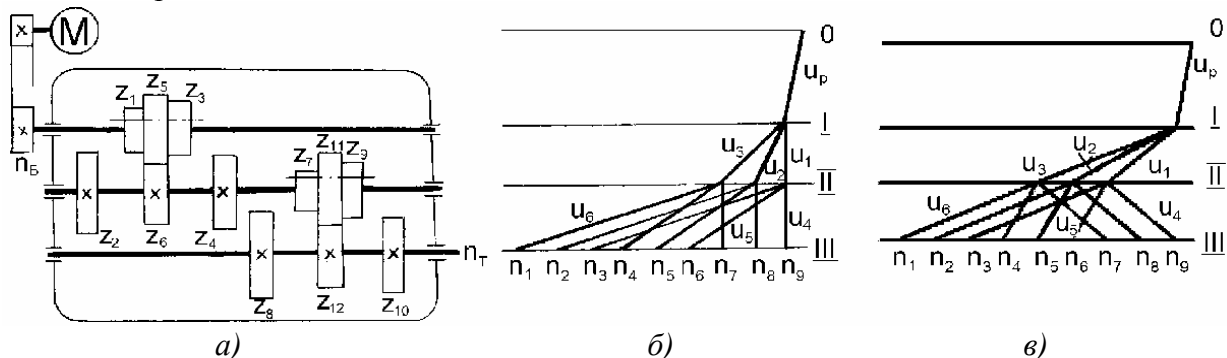


Рис. 2.10. Разбивка передаточных чисел при двух тройных блоках

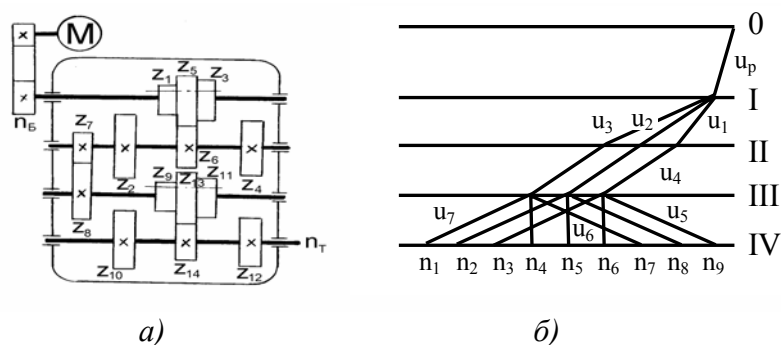


Рис. 2.11. Разбивка передаточных чисел при двух тройных блоках и промежуточной передаче

Большинство рассмотренных вариантов коробок скоростей могут быть выполнены по соосной схеме, как показано на рис. 2.12,а, б для компоновок двух схем коробок скоростей, являющихся в структурном отношении аналогами вариантам на рис. 2.7,а и 2.8,а. При тех же требованиях по разбивке передаточных чисел между передачами дополнительно по конструктивным условиям в этих схемах должно выполняться условие $a_1 = a_2$.

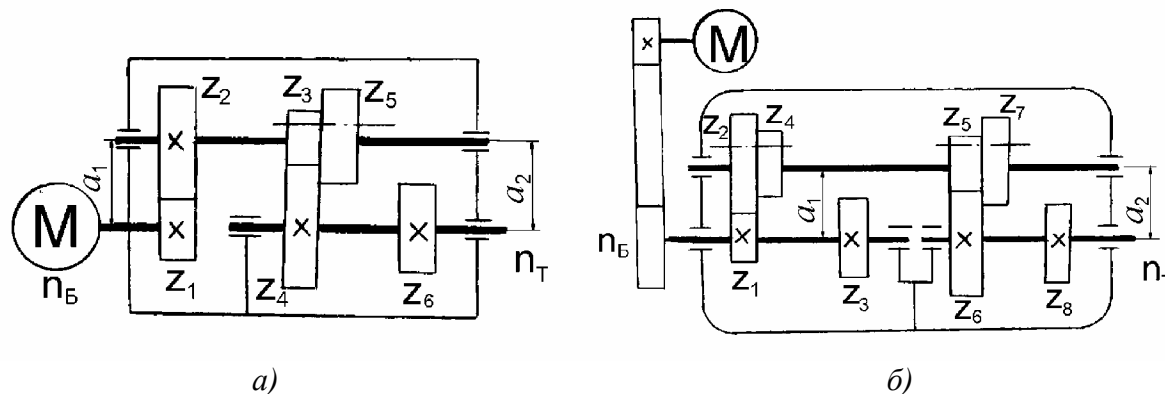


Рис 2.12. Варианты кинематических схем соосных коробок скоростей

2.4.3. Выбор чисел зубьев зубчатых, червячных колес и числа витков (заходов) червяка

Для некоррегированных зубчатых цилиндрических прямозубых передач минимальное число зубьев шестерни z_1 ограничено $z_{ц.нр1min}=17$, для корригированных $z_{ц.нр1min}= 12...14$. Для колес, нарезаемых без смещения, в зависимости от частоты вращения шестерни n_1 минимальное число зубьев $z_{ц.нр1min}$ выбирается по табл. 2.5.

Таблица 2.5

<i>Рекомендуемые минимальные числа зубьев шестерни цилиндрической прямозубой передачи</i>				
$n_1, \text{мин}^{-1}$	≤ 100	$100...500$	$500...1000$	≥ 1000
$z_{ц. нр1 min}$	$17...18$	$18...22$	$22...24$	$24...26$

Для зубчатых цилиндрических косозубых колес

$$z_{ц.кoc1min} = z_{ц.нр1min} \cos^3 \beta, \quad (2.12)$$

где β - делительный угол наклона линии зубьев; в редукторах $\beta = 6...20^\circ$; в коробках скоростей $\beta = 15...25^\circ$; для шевронных передач $\beta = 30...40^\circ$.

Максимальное число зубьев цилиндрической шестерни ограничено $-z_{ц1max} = 40...50$.

Числа зубьев ведомых колес определяются через передаточное число: $z_2 = z_1 u_{1-2}$.

При определении чисел зубьев колес зубчатых блоков необходимо не только обеспечить заданное передаточное число, но и одинаковую (равную) сумму зубьев ведущих и ведомых колес для всех передач блока, т.е. $\sum z = const$ ($70 \leq \sum z \leq 100$). Это условие должно выполняться также для всех передач - при одинаковом их модуле - в соосных редукторах (рис. 2.2.) и коробках скоростей (рис. 2.12.).

Из системы уравнений $z_1 + z_2 = \sum z$; $z_2 / z_1 = u_{1-2}$ имеем

$$z_1 = \frac{\Sigma z}{1 + u_{1-2}} ; \quad z_2 = \frac{u_{1-2} \Sigma z}{1 + u_{1-2}} .$$

Аналогично находятся z_3 ; z_4 и т.д. При этом для блока минимальное число зубьев шестерни $z_{1\min} \geq 22 \dots 24$.

По этим формулам, задавая значение Σz , при известных значениях передаточных чисел передач определяются числа зубьев зубчатых колес с округлением их до целых значений. При этом имеют место отклонения от значений (принятых) передаточных чисел передач и (заданных) частот вращения тихоходного (выходного) вала. Допустимые пределы этого отклонения для коробок скоростей определяются по зависимости:

$$|\Delta| = \pm 10(\varphi - 1) \% , \quad (2.13)$$

а для редукторов не должно превышать $(1,5 \dots 2)\%$.

В конических передачах для уменьшения шума рекомендуется выбирать некратные числа зубьев шестерни и колеса.

Для конических передач с твердостью рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса свыше 45HRC число зубьев шестерни определяется по таблице 2.6 в зависимости от внешнего делительного диаметра шестерни d_{e1} .

При твердости рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса меньше 350 HB выбранные значения z_1 увеличиваются в 1,6 раза, при $H_1 > 45 \text{ HRC}$ и $H_2 \leq 350 \text{ HB}$ z_1 увеличивается в 1,3 раза.

С целью повышения контактной выносливости и износостойкости скоростных зубчатых передач наиболее благоприятным условием является отсутствие у чисел зубьев зубчатых колес пары общих множителей.

Для червячной передачи число витков (заходов) червяка $z_1 = 1, 2, (3), 4$, а минимальное число зубьев червячного колеса $z_{2\min} = 26 \dots 28$.

После выбора чисел зубьев колес для всех зубчатых передач определяется действительная частота вращения тихоходного (выходного) вала

$$n_T = n_{\text{ном}} \frac{1}{u_{\text{рем}}} \prod_{i=1}^k \left(\frac{z_1}{z_2} \right)_i , \quad (2.14)$$

где $n_{\text{ном}}$ – частота вращения вала электродвигателя, $u_{\text{рем}}$ – передаточное число ременной передачи между электродвигателем и быстроходным валом редуктора или коробки скоростей; k – число последовательно расположенных передач в редукторе или коробке скоростей.

Полученные значения частоты (частот) вращения тихоходного (выходного) вала сравниваются с заданным (заданными) и определяется величина ошибки.

Далее определяются следующие параметры механизма.

Мощность на i -ом валу

$$P_i = P_{\text{ном}} \cdot \prod_{j=1}^i \eta_j , \text{ кВт}, \quad (j=1, 2, \dots, i) \quad (2.15)$$

где $P_{\text{ном}}$ – потребная мощность, кВт (формула (2.1)); η_j – КПД отдельной передачи с учетом потерь в опорах.

Таблица 2.6

Рекомендуемые минимальные числа зубьев шестерни конической передачи

Числа зубьев шестерни z_1 прямозубой конической передачи												
$d_{e1, \text{мм}}$ u	до 90	90 ... 110	110 ... 120	130	140	150	160	180	200			
1	23	24	25	26	27	27	28	28	29			
1,6	22	23	24	25	26	26	27	27	28			
2	21	22	22	23	24	24	25	25	26			
3,15	19	20	20	21	21	22	23	23	24			
4	17	18	18	19	19	20	21	22	23			
Числа зубьев шестерни z_1 конической передачи с круговыми зубьями												
$d_{e1, \text{мм}}$ u	до 40	40...60	60 ... 80	80 ...100	110	120	130	140	150	160	180	200
1	20	21	22	23	23	24	24	25	25	26	27	28
1,6	18	19	20	20	21	21	22	22	23	23	24	25
2	15	16	17	17	18	18	19	19	20	20	21	23
3,15	13	14	15	15	16	16	17	17	18	18	19	20
4	11	12	13	13	14	14	15	15	16	16	17	18
Примечание: значения диаметров d_{e1} определяются выражением (3.41)												

Частота вращения i -го вала

$$n_i = n_{\text{ном}} \cdot \frac{1}{u_{\text{рем}}} \prod_{j=1}^i \left(\frac{z_1}{z_2} \right)_j, \text{ мин}^{-1}. \quad (2.16)$$

Вращающий момент на i -ом валу

$$T_i = 9550 \frac{P_i}{n_i}, \text{ Н.м.} \quad (2.17)$$

Ориентировочное значение диаметра i -го вала

$$d_{ei} = 110 \sqrt[4]{\frac{P_i}{n_{i\text{мин}}}}, \text{ мм}, \quad (2.18)$$

где $n_{i\text{мин}}$ – минимальная частота вращения i -го вала.

Полученные данные сводятся в табл. 2.7 с указанием мощности, частот вращения, моментов и диаметров для каждого из валов.

Таблица 2.7

Параметры валов механизмов

№ вала	P_i , кВт	n_i , мин ⁻¹	T_i , Н·м	d_{ei} , мм	z_1	z_2
0	$P_{\text{потр.}}$	$n_{\text{ном.}}$		—	—	—
1(Б)						—
2						
...						
T					—	

Здесь: нулевой вал – вал электродвигателя; 1(Б), 2, ... – 1-ый (быстроходный), 2-ой, ... валы редуктора или коробки скоростей; T – тихоходный вал.

При отсутствии ременной передачи между электродвигателем и быстроходным валом редуктора или коробки скоростей все значения таблицы для нулевого вала соответствуют значениям для первого вала. Для валов, следующих за блоком, число частот вращения и значений вращающих моментов равняется числу передач в блоке, а при наличии нескольких впереди расположенных блоков - произведению чисел передач в каждом блоке.

2.5. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА С ДВИГАТЕЛЕМ ПОСТОЯННОГО ТОКА

Электродвигатели постоянного тока дают возможность создавать бесступенчато регулируемые приводы и автоматически устанавливать требуемые скорости вращения. Однако эти приводы значительно дороже обычных с электродвигателями переменного тока и имеют меньшую надежность (за счет наличия коллектора). Приводы с электродвигателями постоянного тока находят применение в металлорежущих станках с программным управлением и машинах специального назначения.

Механическая характеристика электродвигателя постоянного тока представлена на рис.2.13. В интервале 1–2 регулирование скорости вращения вала электродвигателя осуществляется с постоянным моментом (за счет изменения напряжения на обмотках якоря), а в интервале 2-3 – с постоянной мощностью (за счет изменения напряжения на обмотках возбуждения). Точка 2 соответствует номинальной частоте вращения электродвигателя.

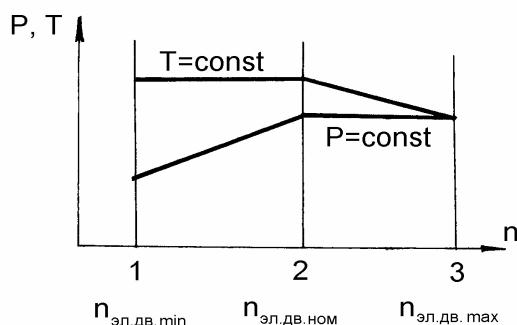


Рис.2.13. Механическая характеристика электродвигателя постоянного тока

Для приводов некоторых машин, в частности, главного движения станков необходимо производить регулирование скорости вращения рабочего органа с постоянной мощностью. Поэтому для расширения диапазона регулирования привода применяют коробки скоростей с двойным и тройным зубчатыми блоками.

В этом случае коробка скоростей играет роль перебора или множительного звена. Необходимое число ступеней коробки скоростей можно определить по формуле

$$Z_{\varepsilon} \geq \frac{\lg R_{(P)}}{\lg R_{\text{эл.дв.}}(P)},$$

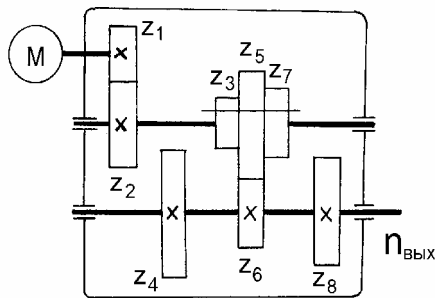
где $R_{(P)}$ – диапазон регулирования скорости вращения рабочего органа при постоянной мощности; $R_{\text{эл.дв.}}(P)$ – диапазон бесступенчатого регулирования скорости двигателя при постоянной мощности.

Полученное значение Z_k следует округлять до целого числа в большую сторону.

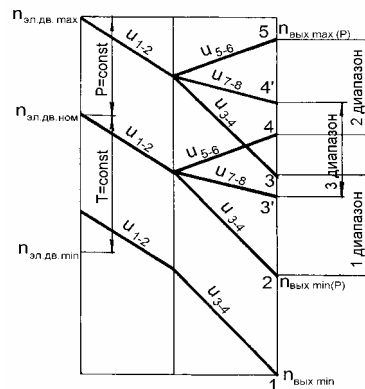
Расчет кинематической схемы коробки скоростей с приводом от электродвигателя постоянного тока (рис.2.14,а) производится при следующих исходных данных:

1. Интервал частот бесступенчатого регулирования выходного вала коробки скоростей – $n_{вых \min} - n_{вых \max}$.
2. Интервал частот вращения выходного вала коробки скоростей при постоянной мощности – $n_{вых \min(P)} - n_{вых \max(P)}$, причем обычно $n_{вых \max(P)} = n_{вых \max}$.
3. Номинальная частота вращения электродвигателя $n_{эл.дв \text{ ном}}$.
4. Диапазон бесступенчатого регулирования скорости вращения электродвигателя: с постоянной мощностью $n_{эл.дв \max} / n_{эл.дв \text{ ном}} = R_{эл.дв(P)}$; с постоянным моментом $n_{эл.дв \text{ ном}} / n_{эл.дв \min} = R_{эл.дв(T)}$, т.е. $n_{эл.дв \min} = n_{эл.дв \text{ ном}} / R_{эл.дв(T)}$ и $n_{эл.дв \max} = n_{эл.дв \text{ ном}} \cdot R_{эл.дв(P)}$.
5. Максимальный вращающий момент $T_{\max}$ на участке $n_{вых \min} - n_{вых \min(P)}$.

С учетом этих данных определяется $R_{(P)} = \frac{n_{вых \max(P)}}{n_{вых \min(P)}}$ и необходимое число ступеней коробки скоростей Z_k .



а)



б)

Рис. 2.14. Диапазоны регулирования частот вращения привода с электродвигателем постоянного тока

На основе графика частот вращения валов коробки скоростей (рис.2.14, б) определяются передаточные числа зубчатых передач из условия обеспечения регулирования скорости вращения при постоянной мощности в заданном интервале частот $n_{вых \min(P)} \dots n_{вых \max(P)}$.

Из условий:

$$n_{вых \min(P)} = n_{эл.дв \text{ ном}} / (u_{1-2} \cdot u_{3-4}) \text{ и } n_{вых \max(P)} = n_{эл.дв \max} / (u_{1-2} \cdot u_{5-6}),$$

задавшись значением u_{1-2} определяются u_{3-4} и u_{5-6} .

При этом для понижающих передач ($z_1 - z_2$ и $z_3 - z_4$) передаточные числа не должны превышать $u_{\max} = 4$, а для повышающей ($z_5 - z_6$) не должны быть меньше $u_{\min} = 0,5$.

Первый и второй диапазоны частот вращения выходного вала обеспечиваются за счет передачи $z_1 - z_2$, и соответственно включением передач $z_3 - z_4$ и $z_5 - z_6$ при регулировании скорости вращения электродвигателя в пределах $n_{эл.дв \text{ ном}} - n_{эл.дв \max}$, т.е. при постоянной мощности. Интервал частот вращения выходного вала между точками 3-4 осуществляется за счет передач $z_1 - z_2$ и $z_5 - z_6$, а также изменением скорости вращения электродвигателя при $n_{эл.дв} < n_{эл.дв \text{ ном}}$, т.е. с падением мощности.

Если это допустимо для привода, то коробку скоростей можно исполнять с двойным блоком колес $z_3 - z_4$ и $z_5 - z_6$ (рис.2.7,а). При недопустимости падения мощности привода на указанном участке и если оно не может быть исключено за счет совмещения точек 3 и 4 при двойном блоке коробки скоростей с соответствующим изменением (смещением) $n_{вых.min}(P)$ – в сторону увеличения или $n_{вых.max}(P)$ – в сторону уменьшения, необходимо использование тройного блока. При этом третья передача блока $z_7 - z_8$ обеспечивает работу привода с постоянной мощностью в третьем диапазоне, перекрывающем интервал 3–4.

Задавшись частотами вращения выходного вала $n_{вых3'}$ и $n_{вых4'}$ при условии, что $n_{вых3'} < n_{вых3}$ и $n_{вых4'} > n_{вых4}$ находится передаточное число передачи $z_7 - z_8$ из условия

$$u_{7-8} = \frac{n_{эл.дв.ном}}{n_{вых3'} \cdot u_{1-2}} \quad \text{или} \quad u_{7-8} = \frac{n_{эл.дв.макс}}{n_{вых4'} \cdot u_{1-2}}.$$

После определения передаточных чисел всех передач коробки скоростей находятся числа зубьев колес (см. раздел 2.4) и проводится проверка частот вращения выходного вала:

$$n_{вых.min}(P) = n_{эл.дв.ном} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4}; \quad n_{вых.max}(P) = n_{эл.дв.макс} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_5}{z_6}.$$

Диаграмма мощности привода представлена на рис.2.15.

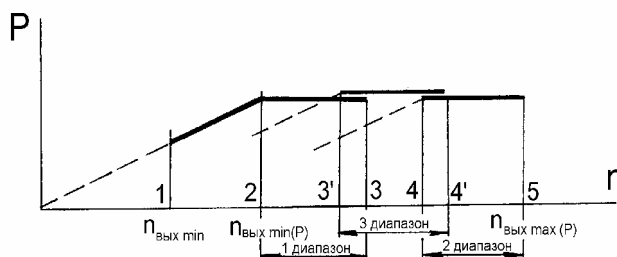


Рис. 2.15. Диаграмма мощности привода

Во всем интервале частот вращения выходного вала коробки скоростей от $n_{вых.min}(P)$ до $n_{вых.max}(P)$ их изменение происходит при постоянной мощности и только в интервале частот вращения от $n_{вых.min}(P)$ до $n_{вых.min}$ (за счет передач $z_1 - z_2$ и $z_3 - z_4$ а также регулированием частот вращения электродвигателя в интервале от $n_{эл.дв.ном}$ до $n_{эл.дв.min}$) с падением мощности. Если при этом для данного электродвигателя заданное значение $n_{вых.min}$ не обеспечивается передачами $z_1 - z_2$ и $z_3 - z_4$, необходимо выбрать другой электродвигатель с меньшим значением $n_{эл.дв.min}$ или на первой ступени необходимо дополнительно расположить передачу $z_1' - z_2'$ с большим передаточным числом, чем у передачи $z_1 - z_2$ (в виде двойного блока) т.е.

$$u_{1'-2'} = \frac{n_{эл.дв.min}}{n_{вых.min} \cdot u_{3-4}}.$$

Для управления электродвигателем в станках с программным управлением применяется тиристорный привод, а для переключения блока зубчатых колес гидравлический. При этом все переключения блока производятся автоматически при минимальной частоте вращения электродвигателя.

Требуемая частота вращения может устанавливаться вручную или автоматически от систем управления станком по командам от перфоленты. В последнем случае привод имеет жесткую характеристику, т.к. предусмотрена обратная связь по частотам вращения. При этом в станках с программным управлением обороты шпинделя располагают для удобства управления ступенчато по геометрическому ряду со знаменателем $\phi = 1,06$ или $\phi = 1,12$. При таких

малых значениях φ привод становится практически бесступенчатым. Числовые значения частот вращения выходного вала уточняются с учетом числа скоростей этого вала, определяемого по формуле

$$n = \frac{\lg n_{\max} - \lg n_{\min}}{\lg \varphi} + 1 \text{ (округляется до целого числа),}$$

откуда $n_{\max} = n_{\min} \cdot \varphi^{n-1}$ и т.д.

В станках с программным управлением, роботах и других механизмах применяют электродвигатели постоянного тока разных типов. В табл. П.2.3 – П.2.6 приведены характеристики двигателей постоянного тока серии 4ПФ, ДПУ, ПБВ.

Рекомендуемые режимы работы привода следующие:

I - низкие частоты вращения – нарезание резьбы, развертка отверстий, фрезерование труднообрабатываемых материалов – $n = 25 \dots 500 \text{ мин}^{-1}$;

II - средние частоты вращения - черновая токарная обработка сталей (привод развивает наибольшую мощность) – $n = 800 \dots 1700 \text{ мин}^{-1}$;

III - обработка легких материалов и сплавов – $n \geq 2000 \text{ мин}^{-1}$.

Порядок расчета привода:

1. Мощность электродвигателя предварительно определяется по потребной мощности

$$P_{\text{эл.дв.номр.}} = \frac{T_1 \cdot n_1}{9550 \cdot \eta_m}, \text{ кВт,}$$

где T_1 , n_1 момент, Н·м и частота вращения, мин^{-1} наиболее тяжелого режима работы; η_m – КПД механизма.

2. По каталогу выбирается электродвигатель (Тип; $T_{\text{ном}}$; $n_{\text{ном}}$; n_{max} ; n_{min} ; $P_{\text{ном}}$).

3. Строится структурная сетка и график частот вращения.

4. Выявляются диапазоны работы электродвигателя с $P = \text{const}$ и $T = \text{const}$.

5. Проверяется возможность работы привода на всех режимах работы. Должно быть:

а) для диапазона с $P = \text{const}$ – $P_{\text{эл.дв.номр.}} \leq |P_{\text{ном}}|$;

б) для диапазона с $T = \text{const}$ – $\frac{T_{\max}}{u_{1-2} \cdot u_{3-4} \cdot \eta_{\mu}} \leq |T_{\text{ном}}|$.

Если поставленные условия не выполняются, требуется выбрать другой электродвигатель.

2.6. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА ПРИ НАЛИЧИИ ПЛАНЕТАРНОЙ ИЛИ ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

В планетарной передаче хотя бы одна из осей зубчатых колес является подвижной.

Наиболее распространенные схемы силовых планетарных передач приведены на рис.2.16 и рис.2.17. В них зубчатые колеса с подвижными осями (сателлиты) обкатываются по центральным колесам, а их оси закреплены в водиле, вращающимся вокруг центральной оси.

Сочетание многопоточности с рациональным использованием внутреннего зацепления позволяет обеспечить малые габариты и массу планетарных передач в сравнении с передачами других типов. В схеме однорядного планетарного редуктора на рис.2.16,а сателлит z_2 имеет внешнее и внутреннее зацепление соответственно с центральным (солнечным) колесом z_1 и колесом z_3 . При ведущем колесе z_1 и неподвижном колесе z_3 вращающий момент снимается с вала водила b . Этот вариант планетарной передачи является самым распространенным из всех многочисленных их типов. Для исследования кинематики движения планетарных передач используется метод остановленного водила (метод Виллиса), когда передаче

сообщается вращение с частотой вращения водила, но в обратном направлении. Тогда передаточное отношение, представляющее собой отношение угловых скоростей в движении относительно водила будет $(\omega_1 - \omega_b) / (\omega_3 - \omega_b) = -z_3 / z_1$. При неподвижном колесе $z_3(\omega_3 = 0)$ передаточное отношение передачи $i_{1-b}^{(3)} = \omega_1 / \omega_b = 1 + z_3 / z_1$. В двухступенчатом редукторе (рис.2.16,б) за счет последовательного соединения двух одnorядных передач общее передаточное отношение увеличивается и равно произведению передаточных отношений обеих ступеней.

Двухрядный планетарный редуктор по схеме на рис.2.17 с двухвенцовыми (сдвоенными) сателлитами при некотором усложнении конструкции обеспечивает большие передаточные отношения, чем по схеме на рис.2.16,а.

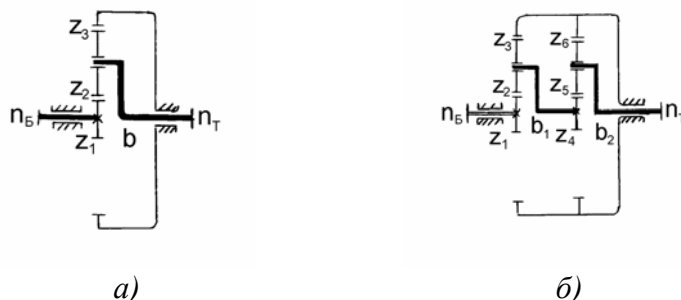


Рис. 2.16. Схемы одnorядных планетарных редукторов:
а - одноступенчатый; б - двухступенчатый

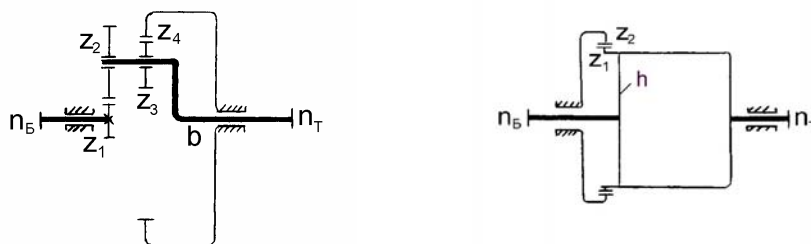


Рис. 2.17. Схема двухрядного планетарного редуктора

Рис. 2.18. Схема волнового редуктора

В табл. 2.8 приведены значения передаточных отношений и КПД для рассмотренных схем планетарных редукторов.

Рекомендуется принимать $z_1 = 24; 21$ и 18 соответственно при твердости $\leq 350\text{HB}$; $\leq 52\text{HRC}$ и $> 52\text{HRC}$ ($z_{1\min} \geq 12$).

Числа зубьев других колес планетарной передачи определяются из заданного передаточного отношения и условий:

Для схемы на рис.2.16,а	соосности собираемости соседства	$z_2 = 0,5 (z_3 - z_1)$; $(z_1 + z_3) / n_c = \text{целое число}$; $(z_2 + 2) < (z_1 + z_2) \sin (\pi / n_c)$;
Для схемы на рис.2.16,б	соосности собираемости соседства	$z_2 = 0,5 (z_3 - z_1)$; $z_5 = 0,5 (z_6 - z_4)$; $(z_1 + z_3) / n_c = \text{целое число}$; $(z_4 + z_6) / n_c = \text{целое число}$; $(z_2 + 2) < (z_1 + z_2) \sin (\pi / n_c)$; $(z_5 + 2) < (z_4 + z_5) \sin (\pi / n_c)$;
Для схемы на рис.2.17	соосности собираемости соседства	$z_1 + z_2 = z_4 - z_3$; $(z_1 z_3 - z_2 z_4) / n_c B_{23} = \text{целое число}$; $(z_2 + 2) < (z_1 + z_2) \sin (\pi / n_c)$,

где n_c – число сателлитов; B_{23} – наибольший общий делитель чисел зубьев z_2 и z_3 .

Наиболее распространенная схема зубчатой волновой передачи представлена на рис.2.18. Состоит передача из гибкого колеса z_1 , жесткого колеса z_2 и генератора волн h и в кинематическом отношении подобна планетарной передаче.

Таблица 2.8

Передаточные отношения и КПД для планетарных и волновых редукторов

Схема	Звено			Передаточное отношение	Интервалы рациональных передаточных чисел	КПД
	ведущее	ведомое	неподвижное			
рис.2.16,а	z_1	ω	z_3	$1+z_3/z_1$	от 3 до 10 ... 12	0,96 ... 0,98
рис.2.16,б	z_1	b_2	z_3 z_6	$(1+z_3/z_1) \cdot$ $\cdot (1+ z_6/ z_4)$	от 12 до 100 ... 125	0,92 ... 0,96
рис.2.17	z_1	ω	z_4	$1+ z_2 z_4/ z_1 z_3$	от 7 до 16	0,95 ... 0,97
рис.2.18	h	z_1	z_2	$-(z_1/ z_2- z_1)$	от 60 до 320	0,8 ... 0,9
	h	z_2	z_1	$z_2/ z_2- z_1$		
Примечание. Знак минус для передаточного отношения указывает на разные направления вращения ведущего и ведомого звеньев.						

В табл. 2.8 приведены значения передаточных отношений и КПД для данной схемы волновой передачи. Число зубьев колес волновой передачи определяются из условия сборки

$$\frac{z_2 - z_1}{n'_g} = K_z,$$

где $K_z = 1, 2, \dots$ – коэффициент кратности (целое число); n'_g – число волн деформации (число зон зацепления).

С учетом значения передаточного отношения (табл.2.8)

$$z_1 = i_{h-1}^{(2)} K_z n'_g; \quad z_2 = (i_{h-1}^{(2)} + 1) K_z n'_g.$$

Для двухволновой передачи ($n'_g = 2$):

$$\text{при } u \geq 70 (K_z = 1): z_1 = 2 i_{h-1}^{(2)}; z_2 = z_1 + 2 = 2 (i_{h-1}^{(2)} + 1);$$

$$\text{при } u < 70 (K_z = 2): z_1 = 4 i_{h-1}^{(2)}; z_2 = z_1 + 4 = 4 (i_{h-1}^{(2)} + 1).$$

При одинаковых делительных диаметрах колес модуль зацепления во втором случае уменьшается в два раза. При больших передаточных отношениях применяют трехволновые генераторы волн.

ГЛАВА 3 ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

3.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Зубчатые механизмы являются основным видом механических передач, работающих на принципе зацепления с непосредственным касанием ведущего и ведомого колес.

Зубчатые механизмы наиболее широко применяются для передачи вращательного движения в широком диапазоне мощностей (до десятков тысяч киловатт) и окружных скоростей (до 150 м/с) с постоянным передаточным отношением и отличаются высокими значениями КПД (до 0,99 в одной ступени), большой надежностью и длительным сроком службы, относительно малыми габаритными размерами и простотой ухода в эксплуатации. К недостаткам зубчатых механизмов относятся сложность изготовления высокоточных передач, возможность возникновения значительных вибраций и шума при больших скоростях или недостаточной точности изготовления и сборки, отсутствие способности к самопредохранению от перегрузок, свойственного фрикционным механизмам.

Для передачи движения вращения между параллельными валами используются цилиндрические прямозубые, а также передачи косозубыми и шевронными зубчатыми колесами. Ведущее, обычно меньшее из сопряженных колес, называется шестерней, ведомое – колесом.

Реечная передача применяется для преобразования вращательного движения в поступательное или наоборот.

Для передачи движения вращения между пересекающимися в пространстве осями валов применяются конические зубчатые колеса с прямыми, тангенциальными и криволинейными (круговыми) зубьями.

В зависимости от требуемого передаточного отношения зубчатые передачи могут выполняться одноступенчатыми и многоступенчатыми.

Наряду с широким распространением простых схем зубчатых передач – с неподвижными в пространстве осями – находят применение планетарные и дифференциальные схемы – с подвижными осями колес – позволяющие получить высокую компактность механизма и целый ряд других преимуществ.

Конструктивно зубчатые передачи большей частью выполняются закрытыми в общем жестком корпусе, что обеспечивает высокую точность их сборки.

Основным параметром зубчатой передачи является модуль m , мм. В силовых зубчатых передачах не рекомендуется принимать значение модуля менее, чем 1,5...2 мм. Стандартные значения модуля для зубчатых передач приведены в табл. 3.1. Точность изготовления зубчатых передач определяется их применимостью в тех или иных машинах (табл.3.2).

Для каждой из степеней точности устанавливаются нормы на кинематическую точность, плавность работы и контакта зубьев. Норма кинематической точности регламентирует наибольшую погрешность передаточного отношения или полную погрешность угла поворота в пределах одного оборота. Норма плавности работы определяет величину многократно повторяющейся циклической ошибки передаточного отношения (колебаний скорости) в пределах одного оборота, что вызывает динамические нагрузки. Норма контакта зубьев определяет величины ошибок изготовления зубьев, влияющих на размер пятна контакта зубьев в зацеплении при сборке, что характеризует концентрацию нагрузки на зубьях. Кроме того, критериями оценки точности зубчатых колес в передаче являются норма на боковой зазор, исходя из вида сопряжения, и допуск на него, а также допуск на межосевое расстояние (см. гл.31). Шероховатость главных поверхностей зубьев влияет на долговечность передачи. Обычно рабочая поверхность зубьев подвергается шлифованию.

Таблица 3.1

Стандартные значения модуля для зубчатых передач (ГОСТ 9563)

m , (мм)	1-ый ряд	1,25	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0
	2-ой ряд	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7,0	9,0	11,0

Примечание. 1-й ряд следует предпочитать 2-му.

3.2. ПОТЕРИ МОЩНОСТИ. КПД. СМАЗКА

Потери мощности и КПД зубчатых передач зависят от условий работы, состояния поверхности зубьев и степени точности изготовления колес, от значения которой зависит также и максимально допустимая скорость передачи (табл.3.3).

Для предохранения рабочих поверхностей зубьев от заедания и абразивного износа, а также для уменьшения потерь на трение и связанного с этим нагревом, зубчатые передачи должны смазываться.

Закрытые передачи обычно смазываются жидкими минеральными смазками окунанием колес или принудительной подачей смазки в зону зацепления зубьев. Сорт смазки выбирают в зависимости от окружной скорости и удельной нагрузки. Так как нагрузка на зубья допускается тем большая, чем выше механические свойства материалов колес, то рекомендуемые значения вязкости смазки устанавливаются в зависимости от материала колес (табл. 3.4). По требуемой вязкости подбирается сорт смазки. Подбор смазки и варианты смазывания зубчатых передач изложены в гл.28.

Таблица 3.2

Точность изготовления зубчатых передач

Типы механизмов	Степень точности изготовления зубчатых колес
1. Редукторы турбин и турбомашин	3 ... 6
2. Металлорежущие станки повышенной точности	5 ... 6
3. Металлорежущие станки нормальной точности	6 ... 8
4. Передачи легковых автомобилей	5 ... 8
5. Передачи грузовых автомобилей	7 ... 9
6. Передачи тракторов	8 ... 9
7. Редукторы общего назначения	6 ... 9
8. Передачи прокатных станов	6 ... 10
9. Передачи крановых механизмов	7 ... 10
10. Передачи шахтных лебедок и сельхозмашин	8 ... 10
11. Передачи транспортирующих машин	9 ... 11

Таблица 3.3

Максимально допустимые скорости и КПД для закрытых зубчатых передач

Передача	Вид зубьев	Окружная скорость, м/с, КПД	Степень точности			
			6	7	8	9
Цилиндрическая	прямые	v	20	12	6	3
		η	0,99	0,98	0,96	0,94
	косые	v	30	20	10	5
		η	0,99	0,98	0,96	0,94
Коническая	прямые	v	10	7	4	1,5
		η	0,98	0,97	0,95	0,92
	круговые	V	20	14	7	3
		η	0,98	0,97	0,95	0,92

3.3. ВИДЫ РАЗРУШЕНИЯ И КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Типичными видами повреждений надежно защищенных от загрязнения и обильно смазываемых оптимально выбранной смазкой передач при соблюдении требуемой технологии изготовления и термической обработки зубчатых колес являются поломки зубьев и выкрашивание их рабочих поверхностей.

Поломка зубьев обычно носит усталостный характер. При каждом очередном входе зуба в зацепление у его основания возникают переменные напряжения изгиба. В зоне максимальной концентрации напряжений на стороне растяжения при определенном числе циклов нагружений могут возникнуть трещины усталостного характера, следствием развития которых и является поломка зуба. У колес из хрупких материалов к внезапной поломке зубьев может привести значительная перегрузка.

Выкрашивание рабочих поверхностей зубьев вызывается развитием усталостных трещин около полюсной линии со стороны ножек зубьев, где сила трения и напряжения на поверхности наибольшие и имеет место интенсивное расклинивающее влияние гидростатического давления смазки, попавшей в образовавшиеся усталостные трещины. При твердости поверхности зубьев $< 350\text{HB}$ наблюдается ограниченное выкрашивание. После приработки такое выкрашивание может прекратиться. Прогрессирующее выкрашивание, возникающее при твердости поверхности зубьев $> 350\text{HB}$, постепенно поражает всю рабочую поверхность ножек зубьев.

При значительных перегрузках возможно пластическое деформирование поверхностного слоя материала в направлении сил трения, а для хрупких материалов (при наличии поверхностной химико-термической обработки зубьев— азотирование, цианирование, цементация) возможно отслаивание чешуек материала с рабочей поверхности.

Таким образом, критериями работоспособности закрытых зубчатых передач являются прочность зубьев при изгибе и контактная прочность активных поверхностей зубьев.

ГОСТ 21354 регламентирует следующие расчеты зубьев передач:

- 1) на контактную выносливость в целях предотвращения усталостного выкрашивания активных поверхностей зубьев;
- 2) на контактную прочность при действии максимальной нагрузки для предотвращения остаточной деформации или хрупкого разрушения поверхностного слоя;
- 3) на выносливость при изгибе для предотвращения усталостного излома зубьев;
- 4) на прочность при изгибе максимальной нагрузкой для предохранения зубьев от остаточной деформации или хрупкого излома.

Таблица 3.4

Кинематическая вязкость смазки, рекомендуемой для зубчатых передач

Материалы зубчатых колес		Вязкость ν_{50} , сСт при окружной скорости v , м/с				
		0,5 ... 1	1 ... 2,5	2,5 ... 5	5 ... 12,5	12,5 ... 25
Сталь с $\sigma_{\text{в}}$, МПа	< 1000	180	120	80	60	45
	1000 ... 1250	300	180	120	80	60
	1250 ... 1500, а также цементованные и закаленные поверхности	500	300	180	120	80
Чугун, пластмасса		120	80	60	45	32
Примечание. Вязкость указана в сантистоксах при температуре 50°C						

3.4. МАТЕРИАЛЫ И ТЕРМООБРАБОТКА. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ДЛЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

3.4.1. Материалы и химико-термическая обработка

Выбранный для зубчатых колес материал должен обеспечивать получение зубьев с необходимой прочностью, заданной точностью и качеством поверхности. Основными материалами являются сталь, чугун и неметаллические материалы. Для получения компактных и надежных в работе зубчатых передач материалы зубчатых колес должны обладать достаточной изгибной и контактной прочностью, а поверхностный слой зубьев высокой твердостью. Наиболее полно этим требованиям отвечают конструкционные углеродистые и легированные стали, являющиеся в настоящее время основными материалами для изготовления зубчатых колес. В неотвеченных случаях применяются чугуны и пластмассы.

Соответствующей химико-термической обработкой можно значительно повысить прочность и твердость зубчатых колес и уменьшить их габариты.

В зависимости от твердости зубчатые колеса разделяются на две группы: 1) с твердостью $\leq 350\text{HB}$ и 2) с твердостью $> 350\text{HB}$.

Эти группы колес отличаются технологией производства, нагрузочной способностью и разной степенью приработки.

Если зубчатые колеса нарезаются после окончательной термообработки, то максимально допустимая твердость поверхности не должна превышать $300...350\text{HB}$, что обеспечивается при нормализации или улучшении. При этом наибольшее распространение получили качественные углеродистые стали 35, 45, 50 Г и легированные - 40Х, 35ХМ, 40ХН.

В массовом и крупносерийном производствах применяются обычно зубчатые колеса с твердостью поверхности зубьев свыше 350HB , подвергаемые отделочным операциям после химико-термической обработки. Для обеспечения повышенной нагрузочной способности и малых габаритов передачи также необходимо применение колес с высокой твердостью поверхности зубьев. Нарезание зубьев колес в этом случае производится до окончательной химико-термической обработки: объемной или поверхностной закалки – с нагревом токами высокой частоты (ТВЧ) или пламенной, цементации, цианирования или азотирования.

При любом виде закалки предпочтительнее применение легированных сталей, например, хромистой стали 40Х. Для ответственных передач при возможных перегрузках применяются стали с добавками хрома, никеля, марганца, молибдена: 35ХМ, 40ХН, 40ХНМА, 35ХГСА, подвергаемых объемной закалке до $51...57\text{HRC}$ или поверхностной закалке, обеспечивающей твердость поверхности зубьев $52...58\text{HRC}$ с сохранением вязкой сердцевины незакаленного металла. Однако при модуле менее 5 мм реализовать поверхностную закалку технологически сложно, а при модуле менее 3 мм – практически невозможно. Следует иметь ввиду, что углеродистая сталь типа 45 при закалке склона к трещинообразованию, особенно при нагреве ТВЧ.

Другим способом повышения твердости поверхности зубьев (до $57...64\text{HRC}$) при сохранении вязкости сердцевины является цементация. Лучшее качество колес, меньшее коробление, большую износостойкость и прочность сердцевины обеспечивают при этом легированные хромистые стали 15Х и 20Х. При действии перегрузок или ударных нагрузок используются хромоникелевые стали 12ХН3А и 20Х2Н4А, хромоникелемолибденовые 20ХН2М, хромованадиевые 15ХФ, хромомарганцевотитановые 18ХГТ и др. Для устранения коробления (искажений профиля зубьев), вызванного термообработкой, зубья затем шлифуют.

При азотировании и цианировании коробление зубьев колес незначительно, что исключает необходимость последующего шлифования зубьев. Азотированные колеса изготавливают из сталей 38Х2МЮА, 40ХН2МА, а твердый слой при этом имеет толщину $0,3...0,5\text{мм}$, поэтому такие колеса используются при действии спокойной нагрузки и наличии хорошей системы смазки для исключения или замедления абразивного износа.

Колеса крупных зубчатых передач отливают из стали марок 35Л...55Л, 40ХЛ. Отливки подвергаются отжигу или нормализации.

Для тихоходных и малонагруженных открытых и, реже, закрытых передач зубчатые колеса изготавливают из серого чугуна марок СЧ25 и выше и ковкого чугуна. Контактная прочность их достаточно высокая, но способность сопротивляться изгибу и ударным нагрузкам значительно ниже, чем у стальных колес.

Зубчатые колеса из неметаллических материалов применяются при необходимости обеспечить бесшумную работу передачи и невозможности достичь правильного взаимного положения колес. Наиболее часто для их изготовления применяются текстолит, древесно-слоистые пластики, нейлон, капрон.

Прямозубая передача с шестерней из текстолита и стальным колесом (твердость поверхности ≤ 250 НВ) может передать нагрузку в 4...5 раз меньшую, чем передача со стальными улучшенными колесами.

В зависимости от способа получения заготовки различают литые, кованные, штампованные и колеса, изготовленные из круглого проката.

В табл. 3.5 приведены характеристики основных марок сталей и видов термической и химико-термической обработки, а также коэффициенты относительной стоимости при применении различных материалов для зубчатых колес и видов термообработки.

Таблица 3.5

Характеристики материалов зубчатых колес в зависимости от термообработки

Марка стали	Вид термообработки	Твердость поверхности	σ_B	σ_T	Коэффициент относительной стоимости	
			МПа		материала	термообработки
45	улучшение	200...220 НВ	800	450	1	1,3...1,4
- " -	объемная закалка	42...50 HRC	1000	750	1	1,2
- " -	поверхностная закалка	46...52 - " -	850	600	1	1,5...1,7
40X, 40XH	нормализация	200...220 НВ	800	550	1,2...1,6	1
- " -	улучшение	210...250 - " -	850	600	- " -	1,3...1,4
- " -	объемная закалка	45...55 HRC	1150	950	- " -	1,2
- " -	поверхностная закалка	48...58 - " -	1050	850	- " -	1,5...1,7
- " -	азотирование	54...60 - " -	900	750	- " -	4...5
20X, 20XH	цементация + закалка	54...62 - " -	850	650	- " -	2...2,5
- " -	нитроцементация + закалка	57...63 - " -	850	700	- " -	3...3,5
18ХГТ	цементация + закалка	56...62 - " -	1150	950	1,3...1,4	2...2,5
12ХН3А 12Х2Н4А		57...63 - " -	1000	850	2,5...3	2...2,5

3.4.2. Допускаемые напряжения изгиба

Допускаемые напряжения изгиба при расчете зубьев шестерни и колеса на выносливость, МПа

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flimb} \cdot Y_R \cdot Y_z \cdot Y_d \cdot Y_g \cdot Y_A \cdot Y_N}{S_F} \quad (3.1)$$

В этой зависимости входящие в нее параметры определяются следующим образом.

$\sigma_{F \lim b}$ – предел выносливости зубьев при изгибе для отнулевого цикла, соответствующий базовому числу циклов перемен напряжений, МПа: для сталей в зависимости от термической или химико-термической обработки, а также для чугунов приведен в табл. 3.6.

S_F – коэффициент запаса прочности при изгибе, определяемый в зависимости от заданной вероятности безотказной работы по табл. 3.6.

Y_R – коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности зубьев: для шлифованных и зубофрезерованных поверхностей с шероховатостью $Rz = 40$ мкм $Y_R=1$; для полированных поверхностей принимается по табл. 3.6.

Y_z – коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса: для поковок и штамповок $Y_z = 1$; для проката $Y_z = 0,9$; для литых заготовок $Y_z = 0,8$.

Y_g – коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зубьев (табл. 3.6); для зубчатых колес с нешлифованной переходной поверхностью зубьев $Y_g=1$.

Y_d – коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения переходной поверхности зубьев (табл. 3.6); при отсутствии упрочнения $Y_d = 1$.

В проекторочных расчетах допустимо принимать произведение $Y_R Y_z Y_g Y_d = 1$.

Y_A – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (зубья сателлитов планетарных передач и колес реверсивных передач): при работе зубьев одной стороной $Y_A = 1$; при периодическом изменении направления нагрузки на противоположное $Y_A = 1 - \gamma_{FC} (T_1'' / T_1')$, где $T_1' > T_1''$ – вращающие моменты, нагружающие зуб в противоположных направлениях; γ_{FC} – коэффициент, учитывающий способность материала сопротивляться разрушению при изменении направления нагрузки: при $H < 350$ НВ $\gamma_{FC} = 0,35$; для зубьев с поверхностным упрочнением $\gamma_{FC} = 0,25$; для азотированных зубьев $\gamma_{FC} = 0,1$. Приблизительно $Y_A = 0,7 \dots 0,8$, (большие значения соответствуют $H > 350$ НВ).

Коэффициент долговечности

$$Y_N = q_F \sqrt{\frac{N_{FG}}{N_{FE}}} \quad (3.2)$$

Показатель степени кривой усталости $q_F = 6$ при поверхностной твердости зубьев ≤ 350 НВ, а также для зубчатых колес, закаленных с нагревом ТВЧ при обрыве закаленного слоя у переходной поверхности и зубчатых колес со шлифованной переходной поверхностью (галтелью) независимо от их твердости. Для колес с нешлифованной переходной поверхностью при твердости поверхности зубьев > 350 НВ и чугунных колес $q_F = 9$.

Базовое число циклов напряжений изгиба для всех сталей $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$; для чугунов $N_{FG} = 10^6$.

Эквивалентное число циклов перемены напряжений N_{FE} определяется согласно циклограмме нагружения выражением

$$N_{FE} = 60 n_c \sum_{i=1}^k \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^{q_F} n_i \cdot t_i, \quad (3.3)$$

где $T_{\max}$ – максимальный вращающий момент, учитываемый в расчете, Н·м; T_i – вращающий момент i -той ступени режима, Н·м; n_i , t_i – частота вращения, мин^{-1} и продолжительность работы, час на i -той ступени режима; n_c – число зацеплений зуба за один оборот колеса (для обычной передачи $n_c=1$; для центральных шестерни и колеса планетарных передач $n_c=3$).

Таблица 3.6

Предел выносливости $\sigma_{F \lim b}$ и значения S_F , Y_R , Y_g , Y_d

Термическая или химико-термическая обработка	Твердость зубьев		Марка стали	$\sigma_{F \lim b}$, МПа	S_F при вероятности неразрушения		Коэффициенты		
	поверхность	сердцевина			нормальный	повышенный	Y_R	Y_g	Y_d
Нормализация, улучшение	180...240 HB (крупные колеса стальное литье)		35Л...55Л, 40ХЛ	1, 75 Н HB	1,7	2,2	1,2	1,1	1,2
	240...300 HB		35; 45; 50Г						
Улучшение	240...300 HB		40Х; 40ХН; 35ХМ; 40ХФА; 35ХГС						
Объемная закалка	45...55 HRC		45; 40Х; 40ХН; 35ХМ; 40ХФА; 40ХН2М	500...550	1,7	2,2	1,2	0,85	1,15
Закалка ТВЧ сквозная с охватом впадин	48...56 HRC		35ХМ; 40Х	450...500	1,7	2,2	1,2	0,85	1,25
			40ХН; 40ХН2МА	550...600					
Закалка ТВЧ по контуру	45...52 HRC	25...35 HRC	45	500	1,7	2,2	1,05	0,85	1,15
	48...56 HRC		35ХМ; 40Х	550...600				0,9	
			40ХН; 40ХН2МА	650...700					
Цементация с закалкой	52...62 HRC	25...35 HRC	15Х; 20Х; 18ХГТ; 30ХГТ	650...700 (800...850)*	1,65	2,1	1,05	0,75	1,15
	56...63 HRC	30...40 HRC	12ХН2; 12ХН3А; 20ХН; 20ХН2М; 20ХН3А	700...800 (850...950)*					
Нитроцементация с закалкой	56...63HRC	30...40 HRC	25ХГМ;	900	1,55	2	1.05	0,75	1,2
			25ХГТ; 30ХГТ; 35Х	700					
Азотирование	550...750 HV	25...35 HRC	40Х; 40ХФА; 40ХНМА	$12 H_{серд}^{HRC} + 290$	1,7	2,2	1,05	1	1
	700...950 HV		38Х2МЮА; 38Х2Ю						
—	187...255 HB		Чугун СЧ15;СЧ20	1,5 Н HB	1,7	2,2	—	—	—
—	197...265 HB		Чугун ВЧ45;ВЧ60	1,5 Н HB	1,7	2,2	—	—	—

Примечание. *При автоматическом регулировании процесса. Меньшие значения пределов выносливости при закалке имеют место при возможном обезуглероживании.

При полировании переходной поверхности зубьев. *При шлифовании переходной поверхности зубьев. ****При упрочнении переходной поверхности зубьев.

Если режим работы передачи можно аппроксимировать не ступенчатой, а одной из непрерывных функций (рис. 1.4), то для указанных типовых режимов работы значение эквивалентного числа циклов перемены напряжений определяется выражением

$$N_{FE} = K_{FE} 60n_c \sum_{i=1}^k n_i \cdot t_i, \quad (3.4)$$

где K_{FE} – коэффициент приведения (табл.3.7).

Таблица 3.7

Коэффициент приведения K_{FE}

Значение q_F	Типовые режимы нагружения					
	<i>П</i>	<i>Т</i>	<i>СП</i>	<i>СН</i>	<i>Л</i>	<i>ЛО</i>
6	1,00	0,30	0,14	0,06	0,038	0,013
9	1,00	0,20	0,10	0,04	0,016	0,004

При $N_{FE} > N_{FG}$ коэффициент долговечности $Y_N = 1$. Максимально допускаемые значения коэффициента Y_N ограничиваются значениями: $Y_N = 2,08$ при $q_F = 6$ и $Y_N = 1,63$ при $q_F = 9$.

Для неметаллических материалов: текстолитов ПТ и ПТК, полиамид-капролонов и ДСП соответственно допускаемые напряжения изгиба $\sigma_{FP} = 40; 30$ и 50 МПа.

Допускаемые напряжения изгиба при действии максимальной нагрузки

$$\sigma_{FP \max} = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_{Fst}} Y_{N \max} K_{st}, \text{ МПа}, \quad (3.5)$$

где $\sigma_{F \lim b}$ – предел выносливости зубьев при изгибе (табл.3.6);

S_{Fst} – коэффициент запаса прочности: при вероятности неразрушения $0,99 - S_{Fst} = 1,75$, свыше $0,99 - S_{Fst} = 2,2$;

$Y_{N \max}$ – предельное значение коэффициента долговечности, устанавливаемое для $N_{FE} = 10^3$: при $q_F = 6$ $Y_{N \max} = 4,0$; при $q_F = 9$ $Y_{N \max} = 2,5$;

K_{st} – коэффициент, учитывающий различие между предельными напряжениями, определенными при однократном ударном нагружении и при числе ударных нагружений, равном 10^3 : при $q_F = 6$ $K_{st} = 1,3$; при $q_F = 9$ $K_{st} = 1,2$.

3.4.3. Допускаемые контактные напряжения

Допускаемые контактные напряжения при расчете зубьев шестерни и колеса на выносливость, МПа

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim b} \cdot Z_R \cdot Z_V}{S_H} \cdot Z_N. \quad (3.6)$$

В этой зависимости входящие в нее параметры определяются следующим образом.

$\sigma_{H \lim b}$ – предел контактной выносливости, соответствующий базовому числу циклов перемен напряжений, МПа; в зависимости от химико-термической обработки приведен в табл. 3.8.

Таблица 3.8

Пределы контактной выносливости $\sigma_{Hlim b}$ и значения S_H

Химико-термическая обработка зубьев	Твердость поверхности зубьев	Материалы	$\sigma_{Hlim b}$, МПа	$(\sigma_{Hlim b})_{cp}$, МПа	S_H
Отжиг, нормализация или улучшение	≤ 350 HB	Углеродистые и легированные стали	$2H_{HB} + 70$	650...700	1,1
Объемная закалка со средним или низким отпуском	38...52 HRC		$17H_{HRC} + 200$	950...1050	1,1
Поверхностная закалка	42...56 HRC		$17H_{HRC} + 200$	1050...1150	1,2
Цементация или нитроцементация	56...62 HRC	Легированные стали	$23 H_{HRC}$	1300...1400	1,2
Азотирование	550...750 HV		1050...1150		1,2
Без термической обработки	—	Чугуны	$2H_{HB}$		1,2
Примечание: меньшие значения $(\sigma_{Hlim b})_{cp}$, соответствуют углеродистым сталям, большие – легированным.					

S_H — коэффициент запаса контактной прочности, определяемый по табл.3.8.

z_R — коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев, принимается значение z_R того колеса пары, зубья которого имеют более шероховатую поверхность: при $Ra=0,63...1,25$ мкм $z_R=1$; при $Ra=1,25...2,5$ мкм $z_R=0,95$; при $Ra=10...40$ мкм $z_R=0,9$.

z_V -коэффициент, учитывающий окружную скорость: при $H \leq 350$ HB $z_V=0,85 v^{0,1} \geq 1$; при $H > 350$ HB $z_V=0,925 v^{0,05} \geq 1$. При $v \leq 5$ м/с $z_V=1$.

В проектировочных расчетах допустимо принимать произведение $z_R \cdot z_V = 1$.

Коэффициент долговечности

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{HG}}{N_{HE}}} \quad (3.7)$$

Базовое число циклов контактных напряжений $N_{HG} = 30 H_{HB}^{2,4} \leq 12 \cdot 10^7$ или определяется по табл. 3.9.

Таблица 3.9

Базовое число циклов контактных напряжений

Термообработка твердость поверхности	Улучшение $H \leq 280$ HB	Закалка ТВЧ, азотирование $H \leq 56$ HRC	Цементация, нитроцементация $H \leq 63$ HRC
Базовое число циклов N_{HG}	$2,2 \cdot 10^7$	$11,5 \cdot 10^7$	$12 \cdot 10^7$

Эквивалентное число циклов перемены напряжения N_{HE} определяется согласно циклограмме нагружения выражением

$$N_{HE} = 60n_c \sum_{i=1}^k \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^3 n_i \cdot t_i, \quad (3.8)$$

где параметры T_i ; T_{max} ; n_i ; t_i и n_c имеют значения соответственно формуле (3.3).

Если режим работы передачи можно аппроксимировать непрерывной функцией (рис.1.4), то для указанных типовых режимов работы значение эквивалентного числа циклов перемены напряжений определяется выражением

$$N_{HE} = K_{HE} \cdot 60n_c \sum_{i=1}^k n_i \cdot t_i, \quad (3.9)$$

где K_{HE} – коэффициент приведения (табл. 3.10).

Таблица 3.10

Коэффициент приведения K_{HE}

Коэффициент приведения	Типовые режимы нагружения					
	<i>П</i>	<i>Т</i>	<i>СП</i>	<i>СН</i>	<i>Л</i>	<i>ЛО</i>
K_{HE}	1,00	0,50	0,25	0,18	0,125	0,063

При $N_{HE} > N_{HG}$ коэффициент долговечности $Z_N=1$. Максимально допускаемые значения коэффициента Z_N ограничиваются опасностью возникновения пластической деформации на поверхности зубьев: при поверхностном упрочнении $Z_N \leq 1,8$, при других видах термообработки $Z_N \leq 2,6$.

При расчете прямозубых (цилиндрических и конических) передач с любой твердостью зубьев шестерни и колеса, косозубых (шевронных) передач с твердостью зубьев обоих колес >350 HB в качестве допускаемого контактного напряжения принимается меньшее из двух σ_{HP1} и σ_{HP2} .

Для цилиндрических косозубых и шевронных передач, а также конических с круговыми зубьями, при твердости зубьев хотя бы одного из колес ≤ 350 HB, в качестве допускаемого напряжения принимается

$$\sigma_{HP} = 0,45(\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}), \quad (3.10)$$

причем необходимо соблюдение условий: $\sigma_{HP} \leq 1,25\sigma_{HPmin}$ - для цилиндрических косозубых и шевронных передач и $\sigma_{HP} \leq 1,15\sigma_{HPmin}$ - для конических передач с круговыми зубьями.

Для неметаллических материалов: текстолитов ПТ и ПТК, полиамид-капролонов и ДСП соответственно допускаемые контактные напряжения $\sigma_{HP} = 50; 42$ и 55 МПа.

Допускаемые контактные напряжения при максимальной нагрузке зависят от химико-термической обработки зубьев колес.

При нормализации, улучшении и объемной закалке.

$$\sigma_{HPmax} = 2,8\sigma_T, \quad (3.11)$$

где σ_T – предел текучести материала.

При нормализации $\sigma_T = 350$ МПа; при улучшении для углеродистых сталей $\sigma_T = 450$ МПа, для легированных сталей $\sigma_T = 550...650$ МПа; при объемной закалке для углеродистых сталей $\sigma_T = 700...750$ МПа, для легированных сталей $\sigma_T = 950...1000$ МПа.

При цементации и поверхностной закалке ТВЧ

$$\sigma_{HPmax} = 40 H_{HRC}, \text{ МПа.} \quad (3.12)$$

При азотировании

$$\sigma_{HPmax} = 3,0 HV, \text{ МПа.} \quad (3.13)$$

3.5. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

3.5.1. Основные параметры цилиндрических зубчатых передач

подавляющее большинство зубчатых передач различных машин и механизмов с мощностью до 20...25 кВт имеют модуль в пределах от 1,5 до 5 мм (табл. 3.1).

Межосевые расстояния для редукторов общего назначения стандартизированы и приведены в табл. 3.11.

Стандартные значения межосевых расстояний a_w (ГОСТ 2185)

a_w , (мм)	1-ой ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500
	2-ой ряд	–	–	71	90	112	140	180	225	280	355	450	560

Примечание. 1-й ряд следует предпочитать 2-му.

Для коробок скоростей и редукторов специального назначения обеспечение этих значений для межосевых расстояний желательно, но не обязательно.

Минимальное число зубьев шестерни цилиндрической прямозубой передачи выбирается по табл. 2.5, а шестерни косозубой или шевронной передачи – по формуле (2.12). При выполнении зубчатых колес насадными минимальное число их зубьев: для прямозубых передач (блоков) $Z_{ц.пр.1 \min} = 22 \dots 24$, для косозубых передач $Z_{ц.кос.1 \min} = 20 \dots 22$.

Для косозубых передач делительный угол наклона линии зуба по делительному цилиндру следует выбирать в следующих интервалах: для редукторов общего назначения $\beta = 6 \dots 15^\circ$; для коробок скоростей и редукторов специального назначения $\beta = 15 \dots 25^\circ$; для шевронных передач $\beta = 30 \dots 40^\circ$.

Смещение исходного контура цилиндрических передач производится в случаях: нарезания колес с малым числом зубьев (менее $z_{\min}$), необходимости увеличения несущей способности по контактной и изгибной прочности, а также увеличения износостойкости и необходимости вписывания передачи в заданное или стандартное межосевое расстояние a_w .

В практике при числе зубьев шестерни $z_1 \geq 18 \dots 20$ наиболее широкое применение имеют цилиндрические передачи со смещением для шестерни и колеса $x_1 = x_2 = 0$.

При суммарном смещении $\sum x = x_1 + x_2 = 0$ передача является равносмещенной (высотная коррекция) и для нее имеет место совпадение начальных и делительных параметров, т.е. $a_w = a$; $d_w = d$.

Для закрытых передач с твердой поверхностью зубьев в тех случаях, когда при малых числах зубьев шестерни ($z_1 \leq 17$) ее несущая способность ограничивается прочностью зубьев на изгиб, высотная коррекция позволяет обеспечить при исключении подрезания ножки зуба повышение изгибной прочности зубьев шестерни и равнопрочность по изгибу зубьев шестерни и колеса.

Для прямозубых цилиндрических передач

$$x_1 = \frac{17 - z_1}{17} \leq 0,6 \quad \text{и} \quad x_2 = -x_1 \quad \text{при внешнем зацеплении,}$$

(3.14)

$x_2 = x_1$ - при внутреннем зацеплении

При этом должно выполняться условие $z_2 > 17(1 - x_2)$.

Для косозубых цилиндрических передач

$$x_1 = 1 - \frac{z_1 \cdot \sin^2 \alpha_t}{2 \cos \beta} \quad \text{и} \quad x_2 = -x_1,$$

(3.15)

где $\alpha_t = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos \beta}\right)$.

При числе зубьев шестерни $z_1 > 17$ оптимальные значения x_1 и x_2 при высотной коррекции определяются по таблице 3.12.

Для закрытых передач, несущая способность которых определяется контактной выносливостью, можно воспользоваться изменением угла зацепления (угловая коррекция), позволяющим обеспечить максимально возможное увеличение радиусов кривизны в полюсе

зацепления при выборе соответствующей суммы коэффициентов смещения x_1 и x_2 . Путем введения угловой коррекции повышается так же и изгибная прочность.

Применение угловой коррекции целесообразно в следующих двух вариантах.

Вариант 1. Подбор величин смещения x_1 и x_2 с целью повышения контактной или изгибной прочности, выравнивания удельных скольжений, обеспечения нормальной толщины зубьев на окружности их выступов $S_n \geq (0,25 \dots 0,3)m$, для чего рекомендуется пользоваться блокирующими контурами (ГОСТ 16532), позволяющими получить передачу, в которой обеспечены многие факторы, влияющие на качество зацепления: коэффициент торцевого перекрытия не меньше предельного $\varepsilon_\alpha = 1,2$, отсутствие подрезания эвольвентного участка и интерференции профилей зубьев.

Предельные значения x_1 и x_2 для повышения контактной (К) и изгибной (И) прочности зубьев, ограниченные по условию качества зацепления на основе блокирующих контуров, приведены в табл. 3.12.

Таблица 3.12

Рекомендуемые наибольшие значения коэффициента смещения x_1 и x_2 инструмента

При высотной коррекции											
Числа зубьев z_2 / z_1		Величина смещения шестерни и колеса									
		15		18		22		28		34	
		$x_1 = -x_2$		$x_1 = -x_2$		$x_1 = -x_2$		$x_1 = -x_2$		$x_1 = -x_2$	
22		0,20		0,17		0,15		—		—	
28		0,27		0,24		0,21		0,18		—	
34		0,32		0,30		0,28		0,24		0,20	
42		0,36		0,34		0,32		0,29		0,27	
50		0,41		0,39		0,37		0,35		0,33	
65		0,47		0,46		0,45		0,44		0,42	
80		0,52		0,52		0,51		0,50		0,48	
При угловой коррекции											
Числа зубьев z_2 / z_1		Величина смещения шестерни и колеса									
		15		18		22		28		34	
		x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2
К	22	0,38	0,75	0,60	0,64	0,68	0,68	—	—	—	—
И		0,73	0,32	0,81	0,38	0,95	0,39				
К	28	0,36	1,04	0,40	1,02	0,59	0,94	0,86	0,86	1,01	1,01
И		0,79	0,35	0,89	0,38	1,04	0,40	1,26	0,42	1,38	0,34
К	34	0,15	1,42	0,30	1,30	0,48	1,20	0,86	1,08	1,01	1,01
И		0,83	0,34	0,93	0,37	1,08	0,38	1,30	0,38	1,38	0,34
К	42	0,20	1,53	0,29	1,48	0,40	1,48	0,72	1,33	0,90	1,30
И		0,92	0,32	1,02	0,36	1,18	0,38	1,24	0,31	1,31	0,27
К	50	0,25	1,65	0,32	1,63	0,43	1,60	0,64	1,60	0,80	1,58
И		0,97	0,31	1,05	0,36	1,22	0,42	1,22	0,25	1,25	0,20
К	65	0,26	1,87	0,41	1,89	0,53	1,80	0,70	1,84	0,83	1,79
И		0,80	0,04	1,10	0,40	1,17	0,36	1,19	0,20	1,23	0,15
К	80	0,30	2,14	0,48	2,08	0,61	1,99	0,75	2,04	0,89	1,97
И		0,73	-0,15	1,14	0,40	1,15	0,26	1,16	0,12	1,19	0,07

Угол зацепления при этом определяется из выражения

$$\text{inv}\alpha_{tw} = \text{inv}\alpha_t + \frac{2(x_1 + x_2) \cdot \text{tg}\alpha_t}{z_1(u \pm 1)}, \quad (3.16)$$

где $\text{inv}\alpha_t = \text{tg}\alpha_t - (\alpha_t/180^\circ) \pi$; при $\beta=0$ $\text{inv}\alpha_t = \text{inv } 20^\circ = 0,014904$.

После вычисления значения $\text{inv}\alpha_{tw}$ по графику (рис.3.1) определяется приближенно угол зацепления α_{tw} и после его округления определяется межосевое расстояние

$$a_w = \frac{m \cdot z_1 \cdot (u \pm 1)}{2 \cos \beta} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}} = a \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}}. \quad (3.17)$$

Знак “+” – для внешнего зацепления; знак “-” – для внутреннего зацепления.

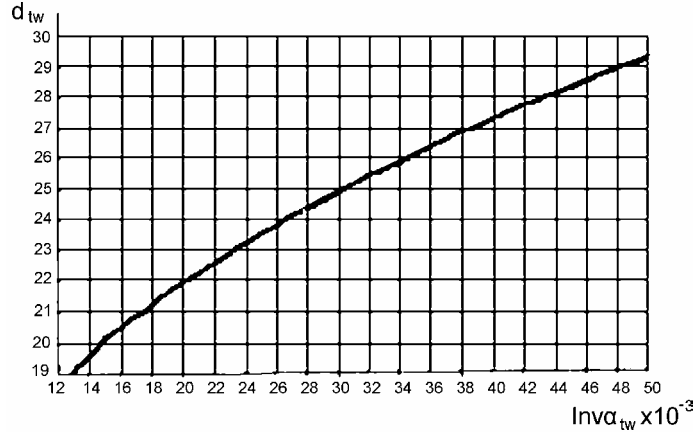


Рис.3.1. Зависимость угла зацепления α_{tw} от $\text{inv}\alpha_{tw}$

Вариант 2. Для "вписывания" цилиндрической передачи в заданное или стандартное межосевое расстояние a_w (табл.3.11) можно воспользоваться изменением угла зацепления за счет смещения, который находится из соотношения

$$\alpha_{tw} = \arccos \left[\frac{m \cdot z_1 \cdot (u \pm 1)}{2 \cos \beta \cdot a_w} \cos \alpha_t \right] = \arccos \left(\frac{a}{a_w} \cos \alpha_t \right). \quad (3.18)$$

С учетом округленного значения α_{tw} из соотношения (3.16) для первого варианта и точного из соотношения (3.18) – для второго варианта, смещение $x_\Sigma = x_1 + x_2$ определяется зависимостью

$$x_\Sigma = \frac{(\text{inv}\alpha_{tw} - \text{inv}\alpha_t) z_1 (u \pm 1)}{2 \text{tg}\alpha_t}, \quad (3.19)$$

где $\text{inv}\alpha_{tw} = \text{tg}\alpha_{tw} - (\alpha_{tw}/180^\circ) \pi$.

Значение x_Σ в первом варианте используется для уточнения значений x_1 и x_2 , принятых по табл. 3.12, во втором варианте разбивается между шестерней и колесом в соответствие с выражением

$$x_{1(2)} = 0,5 \left[x_\Sigma - \frac{z_1 (u \pm 1)}{2 \cos \beta} \left(\frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}} - 1 \right) \right]; \quad x_{2(1)} = x_\Sigma - x_{1(2)}. \quad (3.20)$$

При данной системе коррекции можно обеспечивать вариант зацепления, когда оба профиля получают положительный сдвиг, угол зацепления увеличивается примерно до 26° , несущая способность передачи из условия контактной прочности повышается примерно на 30%, зубья получаются почти полностью равнопрочными, толщина их на окружности выступов не менее $0,7m$ и минимальный коэффициент перекрытия $\varepsilon_\alpha = 1,15 \dots 1,2$.

В цилиндрических косозубых передачах угловая коррекция малоэффективна из-за отрицательного влияния уменьшения коэффициента перекрытия, а "вписывание" косозубых или шевронных передач в заданное или стандартное межосевое расстояние a_w целесообразно обеспечивать за счет изменения угла наклона линии зуба, определяемого по зависимости

$$\beta = \arccos\left(\frac{mz_1(u+1)}{2a_w}\right). \quad (3.21)$$

При этом должно выполняться условие

$$\beta > \arcsin\left(\frac{1,1\pi m}{b}\right),$$

при котором коэффициент осевого перекрытия $\varepsilon_\beta > 1,1$.

После выполнения кинематического расчета (раздел 2.4), позволяющего определить передаточное число передачи — u ; числа зубьев шестерни — Z_1 и колеса Z_2 , необходимо найти основной параметр зубчатой передачи — модуль m и связанные с ним межосевое расстояние — a_w ; диаметры колес — d_w и ширину зубчатого венца колес — b .

Здесь возможны два варианта определения указанных параметров: 1) из конструктивных соображений; 2) путем проведения проектировочного расчета.

Если межосевое расстояние a_w выбирается конструктивно, то диаметр шестерни для передачи без смещения исходного контура ($x_1 = x_2 = 0$) или равносмещенной ($x_1 + x_2 = 0$)

$$d_{w1} = d_1 = \frac{2a_w}{u \pm 1}.$$

Зная диаметр шестерни и число ее зубьев, определяют модуль передачи $m = (d_1 / z_1) \cos \beta$, который округляется до стандартного значения (табл.3.1).

Для редукторов модуль можно предварительно определить и по эмпирической зависимости $m = (0,01 \dots 0,02)a_w$, где меньшее значение выбирается для продолжительного режима работы при малых нагрузках.

Если ориентировочно диаметр вала под шестерней d_g определен с учетом его значения из зависимости

$$d_{г.ш.} \geq 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{P}{n}}, \text{ мм},$$

где P — мощность на валу, кВт; n — частота вращения вала, мин^{-1} , то минимальный диаметр насадной шестерни определяется конструктивно из соотношения

$$d_1 \geq 1,5 d_{г.ш.} + 2t_2, \text{ мм},$$

где t_2 — глубина шпоночного паза шестерни (П.35...П.37).

При выполнении шестерни заодно с валом $d_1 \geq 1,2 d_{г.ш.}$.

Для принятого значения модуля на этапе эскизного проектирования проводится проверочный расчет передачи с целью выбора материала и вида термообработки для зубчатых колес.

3.5.2. Проектировочный расчет цилиндрических зубчатых передач

Проектировочному расчету цилиндрических зубчатых передач предшествует кинематический расчет с определением передаточного числа и чисел зубьев шестерни и колеса, а также выбор материала, способа химико-термической обработки и вычисление допускаемых напряжений.

Кроме того, перед проведением проектировочного расчета предварительно задаются коэффициентом ширины зубчатого венца — относительно диаметра шестерни — $\psi_{bd} = b/d_1$ (табл.3.13) или относительно межосевого расстояния — $\psi_{ba} = b/a$ (табл. 3.14, 3.15). Коэффициенты ψ_{bd} и ψ_{ba} связаны зависимостью

$$\psi_{bd} = 0,5 \psi_{ba} (u \pm 1). \quad (3.22)$$

При выборе значения ψ_{bd} или ψ_{ba} следует учитывать:

- 1) меньшие их значения принимаются для менее жестких конструкций валов и опор, что характерно для коробок скоростей, а также для прямозубых цилиндрических передач;
- 2) для косозубых цилиндрических передач при осевом коэффициенте перекрытия $\varepsilon_\beta > 1$.

$$\psi_{b\min} = [(1,1 \dots 1,2) (\pi / z_1)] \operatorname{ctg} \beta;$$

$$\psi_{b\min} = [2 (1,1 \dots 1,2) \pi / (u \pm 1) z_1] \operatorname{ctg} \beta;$$

- 3) для шевронных передач последние значения удваиваются, причем должно выполняться условие, что $0,5 \leq \psi_{ba} \leq 1,0$;
- 4) для планетарных передач $\psi_{ba} = 0,25 \dots 0,4$ при $350\text{HB} \leq H \leq 50\text{HRC}$;
- 5) для подвижных зубчатых прямозубых шестерен (блоков) $\psi_{bd} = (6 \dots 8) / z_1$;
- 6) для передач внутреннего зацепления $\psi_{ba} = 0,2[(u + 1)/(u - 1)]$.

При проектировочном расчете для редукторов общего назначения межосевое расстояние и минимальное значение модуля определяются соответственно исходя из контактной выносливости и выносливости зубьев при изгибе выражениями:

$$a_H = K_a (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{u \cdot \psi_{ba} \sigma_{HP}^2}}, \text{ мм}; \quad (3.23)$$

$$m_F = K_{ma} \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{F\beta} Y_F}{z_1^2 \cdot \psi_{ba} (u \pm 1) \sigma_{FP}}}, \text{ мм}. \quad (3.24)$$

В формулах (3.22) – (3.24) знак “плюс” – при внешнем зацеплении, знак “минус” – при внутреннем.

Таблица 3.13

Коэффициент ширины зубчатого венца ψ_{bd}

Расположение шестерни относительно опор	Твердость поверхности зубьев	
	При $H \leq 350 \text{ HB}$ хотя бы одного из колес	При $H > 350 \text{ HB}$ обоих колес
	Коэффициент ψ_{bd}	
Симметричное	0,6...1,2	0,4...0,8
Несимметричное	0,5...1,0	0,3...0,6
Консольное	0,3...0,4	0,25...0,3

Таблица 3.14

Коэффициент ширины зубчатого венца ψ_{ba}

Расположение шестерни относительно опор	Твердость поверхности зубьев	
	При $H \leq 350 \text{ HB}$ хотя бы одного из колес	При $H > 350 \text{ HB}$ обоих колес
	Коэффициент ψ_{ba}	
Симметричное	0,4...0,5	0,3...0,4
Несимметричное	0,3...0,4	0,25...0,3
Консольное	0,25	0,2

Таблица 3.15

Стандартные значения коэффициента ширины зубчатого венца ψ_{ba}

Коэффициент ширины зубчатого венца ψ_{ba}										
0,10	0,125	0,160	0,200	0,250	0,315	0,400	0,500	0,630	0,800	1,00
1,25										

После округления значений m_F и a_H до стандартных (табл. 3.1 и 3.11) уточняются числа зубьев шестерни и колеса по зависимостям

$$z_1 = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{m(u \pm 1)}; \quad z_2 = z_1 u.$$

* Для планетарных передач в ф-лах (3.23) и (3.24) момент T_1 следует умножить на отношение K_c/n_c , где n_c – число сателлитов, $K_c = 1,1 \dots 1,2$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами.

При окончательно принятых значениях чисел зубьев Z_1 и Z_2 желательно выполнение условий: межосевое расстояние $a = \frac{mz_1(u \pm 1)}{2 \cos \beta}$ должно минимально отличаться от стандартного a_w и для прямозубых передач быть меньше него.

При этом стандартное межосевое расстояние цилиндрической прямозубой передачи

$$a_w = \frac{mz_1(u \pm 1)}{2} \cdot \frac{\cos 20^\circ}{\cos \alpha_w}$$

обеспечивается за счет изменения угла зацепления α_w ($18^\circ \leq \alpha_w \leq 26^\circ$) по формуле 3.18 с введением соответствующего положительного смещения (формулы 3.19 и 3.20), а цилиндрической косозубой или шевронной передачи

$$a_w = \frac{mz_1(u + 1)}{2 \cos \beta}$$

за счет изменения угла наклона линии зуба β (ф-ла 3.21) при $\alpha_{tw} = \alpha_t$.

При проектировочном расчете специальных редукторов и коробок скоростей минимально допускаемый модуль устанавливается исходя из контактной выносливости (по диаметру шестерни d_{1H}) и выносливости зубьев при изгибе выражениями:

$$d_{1H} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} (u \pm 1)}{u \psi_{bd} \sigma_{HP}^2}}, \text{ мм}, \quad (3.25)$$

откуда $m_H = (d_{1H} / z_1) \cos \beta$ (при $x_1 + x_2 = 0$ или $x_1 = x_2 = 0$) и

$$m_F = K_m \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{F\beta} Y_F}{z_1^2 \psi_{bd} \sigma_{FP}^2}}, \text{ мм}. \quad (3.26)$$

Для подвижных блоков коробок скоростей расчету подлежит шестерня с минимальным числом зубьев, а для соосных механизмов при $\sum Z = \text{const}$ всех передач, меньшая шестерня второй ступени.

С учетом полученных значений m_H и m_F выбирается ближайший стандартный модуль (табл.3.1). Для косозубой передачи в качестве этого модуля принимается нормальный.

Значения коэффициентов K_a , K_d , K_{ma} и K_m в зависимостях (3.23) – (3.26) приведены в табл. 3.16 и табл. 3.17.

Таблица 3.16

Коэффициенты K_a , K_d , Z_M

Коэффициент	Вид колес	Материал шестерня– колесо					
		сталь сталь	сталь чугун	чугун чугун	текстол сталь	дсп сталь	полиамид (капролон) сталь
K_a , МПа ^{1/3}	Прямозубые	480	440	415	200	225	155
	Косозубые/шевронные ($\varepsilon_\beta \geq 1$)	435/420	400/385	360/-	170/-	195/-	135/-
K_d , МПа ^{1/3}	Прямозубые	760	700	645	310	360	240
	Косозубые/шевронные ($\varepsilon_\beta \geq 1$)	690/670	635/620	565/-	270/-	310/-	210/-
Z_M , МПа ^{1/2}	–	192	165	148	49	25	33,5

Таблица 3.17

Коэффициенты K_{ma} и K_m

Коэффициент	Прямозубые передачи	Косозубые передачи ($\varepsilon_\beta \geq 1$)	Шевронные передачи
K_{ma}	16,9	14,0	13,7
K_m	13,4	11,1	10,9

Остальные параметры в этих зависимостях следующие:

T_1 – расчетный вращающий момент на шестерне, Н·м (табл.2.7). В качестве расчетного значения T_1 принимается максимальное значение вращающего момента, при котором число циклов перемены напряжений не меньше $5 \cdot 10^4$ циклов;

σ_{HP} – допускаемые контактные напряжения, МПа, определяются по ф-ле 3.6;

σ_{FP} – допускаемые напряжения изгиба, МПа, определяются по ф-ле 3.1;

$u = z_2 / z_1$ – передаточное число;

z_1, z_2 – числа зубьев шестерни и колеса;

(u, z_1, z_2 – известны из кинематического расчета)

ψ_{bd}, ψ_{ba} – коэффициенты ширины зубчатого венца (табл. 3.13 -3.15);

$K_{H\beta}, K_{F\beta}$ – коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий (табл.3.18);

Таблица 3.18

Коэффициенты $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$

Относит. ширина колеса $\psi_{bd}=b/d_{w1}$	Симметричное расположение шестерни относительно опор				Шестерня расположена несимметрично относи- тельно опор								Консольное расположение одного из колес			
					весьма жесткий вал $L/d_{on}\leq 3...6$				менее жесткий вал $L/d_{on}>6$							
	$K_{H\beta}$		$K_{F\beta}$		$K_{H\beta}$		$K_{F\beta}$		$K_{H\beta}$		$K_{F\beta}$		$K_{H\beta}$		$K_{F\beta}$	
	при твердости рабочей поверхности зубьев НВ				при твердости рабочей поверхности зубьев НВ				при твердости рабочей поверхности зубьев НВ				при твердости рабочей поверхности зубьев НВ			
	>350	<350	>350	<350	>350	<350	>350	<350	>350	<350	>350	<350	>350	<350	>350	<350
0,2	1,0	1,0	1,0	1,0	1,01	1,0	1,02	1,01	1,06	1,02	1,1	1,05	1,15	1,07	1,25	1,13
0,4	1,01	1,0	1,03	1,01	1,05	1,02	1,07	1,04	1,12	1,05	1,20	1,12	1,35	1,15	1,55	1,28
0,6	1,03	1,01	1,05	1,02	1,09	1,04	1,13	1,07	1,20	1,08	1,30	1,17	1,60	1,24	1,90	1,50
0,8	1,06	1,03	1,08	1,05	1,14	1,06	1,20	1,11	1,27	1,12	1,44	1,23	1,85	1,35	2,30	1,70
1,0	1,10	1,04	1,15	1,08	1,18	1,08	1,27	1,15	1,37	1,15	1,57	1,32				
1,2	1,13	1,05	1,18	1,10	1,25	1,10	1,37	1,20	1,50	1,18	1,72	1,40				
1,4	1,15	1,07	1,25	1,13	1,32	1,13	1,50	1,25	1,60	1,23	1,85	1,50				
1,6	1,20	1,08	1,30	1,16	1,40	1,16	1,60	1,32		1,28		1,60				

Примечания: 1) Жесткость элементов конструкции должна быть в пределах нормы.

2) L – расстояние между опорами вала в мм., d_{on} – диаметр вала под опорами, мм.

3) Для ответственных передач $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ определяются по приложению 3 к ГОСТ 21354.

4) Если материалом одного из колес является текстолит, полиамид или ДСП, то $K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1$.

Y_F – коэффициент, учитывающий форму зуба, выбирается по табл. 3.19 в зависимости от эквивалентного числа зубьев шестерни $z_v = z / \cos^3 \beta$ и коэффициента смещения x_1 (для прямозубой цилиндрической шестерни $z_v = z$) или вычисляется по формуле

$$Y_F = \frac{2 - \left(\frac{30}{z_v}\right)^{1/3} \cdot \left(1 - \frac{2x}{1+x^2}\right)}{0,545 - \frac{3,1}{z_v} + \frac{2,38x \cdot z_v^{1/3} \cdot (z_v + 7)}{(z_v + 6|x|)^2}} \quad (3.27)$$

В качестве допускаемых принимаются напряжения изгиба того зубчатого колеса - ведущего или ведомого - для которого они меньше с учетом его коэффициента формы зуба.

Таблица 3.19

Коэффициент Y_F

Эквив. Число зубьев, z_v	Коэффициент смещения							Эквив. число зубьев, z_v	Коэффициент смещения							
	0,7	0,5	0,3	0,1	0	-0,1	-0,2		0,7	0,5	0,3	0,1	0	-0,1	-0,3	-0,5
	Коэффициент Y_F								Коэффициент Y_F							
14	3,12	3,42	3,78					30	3,28	3,40	3,54	3,72	3,80	3,90	4,14	
16	3,15	3,40	3,72					32	3,29	3,41	3,54	3,69	3,78	3,87	4,08	4,45
17	3,16	3,40	3,67	4,03	4,26			37	3,32	3,42	3,53	3,64	3,71	3,80	3,96	4,20
18	3,17	3,39	3,64	3,97	4,20			40	3,33	3,42	3,53	3,63	3,70	3,77	3,92	4,13
19	3,18	3,39	3,62	3,92	4,11	4,32		45	3,36	3,43	3,52	3,62	3,68	3,72	3,86	4,02
20	3,19	3,39	3,61	3,89	4,08	4,28		50	3,38	3,44	3,52	3,60	3,65	3,70	3,81	3,96
21	3,20	3,39	3,60	3,85	4,01	4,22		60	3,41	3,47	3,53	3,59	3,62	3,67	3,74	3,84
22	3,21	3,39	3,59	3,82	4,00	4,20		80	3,45	3,50	3,54	3,58	3,61	3,62	3,68	3,73
24	3,23	3,39	3,58	3,79	3,92	4,10		100	3,49	3,52	3,55	3,58	3,60	3,61	3,65	3,68
25	3,24	3,39	3,57	3,77	3,90	4,05	4,28	150					3,60	3,63	3,63	3,63
28	3,27	3,40	3,56	3,72	3,82	3,95	4,22	рейка					3,63			

Примечания: 1) Эквивалентное число зубьев определяется: для цилиндрического прямозубого колеса $z_v = z$; для цилиндрического косозубого (шевронного) колеса $z_v = z / \cos^3 \beta$; для конического прямозубого колеса $z_v = z_{vt} = z / \cos \delta$; для конического колеса с круговым зубом $z_v = z_{vn} = z / (\cos \delta \cos^3 \beta_m)$.
2) Для цилиндрических колес с прямыми внутренними зубьями $Y_F = 3,8 z / (z + 20)$.

3.5.3. Геометрические параметры цилиндрических зубчатых передач

Основные геометрические параметры цилиндрических зубчатых передач (рис.3.2) определяются в соответствии с табл.3.20.

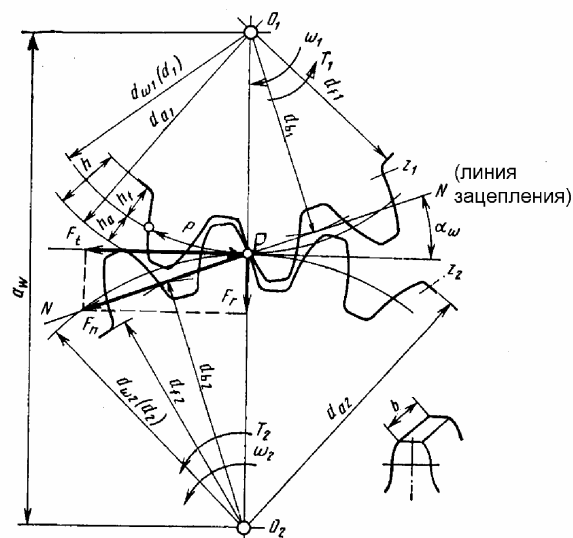


Рис.3.2. Геометрические параметры зубчатой цилиндрической передачи

Таблица 3.20

Основные геометрические зависимости цилиндрических зубчатых передач

Параметр зацепления	Обозначение	Формулы и указания		
		Без смещения	Со смещением	
			$x_{\Sigma} = 0$	$x_{\Sigma} \neq 0$
1	2	3	4	5
Межосевое расстояние(делительное)	a	$a = m(z_2 \pm z_1) / 2\cos\beta$		
Межосевое расстояние (начальное)	a_w	$a_w = a$	1. Задано (табл.3.11) 2. $a_w=a (\cos\alpha_t/\cos \alpha_{tw})= a+m(x_{\Sigma}-\Delta y)$	
Длительный угол профиля в торцевом сечении	α_t	$\alpha_t = \arctg (\tg 20^\circ / \cos \beta)$		
Угол зацепления	α_{tw}	$\alpha_{tw}=\alpha_t$	1.Формула (3.18) 2.Формула (3.16), рис.3.1	
Сумма коэффициентов смещения	$x_{\Sigma}=x_1+x_2$	—	0	1.Формула (3.19) 2. Задано ГОСТ 16532 (табл.3.12)
Коэффициент смещения: шестерни колеса	x_1 x_2	—	Формулы (3.14), (3.15) $x_2=- x_1$	1. Формула (3.20) 2. Задано ГОСТ 16532 (табл.3.12)
Коэффициент воспринимаемого смещения	y	—	0	$y=a/m((\cos\alpha_t/\cos\alpha_{tw})-1) = (a_w-a)/m$
Коэффициент уравнивающего смещения	Δy	—	0	$\Delta y= x_{\Sigma}-y$
Делительный диаметр шестерни колеса	d_1 d_2	$d_1 = m z_1 / \cos\beta$ $d_2 = m z_2 / \cos\beta$		
Начальный диаметр шестерни колеса	d_{w1} d_{w2}	$d_{w1} = d_1$ $d_{w2} = d_2$	$d_{w1}=2a_w/(u\pm1)= d_1[1+(2y/(z_2\pm z_1))]$ $d_{w2}= d_{w1}u=[2 a_w/(u\pm 1)] u = d_2[1 + (2y/(z_2 \pm z_1))]$	
Диаметр окружности вершин зубьев колес Внешнего зацепления шестерни колеса Внутреннего зацепления шестерни колеса	d_{a1} d_{a2} d_{a1} d_{a2}	$d_{a1} = d_1+2m$ $d_{a2} = d_2+2m$ $d_{a1} = d_1+2m$ $d_{a2} = d_2-2m$	$d_{a1} = d_1+2(1+x_1-\Delta y)m$ $d_{a2} = d_2+2(1+x_2-\Delta y)m$ $d_{a1} = d_1+2(1+x_1)m$ $d_{a2} = d_2-2(0,75-0,875x_2+\Delta y)m$	
Диаметр окружности впадин зубьев колес Внешнего зацепления шестерни колеса Внутреннего зацепления шестерни колеса	d_{f1} d_{f2} d_{f1} d_{f2}	$d_{f1} = d_1-2,5m$ $d_{f2} = d_2-2,5m$ $d_{f1} = d_1-2,5m$	$d_{f1} = d_1-(2,5-2x_1)m$ $d_{f2} = d_2-(2,5-2x_2)m$ $d_{f1} = d_1-(2,5-2x_1)m$ $d_{f2}=2a_w+d_{a1}+0,5m$	
Диаметр основной окружности шестерни колеса	d_{b1} d_{b2}	$d_{b1} = d_1\cos\alpha_t$ $d_{b2} = d_2\cos\alpha_t$	$d_{b1} = d_1\cos\alpha_t = d_{w1}\cos\alpha_{tw}$ $d_{b2} = d_2\cos\alpha_t = d_{w2}\cos\alpha_{tw}$	
Ширина зубчатого венца	b	$b= \psi_{bd} d_1$	$b= \psi_{ba} \cdot a_w$	

Продолжение табл. 3.20

Коэффициент торцевой перекрытия	ε_α	$\varepsilon_\alpha = \frac{\cos \beta}{2\pi m \cdot \cos \alpha_t} \times$ $(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} \pm \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \pm 2a \sin \alpha_t)$ $\varepsilon_\alpha \approx [1,88 - 3,2(1/z_1 \pm 1/z_2)] \cos \beta$	$\varepsilon_a = \frac{\cos \beta}{2\pi m \cdot \cos \alpha_{tw}} \times$ $[\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} \pm \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \pm 2a_w \sin \alpha_{tw}]$
Коэффициент осевого перекрытия	ε_β	$\varepsilon_\beta = b \sin \beta / \pi m$	

Для компенсации неточностей установки колес в осевом направлении ширина зубчатого венца шестерни b_1 принимается на 3...5 мм больше ширины венца колеса $b_2 = b$, т.е. $b_1 = b + (3...5)$ мм. Точность вычисления значений межосевого расстояния и диаметров не менее 0,001 мм, а углов не менее 0,0001 рад.

3.5.4. Проверочный расчет цилиндрических зубчатых передач

Проверочный расчет на контактную выносливость рабочих поверхностей зубьев и их выносливость при изгибе производится по формулам:

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot (u \pm 1)}{b \cdot d_1 \cdot u}} \leq \sigma_{HP}; \quad (3.28)$$

$$\sigma_F = Y_{F1} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot \frac{F_t \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}}{b \cdot m} \leq \sigma_{FP}. \quad (3.29)$$

В эти зависимости входят следующие параметры:

m – модуль передачи, нормальный, мм (табл.3.1);

d_1 – делительный диаметр шестерни, мм (табл.3.20);

b – ширина зубчатого венца, мм (табл.3.20);

$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_1}$ – окружное усилие, Н;

$u = z_2 / z_1$ – передаточное число передачи;

z_1, z_2 – числа зубьев шестерни и колеса;

Z_M – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов шестерни и колеса, МПа^{1/2}

$$Z_M = \sqrt{\frac{E_1 \cdot E_2}{\pi [E_1 \cdot (1 - \nu_2^2) + E_2 \cdot (1 - \nu_1^2)]}},$$

где E_1 и E_2 – модули упругости соответственно материалов шестерни и колеса, МПа;

ν_1, ν_2 – коэффициенты Пуассона.

Значения коэффициента Z_M даны в табл. 3.16.

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления,

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}},$$

* Для планетарных передач в ф-лах (3.28) и (3.29) окружное усилие F_t следует умножить на отношение K_c/n_c , где K_c, n_c – см. стр.74

где β_b – основной угол наклона линии зуба, $\beta_b = \arcsin(\sin\beta \cdot \cos 20^\circ)$;
 β – делительный угол наклона линии зуба;
 α_t – делительный угол профиля в торцевом сечении (табл. 3.20);
 α_{tw} – угол зацепления (табл. 3.20);
 Значения коэффициента Z_H при $x_1 + x_2 = 0$ приведены в табл. 3.21.

Таблица 3.21

Коэффициент Z_H								
Угол наклона линии зуба β , град	0	10	15	20	25	30	35	40
Значения Z_H для передач при коэффициенте смещения $x_1 + x_2 = 0$	2,49	2,46	2,42	2,37	2,30	2,22	2,13	2,03

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий:

$$\text{для прямозубой передачи} \quad Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}};$$

для косозубой и шевронной передач

$$\text{при } \varepsilon_\beta < 1 \quad Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{(4 - \varepsilon_\alpha)(1 - \varepsilon_\beta)}{3} + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}}; \quad \text{при } \varepsilon_\beta \geq 1 \quad Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{0,95 \cdot \varepsilon_\alpha}},$$

где ε_β , ε_α – коэффициенты осевого и торцевого перекрытия (табл. 3.20);

Y_{F1} – коэффициент, учитывающий форму зуба шестерни в зависимости от эквивалентного числа зубьев $z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta}$ и коэффициента смещения x_1 (табл. 3.19 или ф-ла 3.27);

Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев; для прямозубой передачи $Y_\varepsilon = 1$; для косозубой и шевронной передач

$$\text{при } \varepsilon_\beta < 1 \quad Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{\varepsilon_\alpha}; \quad \text{при } \varepsilon_\beta \geq 1 \quad Y_\varepsilon = \frac{1}{0,95 \cdot \varepsilon_\alpha};$$

Y_β – коэффициент, учитывающий наклон линии зуба

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta^\circ}{120^\circ} \geq 0,7;$$

$K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ – коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки между зубьями; для прямозубых передач $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$, для косозубых и шевронных передач определяются по табл. 3.22 в зависимости от степени точности изготовления колес и окружной скорости

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{6 \cdot 10^4}, \text{ м/с};$$

$K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ – коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии (табл. 3.18);

Таблица 3.22

Коэффициенты $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$										
Окружная скорость v , м/с	Значения коэффициентов $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ при степени точности по нормам плавности в соответствии с ГОСТ 1643									
	5		6		7		8		9	
	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$
2,5	1	1	1,01	1,04	1,03	1,12	1,05	1,22	1,13	1,35
5	1	1,02	1,02	1,07	1,05	1,17	1,09	1,28	1,16	1,40
10	1,01	1,05	1,03	1,10	1,07	1,22	1,13	1,38	—	—
15	1,01	1,08	1,04	1,12	1,09	1,29	—	—	—	—
20	1,02	1,10	1,05	1,17	1,12	1,35	—	—	—	—
25	1,02	1,12	1,06	1,20	—	—	—	—	—	—

K_{HV}, K_{FV} – коэффициенты, учитывающие динамическую нагрузку в зацеплении

$$K_{HV} = 1 + \frac{F_{HV}}{F_t \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}} ; \quad K_{FV} = 1 + \frac{F_{FV}}{F_t \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}}, \quad (3.30)$$

В зависимостях (3.30) F_{HV}, F_{FV} – динамическая нагрузка, Н

$$F_{HV} = \delta_H q_0 v b \sqrt{\frac{a_w}{u}} ; \quad F_{FV} = \delta_F q_0 v b \sqrt{\frac{a_w}{u}}, \quad (3.31)$$

где δ_H, δ_F – коэффициенты, учитывающие влияние вида зубьев и модификации профиля их головок, принимаются по табл. 3.23;

q_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности основных шагов зубьев шестерни и колеса, определяется по табл. 3.24, причем, если по расчету $F_V/b > (F_V/b)_{max}$, то следует принимать $F_{HV}/b = F_{FV}/b = (F_V/b)_{max}$.

σ_{HP}, σ_{FP} – допускаемые контактные напряжения и напряжения изгиба при расчете зубьев на выносливость (ф-лы 3.6 и 3.1).

Таблица 3.23

Коэффициенты δ_H и δ_F

Вид зубьев	δ_H	δ_F
Прямые без модификации головки	0,006 / 0,014	0,016
Прямые с модификацией головки	0,004 / 0,010	0,011
Непрямые	0,002 / 0,004	0,006
Примечания: В числителе значения при твердости колеса или шестерни <350НВ. В знаменателе - при твердости колес >350НВ.		

Таблица 3.24

Коэффициент q_0 и допустимое отношение $(F_V/b)_{max}$

Модуль m , мм	Значения q_0 и $(F_V/b)_{max}$ Н/мм при степени точности по нормам контакта в соответствии с ГОСТ1643											
	4		5		6		7		8		9	
	q_0	$(F_V/b)_{max}$	q_0	$(F_V/b)_{max}$	q_0	$(F_V/b)_{max}$	q_0	$(F_V/b)_{max}$	q_0	$(F_V/b)_{max}$	q_0	$(F_V/b)_{max}$
До 3,5	17	32	28	85	38	160	47	240	56	380	73	700
от 3,5 до 10	22	53	31	105	42	194	53	310	61	410	82	880
Св. 10	—	—	37	150	48	250	64	450	73	590	100	1050
Примечание. Приблизительно $q_0 = 10(n_{ст.т.} - 2)$, где $n_{ст.т.}$ – степень точности.												

При известном напряжении для зуба шестерни условие прочности для зуба колеса

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq \sigma_{FP}, \quad (3.32)$$

где Y_{F2} – коэффициент, учитывающий форму зуба колеса, определяется по табл. 3.19 или по формуле 3.27 в зависимости от эквивалентного числа зубьев $z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta}$ и коэффициента смещения x_2 .

Условие прочности при действии максимальной нагрузки T_{1max} :

$$\text{по контактным напряжениям} \quad \sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{1max}}{T_1}} \leq \sigma_{HPmax}; \quad (3.33)$$

$$\text{по напряжениям изгиба} \quad \sigma_{Fmax} = \sigma_{F1} \frac{T_{1max}}{T_1} \leq \sigma_{FPmax}, \quad (3.34)$$

где $\sigma_{HP \max}$ и $\sigma_{FP \max}$ — допускаемые контактные и напряжения изгиба при действии максимальной нагрузки (формулы 3.5 и 3.11–3.13).

3.5.5. Силы, действующие в зацеплении цилиндрических зубчатых передач

Для передачи со смещением исходного контура ($x_1 + x_2 \neq 0$) и без смещения или равносмещенной ($x_1 + x_2 = 0$) при вращающем моменте на шестерне T_1 (Н·м) окружная сила, соответственно на начальном цилиндре диаметром d_{w1} (мм) и делительном цилиндре диаметром d_1 (мм) определяется зависимостями

$$F_{tw} = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_{w1}}; \quad F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_1}, \text{ Н.} \quad (3.35)$$

Радиальная сила, направленная к оси вала

$$F_{rw} = F_{tw} \operatorname{tg} \alpha_{tw}; \quad F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_t = F_t \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos \beta}, \text{ Н.} \quad (3.36)$$

Осевая сила, направленная вдоль оси вала

$$F_{xw} = F_{tw} \cdot \operatorname{tg} \beta_w = F_{tw} \cdot \operatorname{tg} \beta \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}}; \quad F_x = F_t \operatorname{tg} \beta, \text{ Н.} \quad (3.37)$$

На рис. 3.3 показаны силы для случая правого наклона зуба на шестерне при ее вращении против часовой стрелки.

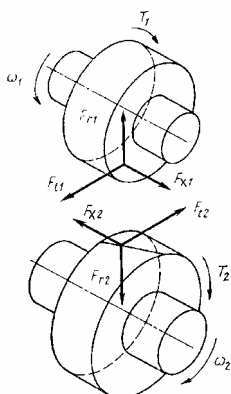


Рис.3.3. Силы, действующие в зацеплении цилиндрической косозубой передачи

3.6. КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

3.6.1. Основные параметры конических зубчатых передач

Наибольшее распространение получили ортогональные передачи с углом между осями колес равными $\Sigma \delta = 90^\circ$ (рис. 3.4). Так как оси колес пересекаются, то их начальные поверхности являются конусами, углы наклона образующих которых δ_1 и δ_2 .

Для ортогональной передачи $\delta_1 = \arctg(1/u)$ и $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$, где u — передаточное число. Делительные конуса, как правило, совпадают с начальными, так как для конических колес угловую коррекцию практически не применяют.

Внешнее конусное расстояние R_e подобно межосевому расстоянию в цилиндрической передаче.

Наибольшее распространение имеют конические передачи с прямыми и круговыми зубьями. Область применения конических передач с тангенциальными зубьями ограничена. При круговых зубьях преимущественно применяют угол наклона линии зуба на среднем диаметре $\beta_m = 35^\circ$.

Аналогично цилиндрическим колесам функцию производящей рейки для конических зубчатых колес выполняет производящее плоское колесо с диаметром $2R_e$. Ширина зубчатого венца b связана с внешним конусным расстоянием R_e через коэффициент ширины зубчатого венца $K_{be} = b / R_e = 0,25 \dots 0,3$.

Условия производства и эксплуатации конических передач устанавливают дополнительные ограничения при их проектировании по минимальному числу зубьев производящего колеса, максимальной ширине зубчатого венца, числу зубьев шестерни и т.д. В связи с этим здесь приводится расчет ортогональных конических передач с углом нормального профиля $\alpha_n = 20^\circ$.

Зубья конических колес по признаку изменения размеров сечений по длине выполняются трех форм (рис.3.4).

Осевая форма I с пропорционально понижающимися зубьями, при которой образующие делительного конуса и конуса впадин пересекаются в одной точке (рис.3.4, а). Такую форму имеют зубья прямозубых конических колес, а также колеса с круговыми зубьями при небольших значениях модуля (до 2,5 мм).

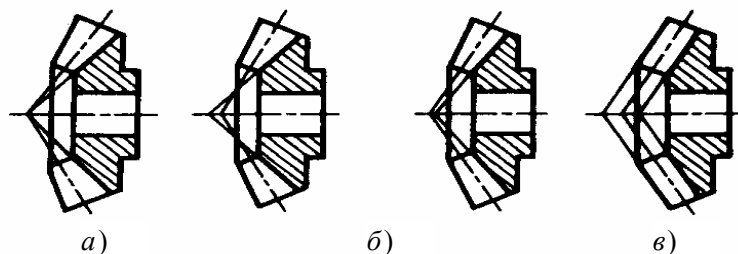


Рис.3.4. Формы зубьев конических зубчатых колес

Осевая форма II с равноширокими зубьями, при которой вершины делительного и внутреннего конусов не совпадают (рис. 3.4 ,б). При такой форме ширина дна впадин обеспечивается постоянной, а толщина зуба по делительному конусу увеличивается пропорционально расстоянию от вершины. Эта форма позволяет одним инструментом обрабатывать сразу обе поверхности зубьев колеса, поэтому она является основной для колес с круговыми зубьями в массовом производстве.

Осевая форма III с равновысокими зубьями, при которой образующие делительного и внутреннего конусов параллельны (рис. 3.4, в). Эта форма применяется для круговых зубьев при $\Sigma Z \geq 40$ и при средних конусных расстояниях до 75...750 мм.

Для конических колес удобно задавать и измерять размеры на внешнем торце. В зубчатых колесах с зубьями формы I задается внешний окружной модуль m_{te} , которой может иметь нестандартное значение, но на практике обычно округляется до ближайшего стандартного (табл.3.1). В конических колесах с зубьями формы II и III задается преимущественно нормальный модуль m_{nm} на середине ширины зубчатого венца. Так как круговые зубья нарезаются немодульным инструментом, позволяющим обрабатывать зубья в некотором диапазоне модулей, допускается применять в этом случае передачи с нестандартными значениями модуля.

Соотношение между значениями модулей m_{te} и m_{nm}

$$m_{te} = \frac{m_{nm}}{(1 - 0,5K_{be}) \cos \beta_m}. \quad (3.38)$$

Для повышения износостойкости и сопротивления зубьев заеданию с помощью высотной коррекции выравниваются удельные скольжения зубьев шестерни и колеса, а с помощью тангенциальной коррекции выравнивается их изгибная прочность. Тангенциальная коррекция применяется здесь вместо угловой коррекции, использование которой создает

трудности в сохранении точного значения межосевого угла передачи $\Sigma\delta$. При тангенциальной коррекции для конических колес специальный инструмент не требуется (как для зубьев цилиндрических колес), т. к. изменение толщины зубьев достигается раздвижкой или сближением резцов, обрабатывающих противоположные профили зубьев.

Коэффициент тангенциального смещения (изменения толщины зубьев)

$$x_{\tau 1} = -x_{\tau 2} = a \cdot (\sqrt{u} - 1). \quad (3.39)$$

Тангенциальное смещение следует применять при $u \geq 2,5$, когда число зубьев шестерни обычно мало.

Шестерню рекомендуется выполнять с положительным радиальным (высотным) смещением, а колесо с равным по величине отрицательным, определяемым для прямозубых конических передач по ГОСТ 19624 и передач с круговыми зубьями по ГОСТ 19326 или по формуле

$$x_{n(e)1} = -x_{n(e)2} = b \cdot \left(1 - \frac{1}{u^2}\right) \sqrt{\frac{\cos^3 \beta_m}{z_1}}, \quad (3.40)$$

где x_n , x_e – коэффициенты смещения (радиального) – средний нормальный и внешний окружной – для конических колес соответственно с круговыми зубьями и прямозубых.

В выражениях (3.39) и (3.40) коэффициенты a и b определяются по табл. 3.25.

Таблица 3.25

Коэффициенты a и b				
Коэффициент	конические передачи			
	с круговыми зубьями при передаточном числе u		прямозубые при передаточном числе u	
	1...2,5	2,5...6,3	1...2,5	2,5...6,3
a	-	0,14	-	0,04
b	2,4		2	

3.6.2. Проектировочный расчет конических зубчатых передач

Проектировочному расчету конических зубчатых передач предшествуют кинематический расчет с определением передаточного числа передачи, выбор материала и способа его химико-термической обработки, а также соответствующих допускаемых напряжений.

Из условия контактной выносливости находится внешний делительный диаметр

$$d_{e1H} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{\theta_H (1 - K_{be}) K_{be} \cdot u \cdot \sigma_{HP}^2}}, \text{ мм.} \quad (3.41)$$

Полученное значение диаметра внешней делительной окружности может быть округлено до ближайшего значения по ГОСТ 12289 ($d_e = 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 280, 315$ мм).

С учетом значения d_{e1} и передаточного числа по табл. 2.6 определяется число зубьев шестерни z_1 и внешний окружной модуль по условию контактной прочности

$$(m_{te})_H = \frac{d_{e1H}}{z_1}.$$

Из условия выносливости зубьев при изгибе определяется нормальный модуль на середине ширины зубчатого венца

$$(m_{nm})_F = K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{F1}}{\theta_F \cdot \psi_{bd} \cdot z_1^2 \cdot \sigma_{FP}}}, \text{ мм.} \quad (3.42)$$

Для прямозубых конических передач, имеющих зубья формы I в качестве основного принимается внешний окружной модуль m_{te} . В связи с этим при известном значении модуля $(m_{nm})_F$ с использованием зависимости (3.38) определяется внешний окружной модуль $(m_{te})_F$.

С учетом полученных значений внешнего окружного модуля $(m_{te})_F$ и $(m_{te})_H$ окончательно принимается его стандартное значение (табл.3.1).

Для конических передач с круговыми зубьями, имеющих зубья формы II и III в качестве основного принимается нормальный модуль m_{nm} . В связи с этим при известном значении модуля $(m_{te})_H$ из условия контактной выносливости определяется модуль $(m_{nm})_H$ по формуле

$$(m_{nm})_H = (m_{te})_H \cdot (1 - 0,5 \cdot K_{be}) \cdot \cos \beta_m.$$

Допускается применять в этом случае передачи с нестандартными и дробными модулями, выбранными с учетом значений $(m_{nm})_H$ и $(m_{nm})_F$.

Значения коэффициентов K_d и K_m в зависимостях (3.41) и (3.42) приведены для стальных колес в табл. 3.26.

Остальные параметры в этих зависимостях следующие:

T_1 – вращающий длительно действующий расчетный момент на шестерне, Н·м (табл.2.7).

В качестве расчетного значения вращающего момента принимается наибольший из действующих моментов, при котором число циклов перемены напряжений не менее $5 \cdot 10^4$;

$u = z_2 / z_1$ – передаточное число (см. кинематический расчет);

z_1, z_2 – числа зубьев шестерни и колеса;

Таблица 3.26

Коэффициенты K_d и K_m

Коэффициент	Конические передачи	
	Прямозубые	С круговыми зубьями
$K_d, \text{МПа}^{1/3}$	960	860
K_m	13,6	11,2

σ_{HP} – допускаемые контактные напряжения, МПа, определяются по формуле (3.6);

σ_{FP} – допускаемые напряжения изгиба, МПа, определяются по ф-ле (3.1);

K_{be} – коэффициент ширины зубчатого венца, $K_{be} = 0,25 \dots 0,3$; предварительно для конических передач прямозубых $K_{be} = 0,275$, с круговыми зубьями $K_{be} = 0,285$;

$$\psi_{bd} = \frac{K_{be} \sqrt{1 + u^2}}{2 - K_{be}} \text{ – коэффициент ширины зубчатого венца;}$$

$K_{H\beta}, K_{F\beta}$ – коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, определяются по табл.3.27;

Таблица 3.27

Коэффициенты $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$

Относительная ширина эквива- лентного конического колеса $K_{be} \cdot u / (2 - K_{be})$	$K_{H\beta}$ при расчете на контактную выносливость								$K_{F\beta}$ при расчете на выносливость при изгибе							
	шариковые опоры				роликовые опоры				шариковые опоры				роликовые опоры			
	Твердость рабочих поверхностей зубьев															
	шестерни и колеса >350НВ		шестерни и колеса или одного колеса ≤350НВ		шестерни и ко- леса >350НВ		шестерни и колеса или одного колеса ≤350НВ		шестерни и ко- леса >350НВ		шестерни и колеса или одного колеса ≤350НВ		шестерни и ко- леса >350НВ		шестерни и ко- леса или од- ного колеса ≤350НВ	
	Зубья															
	прямые и танген- циаль- ные	круго- вые	прямые и танген- циаль- ные	круго- вые	прямые и танген- циаль- ные	круго- вые	прямые и танген- циаль- ные	круговые	прямые и танген- циаль- ные	круго- вые	прямые и танген- циаль- ные	круго- вые	прямые и танген- циаль- ные	круго- вые	прямые и танген- циаль- ные	круго- вые
0,2	1,16	1,08	1,07	1,00	1,08	1,04	1,04	1,00	1,25	1,13	1,13	1,07	1,15	1,07	1,08	1,04
0,4	1,37	1,18	1,14	1,04	1,20	1,10	1,08	1,02	1,55	1,27	1,29	1,15	1,30	1,15	1,15	1,08
0,6	1,58	1,29	1,23	1,08	1,32	1,15	1,13	1,06	1,92	1,45	1,47	1,23	1,48	1,24	1,25	1,12
0,8	1,80	1,40	1,34	1,12	1,44	1,22	1,18	1,10	—	—	1,70	1,33	1,67	1,34	1,35	1,17
1,0	—	—	—	—	1,55	1,28	1,23	1,15	—	—	—	—	1,90	1,43	1,45	1,22
Примечание. Значения коэффициентов $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ соответствуют консольному расположению одного из колес конической передачи.																

Y_F – коэффициент, учитывающий форму зуба, определяется по табл.3.19 или формуле (3.27) в зависимости от эквивалентного числа зубьев шестерни

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1 \cdot \cos^3 \beta_m}$$

и коэффициента смещения

$$x_1 = x_{n(e)1} + 1,37x_{\tau 1}; \quad (3.43)$$

θ_H и θ_F – корректирующие коэффициенты, определяемые по табл.3.28.

Таблица 3.28

Коэффициенты θ_H и θ_F

Коэффициент	Конические передачи при твердости колес			
	Прямозубые	С круговыми зубьями		
		$H_1 \leq 350\text{HB}; H_2 \leq 350\text{HB}$	$H_1 \geq 45\text{HRC}; H_2 \leq 350\text{HB}$	$H_1 \geq 45\text{HRC}; H_2 \geq 45\text{HRC}$
θ_H	0,85;	$0,87+0,15u$	$0,8+0,092u$	$0,58+0,11u$
θ_F	0,85	$0,94+0,08u$	$0,85+0,043u$	$0,65+0,11u$

В качестве допускаемых принимаются напряжения того зубчатого колеса – ведущего или ведомого, для которого они меньше с учетом его коэффициента формы зуба.

3.6.3. Геометрические параметры конических зубчатых передач

Основные геометрические параметры конических зубчатых передач (рис.3.5) определяются в соответствии с табл. 3.29.

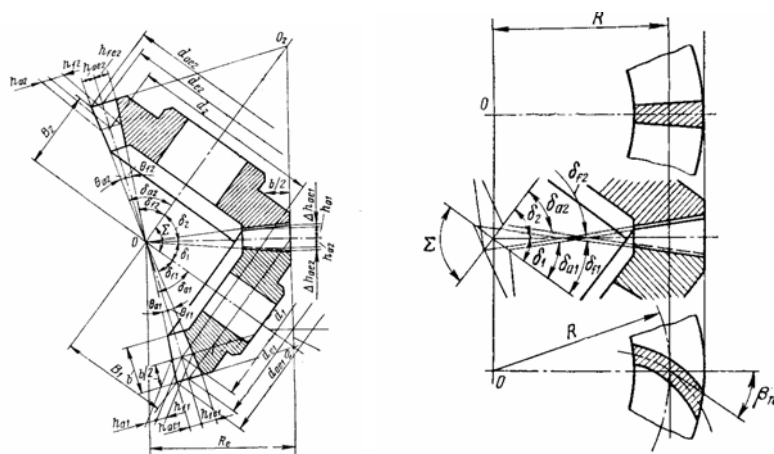


Рис.3.5. Геометрические параметры зубчатой конической передачи

Таблица 3.29

Основные геометрические зависимости конических зубчатых передач

Параметр зацепления	Обозначение	Формулы или указания
Осевая форма зубьев I (Конические прямозубые передачи и ограниченно с круговыми зубьями)		
1	2	3
Внешнее конусное расстояние	R_e	$R_e = 0,5m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 m_{te} z_{1(2)} / \sin \delta_{1(2)}$
Ширина венца	b	$b \leq 0,3R_e (K_{be} = b/R_e = 0,25-0,3)$
Среднее конусное расстояние	R_m	$R_m = R_e - 0,5b$
Угол делительного конуса	δ	$\delta_1 = \arctg(z_1/z_2); \delta_2 = 90 - \delta_1$

Продолжение табл. 3.29

1	2	3
Внешний делительный диаметр	d_e	$d_{e1}=m_{te}z_1; d_{e2}=m_{te}z_2$
Средний делительный диаметр	d_m	$d_{m1}=d_{e1}(1-0,5K_{be}); d_{m2}=d_{e2}(1-0,5K_{be})$
Внешняя высота зуба	h_e	$h_e=m_{te}(2\cos\beta_m+0,2)$
Внешняя высота головки зуба	h_{ae}	$h_{ae1}=(1+x_{n1})m_{te}\cos\beta_m; h_{ae2}=2m_{te}\cos\beta_m-h_{ae1}$
Внешняя высота ножки зуба	h_{fe}	$h_{fe1}=h_e-h_{ae1}; h_{fe2}=h_e-h_{ae2}$
Окружная толщина зуба по внешней делительной окружности	S_e	$S_{e1}=(0,5\pi+2x_{n1}\operatorname{tg}20^\circ+x_{\tau1})m_{te};$ $S_{e2}=\pi m_{te}-S_{e1}$
Внешний диаметр вершин зубьев	d_{ae}	$d_{ae1}=d_{e1}+2h_{ae1}\cos\delta_1; d_{ae2}=d_{e2}+2h_{ae2}\cos\delta_2$
Угол ножки зубьев	ϑ_f	$\vartheta_{f1}=\arctg(h_{fe1}/R_e); \vartheta_{f2}=\arctg(h_{fe2}/R_e)$
Угол конуса вершин	δ_a	$\delta_{a1}=\delta_1+\vartheta_{f2}; \delta_{a2}=\delta_2+\vartheta_{f1}$
Угол конуса впадин	δ_f	$\delta_{f1}=\delta_1-\vartheta_{f1}; \delta_{f2}=\delta_2-\vartheta_{f2}$
Расчетное базовое расстояние (от вершины делительного конуса до основания наружного конуса)	B	$B_1=R_e\cos\delta_1-h_{ae1}\sin\delta_1;$ $B_2=R_e\cos\delta_2-h_{ae2}\sin\delta_2$
Внешний угол наклона линии зуба у круговых зубьев	β_e	$\beta_e=\beta_m+\Delta\beta$, где $\Delta\beta=C_A-C_B/R_m$; $C_A=57,3/(d_{un}\cos\beta_m);$ $C_B=28,65\operatorname{tg}\beta_m; d_{un}=(1,7\ldots2,1)R_m$
Осевая форма зубьев II (Конические передачи с круговыми зубьями)		
Среднее конусное расстояние	R_m	$R_m=m_{nm}(\sqrt{z_1^2+z_2^2})/2\cos\beta_m$
Ширина зубчатого венца	b	$b\leq 0,35R_m; b\leq 0,3R_m/(1-0,5K_{be}); (K_{be}\leq 0,3)$
Высота головки зуба посередине ширины венца	h_{an}	$h_{an1}=(1+x_{n1})m_{nm}; h_{an2}=2m_{nm}-h_{an1}$
Окружная толщина зуба в среднем нормальном сечении	S_{nm}	$S_{nm1}=(0,5\pi+2x_{n1}\operatorname{tg}20^\circ+x_{\tau1})m_{nm};$ $S_{nm2}=\pi m_{nm}-S_{nm1}$
Средний делительный диаметр	d_m	$d_{m1}=m_{nm}z_1/\cos\beta_m; d_{m2}=m_{nm}z_2/\cos\beta_m$
Сумма углов ножек зубьев шестерни и колеса в минутах	$\vartheta_{f\Sigma}$	$\vartheta_{f\Sigma}=a\cdot\operatorname{cosec}\beta_m$; где $a=(C_1-C_2R_m)/\sqrt{z_1^2+z_2^2}$; $C_1=10800\operatorname{tg}\beta_m/\operatorname{tg}20^\circ; C_2=2C_1\sin\beta_m/d_{un};$ $d_{un}=(1,5\ldots2,3)R_m$
Угол ножки зуба	ϑ_f	$\vartheta_{f1}=\vartheta_{f\Sigma}S_{nm2}/\pi m_{nm}; \vartheta_{f2}=\vartheta_{f\Sigma}-\vartheta_{f1}$
Поправка высоты головки при переходе на внешний конус	Δh_a	$\Delta h_{a1}=0,5b\operatorname{tg}\vartheta_{f1}; \Delta h_{a2}=0,5b\operatorname{tg}\vartheta_{f2}$
Наибольшая высота головки зуба	h_{ae}	$h_{ae1}=h_{a1}+\Delta h_{a1}; h_{ae2}=h_{a2}+\Delta h_{a2}$
Наибольшая высота зуба по торцу	h_e	$h_{e1}=2h_{a1}+0,2m_{te}+\Delta h_{a1}+\Delta h_{a2}; h_{e2}=2h_{a2}+0,2m_{te}+\Delta h_{a1}+\Delta h_{a2}$
Примечание: величины $\delta, \delta_a, \delta_f, d_e, d_{ae}, B$ определяются аналогично как при форме зубьев I.		
Осевая форма зубьев III (Конические передачи с круговыми зубьями)		
Высота зуба	h	$h=2m_{nm}+0,25m_{nm}=2,25m_{nm}$
Высота головки зуба	h_{an}	$h_{an1}=m_{nm}(1+x_{n1}); h_{an2}=2m_{nm}-h_{an1}$
Угол начального наружного и внутреннего конусов	δ	$\delta_1=\arctg(z_1/z_2); \delta_2=90^\circ-\delta_1$
Окружная толщина зуба в среднем нормальном сечении	S_{nm}	$S_{nm1}=(0,5\pi+2x_{n1}\operatorname{tg}20^\circ+x_{\tau1})m_{nm};$ $S_{nm2}=\pi m_{nm}-S_{nm1}$
Примечание. Величины d_e, d_{ae} и B определяются аналогично как при осевой форме зубьев I, а величины R_m, b, d_m, h_e как при осевой форме зубьев II. Точность вычислений значений конусного расстояния и диаметров не менее 0,001мм, а углов не менее 0,0001рад.		

3.6.4. Проверочный расчет конических зубчатых передач

Проверочный расчет зубьев на контактную выносливость рабочих поверхностей и на выносливость при изгибе производится по следующим формулам:

$$\sigma_i = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_{tm} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \sqrt{u^2 + 1}}{\theta_H \cdot b \cdot d_{m1} \cdot u}} \leq \sigma_{HP}; \quad (3.44)$$

$$\sigma_F = Y_{F1} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \frac{F_{tm} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}}{\theta_F \cdot b \cdot m_{nm}} \leq \sigma_{FP}. \quad (3.45)$$

В эти зависимости входят следующие параметры:

m_{nm} – модуль на середине ширины зубчатого венца (нормальный), при известном внешнем окружном модуле m_{te}

$$m_{nm} = m_{te} (1 - 0,5 K_{be}) \cos \beta_m; \quad (3.46)$$

d_{m1} – средний делительный диаметр шестерни, мм (табл.3.29);

b – ширина зубчатого венца, мм (табл.3.29);

$F_{tm} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_{m1}}$ – окружное усилие на среднем диаметре, Н;

$u = z_2 / z_1$ – передаточное число;

z_1, z_2 – числа зубьев шестерни и колеса;

Z_M – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов шестерни и колеса, МПа^{1/2} (табл.3.16), для стальных колес $Z_M = 192 \text{ МПа}^{1/2}$;

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев, определяется по табл.3.21;

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий:

для прямозубой конической передачи $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}};$

для конической передачи с круговыми зубьями $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{0,95 \cdot \varepsilon_\alpha}},$

где ε_α – коэффициент торцевого перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2 \cdot (\frac{1}{z_{vt1}} + \frac{1}{z_{vt2}})] \cos \beta_m,$$

$$z_{vt1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}, \quad z_{vt2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2};$$

Y_{F1} – коэффициент, учитывающий форму зуба шестерни, определяется по табл.3.19

или формуле (3.27) в зависимости от эквивалентного числа зубьев $z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cdot \cos^3 \beta_m}$ и

коэффициента смещения x_1 (см. формулу 3.43);

Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, для конической прямозубой передачи $Y_\varepsilon = 1$; для конической передачи с круговыми зубьями

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{0,95\varepsilon_\alpha};$$

Y_β – коэффициент, учитывающий наклон линии зуба, для конической прямозубой передачи $Y_\beta = 1$, для конической передачи с круговыми зубьями

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta_m}{100^\circ} \geq 0,7, \text{ при } \beta_m = 35^\circ, Y_\beta = 0,7;$$

θ_H, θ_F – корректирующие коэффициенты (табл.3.28);

$K_{H\alpha}, K_{F\alpha}$ – коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки между зубьями, для прямозубой конической передачи $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$, для конической передачи с круговыми зубьями определяются по табл. 3.22 в зависимости от степени точности изготовления колес и окружной скорости на среднем диаметре

$$v_m = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{6 \cdot 10^4}, \text{ м/с};$$

$K_{H\beta}, K_{F\beta}$ – коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий (табл.3.27);

K_{HV}, K_{FV} – коэффициенты, учитывающие динамическую нагрузку в зацеплении.

Для конической прямозубой передачи коэффициенты K_{HV}, K_{FV} определяются по формулам

$$K_{HV} = 1 + \frac{F_{HV_m}}{F_{tm} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}}; K_{FV} = 1 + \frac{F_{FV_m}}{F_{tm} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}}. \quad (3.47)$$

В зависимостях (3.47) F_{HV_m}, F_{FV_m} – динамическая нагрузка, Н

$$F_{HV_m} = \delta_H \cdot q_o \cdot v_m \cdot b \sqrt{\frac{R_m}{u}}; F_{FV_m} = \delta_F \cdot q_o \cdot v_m \cdot b \sqrt{\frac{R_m}{u}}, \quad (3.48)$$

где δ_H, δ_F – коэффициенты, принимаются по табл. 3.23;

q_o – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления шестерни и колеса, принимается по табл.3.24, но на одну степень точности грубее, причем, если по расчету

$$\frac{F_{V_m}}{b} > \left(\frac{F_{V_m}}{b}\right)_{\max},$$

то следует принимать

$$\frac{F_{HV_m}}{b} = \frac{F_{FV_m}}{b} = \left(\frac{F_{V_m}}{b}\right)_{\max}.$$

Для конической передачи с круговыми зубьями коэффициенты K_{HV} и K_{FV} определяются по табл. 3.30.

σ_{HP}, σ_{FP} – допускаемые контактные напряжения и напряжения изгиба при расчете зубьев на выносливость (ф-лы 3.6 и 3.1).

При известном напряжении σ_{F1} для зуба шестерни условие прочности для зуба колеса

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq \sigma_{FP}, \quad (3.49)$$

где Y_{F_2} – коэффициент, учитывающий форму зуба колеса, определяется по табл.3.19 или формуле 3.27 в зависимости от эквивалентного числа зубьев $Z_{v_2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2 \cdot \cos^3 \beta_m}$ и коэффициента смещения $x_2 = -x_1$ (формула 3.43).

Таблица 3.30

Коэффициенты K_{Hv} и K_{Fv}

Степень точности	Твердость зубьев	Коэффициент K_{Hv} при окружной скорости v (м/с)						Коэффициент K_{Fv} при окружной скорости v (м/с)					
		1	2	4	6	8	10	1	2	4	6	8	10
6	≤ 350 HB	–	–	–	1,02	1,03	1,04	–	–	–	1,04	1,06	1,08
	> 350 HB	–	–	–	1,04	1,05	1,06	–	–	–	1,08	1,11	1,13
7	≤ 350 HB	–	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05	–	1,02	1,04	1,06	1,08	1,11
	> 350 HB	–	1,03	1,05	1,06	1,07	1,08	–	1,06	1,11	1,13	1,15	1,17
8	≤ 350 HB	–	1,02	1,04	1,05	1,06	1,07	–	1,04	1,08	1,11	1,13	1,15
	> 350 HB	–	1,04	1,08	1,11	1,13	1,15	–	1,08	1,17	1,25	1,3	1,35
9	≤ 350 HB	1,02	1,05	1,07	–	–	–	1,04	1,11	1,15	–	–	–
	> 350 HB	1,05	1,1	1,14	–	–	–	1,11	1,22	1,32	–	–	–

Примечание. Для конических передач, изготовленных по 5-ой степени точности и выше, $K_{Hv} K_{Fv} = 1$.

3.6.5. Силы, действующие в зацеплении конических зубчатых передач

Окружная сила на среднем диаметре шестерни (колеса) – $d_{m1(2)}$, мм при вращающем моменте $T_{1(2)}$, Нм

$$F_{tm} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_{1(2)}}{d_{m1(2)}}, \text{ Н.} \quad (3.50)$$

Направление окружной силы на шестерне противоположно ее направлению вращения, а на колесе совпадает с направлением его вращения.

а) Коническая передача с прямыми зубьями:

радиальная сила на шестерне, осевая на колесе, Н

$$F_{r1} = -F_{x2} = F_{tm} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1; \quad (3.51)$$

осевая сила на шестерне, радиальная на колесе, Н

$$F_{x1} = -F_{r2} = F_{tm} \cdot \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1; \quad (3.52)$$

Направление векторов радиальной F_r и осевой F_x сил не зависят от направления вращения.

б) Коническая передача с круговыми зубьями:

радиальная сила, Н

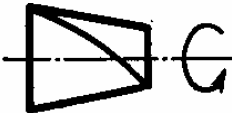
$$F_{r1(2)} = \frac{F_{tm}}{\cos \beta_m} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_n \cdot \cos \delta_{1(2)} \pm \sin \beta_m \cdot \sin \delta_{1(2)}); \quad (3.53)$$

осевая сила, Н

$$F_{x1(2)} = \frac{F_{tm}}{\cos \beta_m} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_n \cdot \sin \delta_{1(2)} \pm \sin \beta_m \cdot \cos \delta_{1(2)}). \quad (3.54)$$

Таблица 3.31

Силы, действующие в конической передаче с круговым зубом

Сочетание направлений	Схема шестерни	Направление вращения шестерни	Направление линии наклона зуба	Силы, действующие на зуб							
				шестерня				колесо			
				F_{x1}	Номер кривой на рис. 3.7	F_{r1}	номер кривой на рис.3.7	F_{x2}	номер кривой на рис.3.7	F_{r2}	номер кривой на рис.3.7
Рекомендуемое		По часовой стрелке	Правое								
		Против часовой стрелки	Левое	+	2	–	1	–	1	+	2
Нерекомендуемое		Против часовой стрелки	Правое								
		По часовой стрелке	Левое	–	3	+	4	+	4	–	3
Примечания: 1. Направление вращения шестерни и направление линии наклона ее зуба определяется со стороны вершины начального конуса. 2. Для ускорительной передачи знаки в таблице следует изменять на обратные.											

При всех возможных сочетаниях наклона линии зуба и вращения ведущей шестерни при наблюдения с вершины конуса знаки в зависимостях (3.53-3.54) определяются в соответствии с табл. 3.31.

На рис. 3.6 показаны силы, действующие на зуб ведущей шестерни с правой линией наклона зуба и вращающейся по часовой стрелке (со стороны вершины начального конуса). Для контроля выбора векторов сил в табл. 3.31 указаны соответствующие им кривые, изображенные на рис. 3.7.

Направление осевой силы к вершине конуса шестерни нежелательно в связи с возможностью заклинивания передачи при значительных осевых зазорах в подшипниках. Вследствие этого для обеспечения обратного направления осевой силы при ведущей шестерне направление ее вращения и направление линии зуба должны быть одинаковыми.

Контроль выбора векторов сил для конической передачи с прямыми зубьями осуществляется посредством кривых 5 и 6, изображенных на рис.3.7.

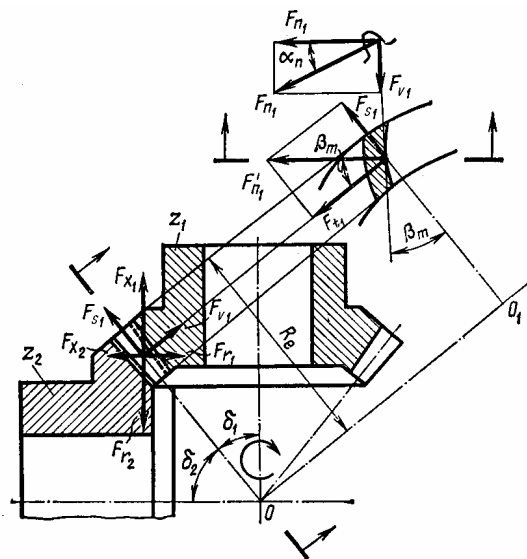


Рис.3.6. Силы, действующие в зацепление конической передачи с круговыми зубьями

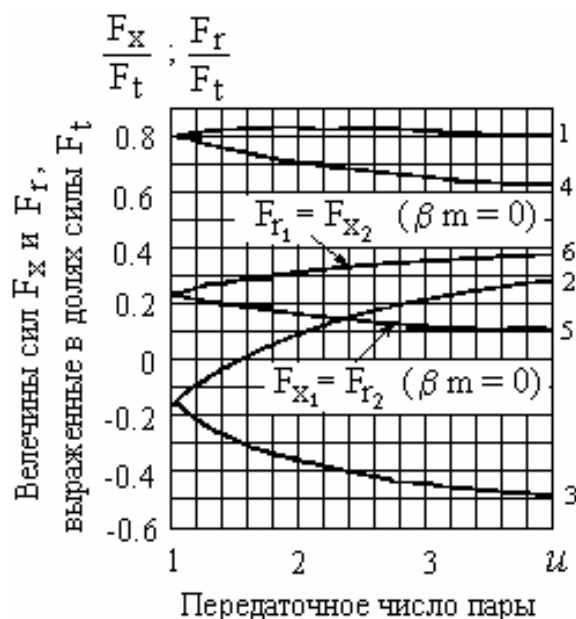


Рис.3.7. К определению осевых и радиальных сил в конической зубчатой передаче

3.7. ЗУБЧАТЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ С ЗАЦЕПЛЕНИЕМ НОВИКОВА

3.7.1. Основные параметры цилиндрических передач Новикова

Зубья в передаче Новикова располагаются по винтовой линии и имеют профиль, выполненный по дугам окружностей. В передаче Новикова в каждый момент зубья являются сопряженными лишь в одном сечении и перекатывание их в процессе зацепления происходит не по высоте (как в эвольвентных передачах), в силу чего коэффициент торцевого перекрытия $\varepsilon_\alpha = 0$, а вдоль зубьев по их длине. При этом точка касания поверхностей пары зубьев I перемещается по полюсной линии WW_1 , являющейся в данном случае и линией зацепления, что определяет ее положение параллельное осям колес (рис. 3.8, а). Таким образом, для обеспечения непрерывности зацепления в передаче Новикова угол наклона зубьев должен обеспечивать коэффициент осевого перекрытия $\varepsilon_\beta \geq 1$. Следовательно, основной закон зацепления соблюдается в каждое последующее мгновение в новой плоскости, перпендикулярной к оси колес, что обеспечивает постоянство передаточного числа. При выпуклом профиле зуба шестерни и вогнутом – у зуба колеса (рис. 3.8, б) имеет место одна линия зацепления. Наибольшее распространение имеют передачи с двумя линиями зацепления с выпукло-вогнутым профилем зубьев шестерни и колеса (рис. 3.8, в). Исходный контур и параметры такой передачи стандартизованы (ГОСТ 15023). Для косозубых передач Новикова угол наклона линии зубьев $\beta = 8...22^\circ$, для шевронных – $\beta = 20...45^\circ$. Вызывая увеличение осевых габаритов передачи, малые значения углов β способствуют благоприятному, с точки зрения условий работы, увеличению радиусов кривизны зубьев в плоскости, перпендикулярной линии контакта. Число зубьев шестерни $Z_1 \geq 12$, причем принимается тем больше, чем выше скорость и длительнее работа передачи.

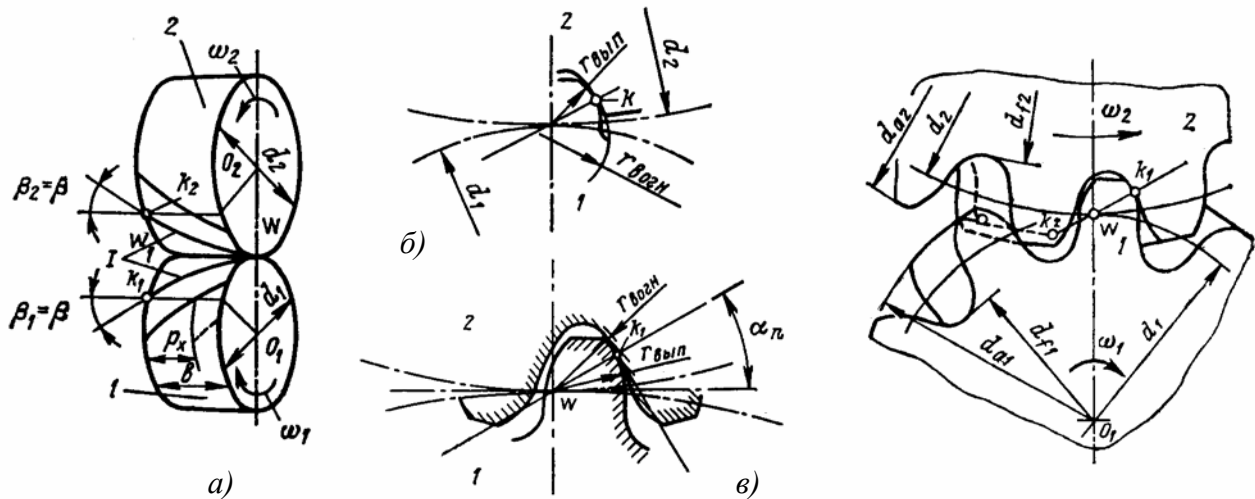


Рис. 3.8. Зацепление Новикова

Радиусы кривизны зубьев шестерни и колеса в передачах Новикова выбирают близкими по значению (разница их не превышает 10...12%) и после приработки зубья соприкасаются по всей их высоте, а в перпендикулярной плоскости, в связи с большими радиусами кривизны винтовых поверхностей, их касание происходит на значительной длине, что обеспечивает значительную площадь контакта и, следовательно, высокую нагрузочную способность.

Для зубчатых колес в передаче Новикова применяют те же материалы, что и для эвольвентных. Твердость рабочих поверхностей зубьев принимается менее 350НВ, за счет чего обеспечивается способность к приработке их профилей и увеличение площади контакта.

Поэтому передачи Новикова имеют в 1,5–2 раза большую контактную прочность, чем эвольвентные передачи таких же размеров. Благодаря образованию режима жидкостного трения уменьшается износ зубьев и повышается КПД передачи. Основным недостатком этих передач является повышенная их чувствительность в сравнении с эвольвентным к погрешностям изготовления и монтажа, к точности межосевого расстояния из-за влияния этих факторов на значительное уменьшение площади контакта. Применение этих передач наиболее предпочтительно, когда работоспособность передачи определяется контактной выносливостью зубьев. Числа зубьев шестерни выбирают обычно в диапазоне 10...25, меньшие значения – при больших передаточных числах или кратковременной работе. Модуль (нормальный) выбирается в соответствии с табл. 3.32 (ГОСТ 14186).

Таблица 3.32

Стандартные значения модуля для передачи Новикова

m_n , (мм)	1-ый ряд	1,6	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5	16
	2-ой ряд	1,8	2,25	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1	9	11,2	14	18

Примечание. 1-ый ряд следует предпочитать 2-му.

Коэффициент осевого перекрытия для получения более плавной работы одновременно зацепляющихся пар зубьев выбирается из соотношения

$$\varepsilon_\beta = (1 \dots 1,1) z_n,$$

где z_n – количество одновременно работающих пар зубьев (1; 2; 3; 4).

Передачи в редукторах общего назначения обычно исполняют с $z_n = 1$. Виды повреждений зубьев и критерии работоспособности передач с зацеплением Новикова принципиально те же, что имеют место для эвольвентных передач.

3.7.2. Проектировочный расчет цилиндрических передач Новикова

Проектировочный расчет служит только для предварительного определения размеров передачи. Проектировочному расчету предшествует кинематический расчет – определение передаточного числа u и чисел зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 , а так же выбор материала и определение допускаемых контактных и изгибных напряжений σ_{HP} , σ_{FP} , (МПа), при этом должно быть $H_1 \leq 320\text{HB}$, а разница $H_1 - H_2 \geq 30\text{HB}$ (см. раздел 3.4.).

Коэффициент ширины зубчатого венца $\psi_{bd} = b/d_1$ (b – ширина зубчатого венца, d_1 – диаметр шестерни) выбирается в следующих пределах: при симметричном расположении шестерни $\psi_{bd} = 0,8 - 1,4$; при несимметричном $\psi_{bd} = 0,6 - 1,2$.

Коэффициент осевого перекрытия $\varepsilon_\beta = b/p_x$, (p_x – осевой шаг) принимается из рекомендуемых интервалов: 1,2...1,3; 2,2...2,3; 3,1...3,2; первоначально из первого интервала.

$$\text{Угол наклона линии зуба на делительном цилиндре } \beta = \arctg \frac{\pi \varepsilon_\beta}{z_1 \psi_{bd}}.$$

Для редукторов общего назначения межосевое расстояние определяется исходя из контактной выносливости выражением

$$a_H = 190(u+1) \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot z_1 \cdot \text{tg} \beta \cdot (u+1)}{9 \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot \cos^2 \beta \cdot u}}, \text{ мм}, \quad (3.55)$$

$$\text{откуда } m_n = \frac{2a_H \cdot \cos \beta}{z_1(u+1)}.$$

При проектировочном расчете специальных редукторов диаметр шестерни определяется исходя из контактной выносливости выражением

$$d_{1H} = 380 \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot z_1 \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot (u+1)}{9 \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot \cos^2 \beta \cdot u}}, \text{ мм}, \quad (3.56)$$

откуда $m_{nH} = \frac{d_{1H}}{z_1} \cos \beta$.

Модуль, исходя из выносливости зубьев при изгибе, находится из выражения

$$m_{nF} = 12,6 \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{F1}}{9 \cdot z_1 \cdot K_p \cdot \sigma_{FP}}}, \text{ мм}. \quad (3.57)$$

Для первого варианта после принятия стандартных значений a_w (табл. 3.11) и m_n (табл. 3.32) уточняется угол наклона линии зуба на делительном цилиндре

$$\beta = \arccos[m_n z_1 (u+1) / 2 a_w].$$

Для второго варианта по результатам предварительного расчета выбирается стандартное значение m_n (табл. 3.32).

В зависимости (3.55) – (3.57) кроме названных входят следующие параметры:

T_1 – вращающий длительно действующий расчетный момент на шестерне, Н·м (табл. 2.7);

$K_{H\beta}; K_{F\beta}$ – коэффициенты, учитывающие неравномерность распределение нагрузки между зонами касания по ширине зубчатого венца,

$$K_{H\beta} = 1,08 - 0,008(\beta^\circ - 10^\circ); \quad K_{F\beta} = 1 + 1,7(K_{H\beta} - 1); \quad (3.58)$$

9 – число одновременно работающих контактных линий (табл. 3.33);

Таблица 3.33

Число одновременно работающих контактных линий

ε_β	$\leq 0,8$	0,9	1,1...1,6 (1,2...1,4)	1,8	1,9	2	2,1...2,6 (2,2...2,3)	2,8	2,9	3	3,1...3,6 (3,1...3,2)
9	≤ 1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6

Примечание. Значения ε_β , приведенные в скобках, обеспечивают наибольшую плавность пересопряжения.

Y_{F1} – коэффициент формы зуба, выбирается по табл. 3.34 в зависимости от эквива-

лентного числа зубьев шестерни $z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta}$;

Таблица 3.34

Коэффициент формы зуба Y_F

z_v	10	12	15	18	20	25	30	35	40	50	75	100
Y_F	2,32	2,25	2,17	2,10	2,06	2,02	1,97	1,94	1,91	1,89	1,85	1,84

K_p – коэффициент, учитывающий влияние геометрии мест соприкосновения профилей зубьев на их выносливость при изгибе, находится по табл. 3.35 в зависимости от отношения

$$\frac{1,48u}{(u+1) \sin^2 \beta \cdot \cos \beta} \cdot z_1.$$

Таблица 3.35

Коэффициент K_p

$\frac{1,48u}{(u+1) \sin^2 \beta \cdot \cos \beta} \cdot z_1$	50	75	100	150	200	300	400	500	600	800
K_p	1,5	2,0	2,4	2,9	3,4	4,1	4,5	4,8	5,1	5,5

3.7.3. Геометрические параметры цилиндрических передач Новикова

Основные геометрические параметры зубчатых цилиндрических передач Новикова (рис. 3.9) определяются в соответствии с табл. 3.36.

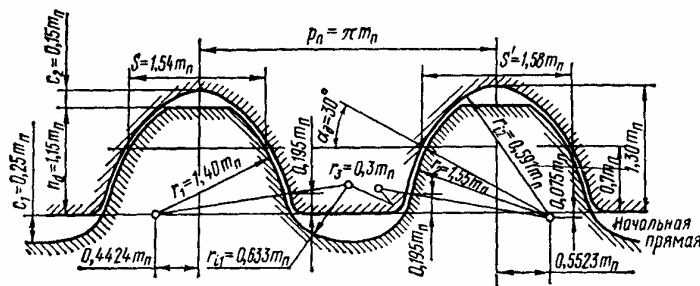
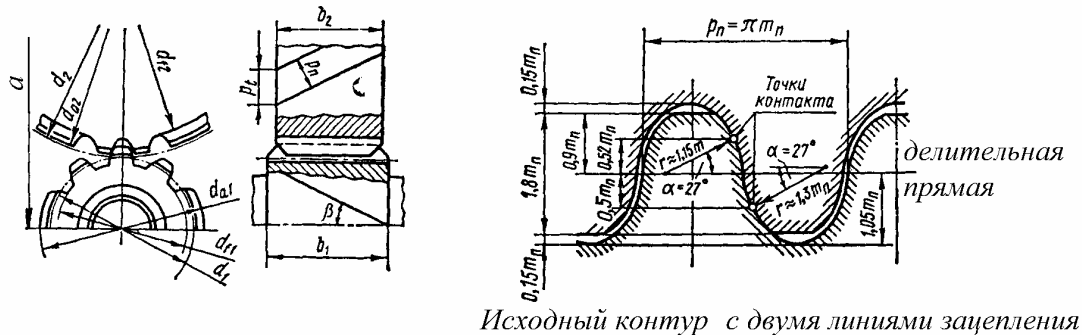


Рис. 3.9. Геометрические параметры зубчатой передачи Новикова

Таблица 3.36

Основные геометрические зависимости зубчатых цилиндрических передач Новикова

Параметр зацепления	Обозначение	Формулы и указания
Диаметр делительный: шестерни колеса	d_1 d_2	$d_1 = m_n z_1 / \cos \beta$ $d_2 = m_n z_2 / \cos \beta$
Диаметр вершин зубьев: шестерни колеса	d_{a1} d_{a2}	$d_{a1} = d_1 + 1,8m_n$ $d_{a2} = d_2 + 1,8m_n$
Диаметр впадин зубьев: шестерни колеса	d_{f1} d_{f2}	$d_{f1} = d_1 - 2,1m_n$ $d_{f2} = d_2 - 2,1m_n$
Межосевое расстояние	a	$a = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}$
Ширина венца: Шестерни Колеса	b_1 b_2	$b_1 = \psi_{bd} d_1 + (0,5 \dots 1,5)m_n$ $b_2 = \psi_{bd} d_1$
Коэффициент осевого перекрытия	ε_β	$\varepsilon_\beta = \frac{z_1 \psi_{bd} \cdot \tan \beta}{\pi}$

3.7.4. Проверочный расчет цилиндрических передач Новикова

Проверочный расчет на контактную выносливость рабочих поверхностей зубьев и их выносливость при изгибе (для менее прочного колеса пары) производится по формулам:

$$\sigma_H = 0,87 Z_M \sqrt{\frac{F_t K_{H\beta} K_{HV}}{9 d_1 m_n} \cdot \frac{\operatorname{tg} \beta}{\cos \beta} \cdot \frac{u+1}{u}} \leq \sigma_{HP}; \quad (3.59)$$

$$\sigma_F = \frac{F_t K_{F\beta} K_{FV} Y_m Y_F}{9 m_n^2 K_\rho \cos \beta} \leq \sigma_{FP}. \quad (3.60)$$

В эти зависимости входят следующие параметры:

m_n – модуль передачи (нормальный), мм (табл. 3.32);

d_1 – делительный диаметр шестерни, мм (табл. 3.36);

$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_1}$ – окружное усилие, Н;

$u = z_2 / z_1$ – передаточное число передачи;

β – угол наклона линии зуба;

ϑ – число одновременно работающих контактных линий (табл. 3.33);

K_ρ – коэффициент влияния геометрии мест соприкосновения профилей зубьев на их выносливость при изгибе, (табл. 3.35);

Z_M – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес, для стальных зубчатых колес $Z_M = 192 \text{ МПа}^{1/2}$ (табл. 3.16);

Y_F – коэффициент, учитывающий форму зуба для менее прочного колеса пары (табл. 3.34);

Y_m – коэффициент, учитывающий модуль зацепления (табл. 3.37);

Таблица 3.37

Коэффициент Y_m

Модуль m , мм	2,0	2,25	2,5	3,15	4,0	4,5	5,0	6,3	8,0	10,0	12,5
Y_m	0,78	0,80	0,81	0,85	0,89	0,92	0,94	0,98	1,03	1,07	1,13

$K_{H\beta}, K_{F\beta}$ – коэффициенты, учитывающие неравномерность распределение нагрузки между зонами касания по ширине зубчатого венца (формулы 3.58);

K_{HV}, K_{FV} – коэффициенты, учитывающие динамическую нагрузку в зацеплении (табл. 3.38);

σ_{HP}, σ_{FP} – допускаемые контактные напряжения и напряжения изгиба при расчете зубьев на выносливость (формулы 3.6 и 3.1).

Таблица 3.38

Коэффициенты K_{HV} и K_{FV}

Окружная скорость v , (м/с)	Значения коэффициентов K_{HV} и K_{FV} при степени точности					
	6		7		8	
	K_{HV}	K_{FV}	K_{HV}	K_{FV}	K_{HV}	K_{FV}
2,5	1	1	1	1	1	1
5	1	1	1	1,02	1,01	1,03
10	1,01	1,03	1,03	1,08	1,07	1,18
15	1,03	1,06	1,07	1,17	1,15	1,4
20	1,05	1,1	1,14	1,3	1,3	1,7
Примечание. Окружная скорость $v = \frac{\pi \cdot d_1 n_1}{60 \cdot 10^3}$ (м/с).						

ГЛАВА 4 ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

4.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Червячная передача, состоящая из червяка и червячного колеса, обеспечивает передачу вращения и момента (вращающего) между валами с осями, перекрещивающимися под углом 90° . Ведущим звеном в передаче обычно является червяк, ведомым - червячное колесо.

Достоинства червячной передачи состоят в возможности осуществления больших передаточных чисел ($u = 8 \dots 80$), сравнительно высокой нагрузочной способности (до 60 кВт), плавности и бесшумности работы, возможности самоторможения и обеспечения высокой кинематической точности. Недостатками передачи являются склонность червячного зацепления к заеданию, относительно низкий КПД и большие осевые усилия на опоры. В связи с этим для изготовления червячных передач приходится применять дорогостоящие антифрикционные материалы, предусматривать искусственное охлаждение и довольно сложные конструкции опорных узлов. Наибольшее распространение получили червячные передачи с цилиндрическим червяком, выполненные в отдельных закрытых корпусах, служащих резервуаром для смазки.

Качество изготовления червячных передач по точности определяет их применимость в тех или иных машинах, технологию производства и предельно-допустимые скорости (табл. 4.1). Червячные передачи имеют условные обозначения: архимедовы ZA; конволютные ZN; нелинейчатые ZK; эвольвентные ZJ. Архимедовы червяки не шлифуются, шлифуемые червяки предпочтительно выполнять эвольвентными.

Таблица 4.1

Характеристики червячных передач

Степень точности	Скорость скольжения v_s , м/с	Метод нарезания и обработки	Условия работы
6 (высоко-точные)	Свыше 5	Червяки цементированные и закаленные или только закаленные. Боковые поверхности витков червяка обязательно шлифуются и полируются. Червячные колеса нарезаются шлифованными червячными фрезами. Рекомендуется обкатка под нагрузкой.	Конечные делительные пары станков средней точности, скоростные передачи регуляторов двигателей.
7 (точные)	До 10	Рекомендуется цементация и закалка или только закалка червяков. Закаленные червяки должны обязательно шлифоваться и полироваться по профилю. Червячные колеса должны нарезаться шлифованными червячными фрезами. При отсутствии чистовой отделки обкатка под нагрузкой обязательна	Транспортные и промышленные силовые червячные передачи с повышенными скоростями и требованиями в отношении бесшумности.
8 (средней точности)	До 5	Допускается использование червяков с твердостью $\leq 350\text{HB}$, не шлифованные. Колеса нарезаются шлифованной червячной фрезой или "летучкой". Рекомендуется обкатка под нагрузкой.	Транспортные и промышленные силовые червячные передачи средних скоростей, передачи подъемных и поворотных механизмов.
9 (пониженной точности)	До 2	Червяки с твердостью $< 350\text{HB}$, не шлифуются. Колеса нарезаются любым способом	Неответственные передачи с низкими скоростями, с кратковременной работой и ручные с пониженными требованиями.

4.2. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Основными параметрами червячной передачи, определяющими ее размеры, являются: m - модуль (осевой); z_1 - число витков (заходов) червяка; z_2 - число зубьев колеса; u - передаточное число; $q = d_1/m$ - коэффициент диаметра червяка; a_w - межосевое расстояние.

В целях ограничения номенклатуры стандартного инструмента для нарезания червячных колес и червяков кроме модуля стандартизованы так же следующие параметры: z_1 ; q ; α - угол профиля витков.

По ГОСТ 19036 стандартный угол профиля витков $\alpha=20^\circ$. В зависимости от типа червяка он соответствует осевому (архимедов червяк) или нормальному сечению (эвольвентный и конволлютный червяки).

Коэффициент диаметра червяка в сочетании с модулем и числом витков (заходов) червяка принимается по табл. 4.2 (ГОСТ 2144).

Для силовых передач $z_2 \geq 28$ (обычно $z_2=30 \dots 90$).

Таблица 4.2

Значения модуля m в зависимости от коэффициента диаметра червяка q и числа витков z_1 (ГОСТ 2144)

m , мм	q	z_1
2	8; 10; (12); 12,5; 16; (18); 20	1; 2; (3); 4
2,5		
(3)	(10); (12)	1; 2; (3); 4
3,15	8; 10; 12,5; 16; (18); 20	1; 2; (3); 4
(3,5)	(10)	1; 2; (3); 4
	(12); (14)	1
4	8; (9); 10; 12,5; 16; (18); 20	1; 2; (3); 4
	(12)	1
5	8; 10; 12,5; 16; (18); 20	1; 2; (3); 4
(6)	(9); (10)	1; 2; (3); 4
	(12)	1
6,3	8; 10; 12,5; 14; 16; 20	1; 2; (3); 4
(7)	(12)	1; 2; (3); 4
8		
10	8; 10; 12,5; 16; 20	1; 2; (3); 4
(12)	(10)	1; 2
12,5	8; 10; 12,5; 16; 20	1; 2; (3); 4
(14)	(8)	2
16	8; 10; 12,5; 16	1; 2; (3); 4
20	8; 10	1; 2; (3); 4

Примечания: Значения, не заключенные в скобки, являются предпочтительными и обязательными для редукторов общего назначения. Значения, заключенные в скобки, могут быть использованы для редукторов специального назначения и не редукторных передач.

Рекомендуется принимать значения передаточных чисел для червячных передач по табл. 2.4, причем их фактические значения $u_\phi = z_2/z_1$ для стандартных редукторов не должны отличаться от номинальных более чем на 4%.

Для редукторов общего назначения рекомендуется принимать межосевые расстояния в соответствии с табл. 4.3.

Таблица 4.3

Межосевые расстояния a_w , мм (ГОСТ 2144)

ряд 1-ый	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500
ряд 2-ой	—	—	—	—	—	140	180	225	280	355	450	560

Примечание. 1-ый ряд следует предпочитать 2-му

Для вписывания передачи в стандартное межосевое расстояние коэффициент смещения червяка и инструмента для нарезания колеса

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2) \quad (4.1)$$

выбирается в пределах ± 1 . При этом положительное смещение одновременно повышает прочность зубьев колес. Следовательно, изменяя параметры m , q , x можно вписать в задан-

ные габаритные размеры механизма (a_w) червяки и червячные колеса с различными значениями z_1 и z_2 , получая требуемые передаточные числа.

4.3. ПОТЕРИ МОЩНОСТИ. КПД. СМАЗКА

КПД червячной передачи определяется по зависимости

$$\eta_{\text{чер}} = \eta_{\text{оп}} \cdot \eta_z \cdot \eta_p \cdot \eta_v, \quad (4.2)$$

где $\eta_{\text{оп}}$; η_z ; η_p ; η_v – коэффициенты, учитывающие соответственно потери мощности в опорах, червячном зацеплении, на разбрызгивание и размешивание смазки и на привод вентилятора, если последний предусмотрен конструкцией для обдува корпуса.

Потерями на трение в опорах, выполненных на подшипниках качения, обычно пренебрегают, т.е. $\eta_{\text{оп}}=1$. В уточненных расчетах для опор одного вала $\eta_{\text{оп}}=0,99$.

При ведущем червяке

$$\eta_z = \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \rho')}, \quad (4.3)$$

где γ_w - начальный угол подъема линии витка червяка (табл. 4.12);

ρ' - приведенный угол трения, уменьшающийся с увеличением скорости скольжения.

Значения ρ' при стальном червяке и различных материалах венца червячного колеса приведены в табл. 4.4 в зависимости от скорости скольжения

$$v_{\text{ск}} = \frac{\pi d_{w1} n_1}{6 \cdot 10^4 \cos \gamma_w}, \text{ м/с}, \quad (4.4)$$

где d_{w1} - начальный диаметр червяка (табл. 4.12), мм;

n_1 - частота вращения червяка, мин⁻¹.

Таблица 4.4

Значения приведенных углов трения ρ' в зависимости от материала венца червячного колеса и твердости рабочих поверхностей червяка

$v_{\text{ск}}, \text{ м/с}$	Высокооловянные, оловянно-никелевые и сурьмяно-никелевые бронзы		Железистые бронзы, латуни	Серые чугуны	
	$\geq 48\text{HRC}$	$32 < \text{HRC} < 48$	$\geq 48\text{HRC}$	$\geq 48\text{HRC}$	$32 < \text{HRC} < 48$
0,01	$5^\circ 43' - 6^\circ 17'$	$6^\circ 17' - 7^\circ 24'$	$9^\circ 39' - 10^\circ 12'$	$9^\circ 39' - 10^\circ 29'$	$10^\circ 29' - 11^\circ 19'$
0,1	$4^\circ 00' - 4^\circ 52'$	$5^\circ 09' - 6^\circ 00'$	$7^\circ 07' - 7^\circ 58'$	$7^\circ 07' - 8^\circ 32'$	$7^\circ 41' - 9^\circ 05'$
0,25	$3^\circ 26' - 4^\circ 00'$	$4^\circ 17' - 5^\circ 09'$	$5^\circ 09' - 6^\circ 00'$	$5^\circ 26' - 6^\circ 17'$	$6^\circ 17' - 7^\circ 07'$
0,5	$2^\circ 52' - 3^\circ 26'$	$3^\circ 26' - 4^\circ 17'$	$4^\circ 52' - 5^\circ 26'$	$4^\circ 52' - 5^\circ 43'$	$5^\circ 26' - 6^\circ 00'$
1,0	$2^\circ 17' - 2^\circ 52'$	$2^\circ 52' - 3^\circ 43'$	$3^\circ 43' - 4^\circ 34'$	$4^\circ 00' - 4^\circ 34'$	$4^\circ 52' - 5^\circ 26'$
1,5	$2^\circ 00' - 2^\circ 35'$	$2^\circ 35' - 3^\circ 09'$	$3^\circ 09' - 4^\circ 00'$	$3^\circ 26' - 4^\circ 00'$	$4^\circ 17' - 4^\circ 34'$
2,0	$1^\circ 43' - 2^\circ 27'$	$2^\circ 17' - 2^\circ 52'$	$2^\circ 52' - 3^\circ 26'$	$2^\circ 52' - 3^\circ 26'$	$3^\circ 43' - 4^\circ 17'$
2,5	$1^\circ 29' - 2^\circ 00'$	$2^\circ 00' - 2^\circ 35'$	$2^\circ 35' - 3^\circ 09'$	—	—
3,0	$1^\circ 22' - 1^\circ 43'$	$1^\circ 43' - 2^\circ 11'$	$2^\circ 17' - 2^\circ 52'$	—	—
4,0	$1^\circ 16' - 1^\circ 36'$	—	$2^\circ 00' - 2^\circ 35'$	—	—
5,0	$1^\circ 09' - 1^\circ 29'$	—	$1^\circ 43' - 2^\circ 00'$	—	—
7,0	$1^\circ 00' - 1^\circ 25'$	—	—	—	—
10,0	$0^\circ 55' - 1^\circ 20'$	—	—	—	—
15,0	$0^\circ 50' - 1^\circ 10'$	—	—	—	—

Меньшие значения ρ' соответствуют передачам со шлифованным или тщательно полированным червяком при твердости рабочих поверхностей витков $>45\text{HRC}$.

Для самотормозящих червячных передач $\gamma_w \leq \rho'$, для несамотормозящих $\gamma_w > \rho'$.

При учете потерь мощности на разбрызгивание и размешивание смазки

$$\eta_p = 1 - \psi_p = 1 - 0,75vb \frac{\sqrt{v_t \cdot v}}{10^3 P_1}, \quad (4.5)$$

где v - окружная скорость погруженного в смазку червяка - v_1 или червячного колеса - v_2 , м/с;

b - для червяка длина его нарезанной части b_1 ; для колеса ширина его венца b_2 , мм (табл. 4.12);

v_t - кинематическая вязкость смазки, сСт (10^{-6} м²/с) при рабочей температуре (табл. 4.5 и 4.6);

P_1 - мощность на червяке, кВт.

При смазке поливанием или разбрызгиванием от крыльчаток значение коэффициента ψ_p следует уменьшить в 1,5...2 раза. Обычно $\eta_p=0,98...0,99$. При больших окружных скоростях червяка ($v_1>5$ м/с) рекомендуется червяк располагать над колесом, а при $v_1>10$ м/с применять циркуляционную смазку поливанием.

При учете потерь мощности на привод вентилятора

$$\eta_g = 1 - (45D_g^5 / P_1)(n_1 / 1500)^3, \quad (4.6)$$

где D_g - наружный диаметр крыльчатки вентилятора, м; $D_g=(0,6...0,8)d_2$;

d_2 - диаметр червячного колеса (табл. 4.12).

При проектировочном расчете червячных передач можно принять

$$\eta_{чep} \approx 0,9(1 - \frac{u}{200}). \quad (4.7)$$

При средней температуре смазки ($\approx 60^\circ ... 70^\circ$) ее кинематическую вязкость и способ смазывания рекомендуется выбирать в соответствии с табл. 4.5.

Таблица 4.5

Рекомендуемые значения кинематической вязкости смазки для червячных передач

Скорость скольжения $v_{ск}$, м/с	Кинематическая вязкость при 50°С (при 100°С), сСт (мм ² /с)	Способ смазывания
до 1*	450 (55)	Окунанием
до 2,5*	300 (35)	
до 5**	180 (20)	
5...10	120 (12)	Струйное или окунанием
10...15	80	Струйное под давлением
15...25	60	
св. 25	45	

Примечание. *Тяжелые условия работы; ** – средние условия работы.

Для червячных передач используются смазки, приведенные в табл. 4.6 с указанием их вязкости при рабочей температуре, а также индустриальные масла (см. гл.28).

Таблица 4.6

Смазки, применяемые для червячных передач

Смазка	Кинематическая вязкость смазки v_t , сСт(мм ² /с), при t °С							
	40	50	60	70	80	90	100	110
Цилиндровое 24	550	270	140	76	48	35	24	17
Цилиндровое 52	1400	680	360	200	120	78	56	38
Трансмиссионное автотракторное летнее	850	400	220	95	65	47	32	23
Трансмиссионное с присадкой, летнее	850	400	220	95	65	47	32	23
Тракторное АК-15	230	115	70	43	28	22	16	12
Автотракторное АКЗп-10	68	44	30	22	16	13	9	4
Автотракторное АКЗп-6	37	28	21	15	13	11	5	3

4.4. ВИДЫ РАЗРУШЕНИЯ И КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Основными причинами выхода из строя червячных передач являются изнашивание зубьев червячного колеса и их излом (поломка), проявления заедания и усталостного выкрашивания.

Износ, возникающий за счет повышенного скольжения витков червяка вдоль линии контакта зубьев колеса, существенно зависит от условий эксплуатации и режима работы передачи.

Заедание проявляется в наиболее опасной форме в виде задиров при твердых материалах венцов червячных колес, относительно высоких скоростях скольжения, а также при температурных режимах работы передач, превышающих допустимые по нагреву. Слабым проявлением заедания является малоинтенсивный перенос (намазывание) металла с поверхности зубьев колеса на витки червяка, обеспечивающий достаточно длительный процесс изнашивания.

Усталостное выкрашивание и излом зубьев, имеющих место в передачах с колесами из стойких против заедания бронз, проявляются в червячных передачах в том же виде, что и в зубчатых.

Следовательно, критериями работоспособности червячных передач являются сопротивление заеданию и усталости по контактным напряжениям, сопротивление усталости по напряжениям изгиба, а также теплостойкость (нагрев).

4.5. МАТЕРИАЛЫ, ТЕРМООБРАБОТКА И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ДЛЯ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

4.5.1. Материалы и химико-термическая обработка

Ввиду значительных скоростей скольжения, имеющих место в зацеплении червячной пары, изготовление червяков и колес из твердых материалов вызывает заедание в виде появления задиров на контактирующих поверхностях зубьев венца колеса. Поэтому необходимо выполнять его из антифрикционного, относительно мягкого материала.

В связи с этим материалы червячных колес или их венцов, обладающие в большей или меньшей степени хорошими антифрикционными свойствами, можно разбить на три группы в зависимости от их сопротивляемости к заеданию (табл. 4.7 - 4.9).

Группа I (табл. 4.7). Бронзы с пределом прочности на растяжение не более 300 МПа (“мягкие” бронзы). К ним относятся высокооловянные бронзы (до 10 % Sb) и малооловянные бронзы: оловянно-цинково-свинцовые (5...6% Sb) и сурмяноникелевые (3...6% Sb).

Эти бронзы отличаются хорошими противозадирными свойствами, но вследствие высокой стоимости (прежде всего олова) их следует применять в ответственных высокоскоростных передачах: малооловянные бронзы – при скоростях скольжения от 4 до 12 м/с, а высокооловянные – при скоростях скольжения от 6 до 25 м/с. При больших нагрузках (мощностях) указанные марки бронз применяются для получения венцов червячных колес посредством отливки их в металлическую форму (кокиль) или центробежным способом.

Группа II (табл. 4.8). Безоловянные (“твердые”) бронзы и латуни с пределом прочности на растяжение больше 350 МПа. Эти бронзы, в основном алюминий-железистые, имеют хорошие механические характеристики, значительно дешевле оловянных, но хуже сопротивляются заеданию и поэтому их не рекомендуется применять при скоростях скольжения выше 8 м/с. При этом червяк должен иметь высокую твердость ($\geq 45\text{HRC}$) и тщательно отшлифован или отполирован.

Группа III (табл. 4.9). Относительно мягкие серые чугуны. Применение этих материалов допускается только для тихоходных малонагруженных передач при скоростях скольжения до 2 м/с. В случае применения хромированных червяков скорость скольжения не должна превышать 4 м/с.

Червяки в силовых передачах выполняются в основном из термически обработанных сталей. Наилучшее качество работы передачи обеспечивают червяки, изготовленные из цементуемых сталей (15Х; 20Х; 12ХН3А; 18ХГТ; 15ХФ), имеющих твердость после химико-термической обработки 56...63 HRC, так и среднеуглеродистых сталей (45; 40Х; 40ХН; 38ХГН; 35ХГСА) с поверхностной или объемной закалкой до твердости 45...55 HRC.

При этом необходимая шероховатость рабочих поверхностей червяка достигается шлифованием и полированием. Такие червяки, как показала практика, обеспечивают меньший износ рабочих поверхностей, большую стойкость против заедания и высокий КПД.

Для использования только полированных (без шлифования) червяков используются азотированные стали (38ХМЮА, 38Х2Ю). Улучшенные, нормализованные и чугунные червяки применяют во вспомогательных, тихоходных и малонагруженных передачах.

4.5.2. Допускаемые напряжения изгиба

Допускаемые напряжения на изгиб, МПа

$$\sigma_{FP} = \sigma'_{FP} \cdot Y_N, \quad (4.8)$$

где σ'_{FP} - допускаемые напряжения на изгиб, МПа принимаются по табл.4.7– 4.9 в зависимости от материала венца колеса, способа отливки, твердости рабочих поверхностей червяка и вида нагрузки (для бронз и латуни $\sigma'_{FP} = 0,25\sigma_T + 0,08\sigma_{\sigma}$, для чугунов $\sigma'_{FP} = 0,2\sigma_{\sigma_{\text{вн}}}$);

Y_N - коэффициент долговечности при расчете на изгибную прочность, с учетом базового - N_{FG} и эквивалентного - N_{FE} чисел циклов

$$Y_N = \sqrt[9]{\frac{N_{FG}}{N_{FE}}}. \quad (4.9)$$

Эквивалентное число циклов перемены напряжений при постоянной нагрузке

$$N_{FE} = 60t_q n_2; \quad (4.10)$$

при ступенчатой циклограмме нагружения

$$N_{FE} = 60 \sum \left(\frac{T_{2i}}{T_2} \right)^9 \cdot t_{qi} \cdot n_{2i}, \quad (4.11)$$

где t_q, t_{qi} - время работы передачи при постоянной нагрузке и на i -ом режиме, час;

n_2, n_{2i} - частота вращения червячного колеса при постоянной нагрузке и на i -ом режиме, мин⁻¹;

T_2 и T_{2i} - вращающие моменты наибольший и i -ого режима на колесе, Н·м.

Для материалов I и II групп, т.е. бронз или латуней, при $N_{FG}=10^6$ эквивалентное число циклов ограничено пределами

$$10^6 \leq N_{FE} \leq 25 \cdot 10^7, \text{ т.е. } 0,54 \leq Y_N \leq 1.$$

Для колес из чугуна (группа III) $Y_N=1$, т.е. $\sigma_{FP} = \sigma'_{FP}$.

Предельные допускаемые напряжения при проверке на максимальную статическую или единичную пиковую нагрузку:

$$\begin{aligned} \sigma_{FPmax} &= 0,8 \sigma_T - \text{для бронз и латуней (I, II группы);} \\ \sigma_{FPmax} &= 0,7 \sigma_{\sigma_{\text{вн}}} - \text{для чугунов (III группа).} \end{aligned} \quad (4.12)$$

Таблица 4.7

Группа I. Колеса из бронз с пределом прочности на растяжение $\sigma_b < 300$ МПа

Марка материала	Способ отливки	Механические свойства			Допускаемые напряжения, МПа									
		модуль упругости Е·10 ⁵ , МПа	предел прочности при растяжении σ _в , МПа	предел текучести σ _т , МПа	σ' _{FP} при N _{FG} =10 ⁶		σ' _{HP} при N _{HG} =10 ⁷ при скорости скольжения v _{ск} , м/с							
					Вид нагрузки									
					нереверсивная	реверсивная	1	2	3	4	5	6	7	≥8
БрО10Ф1	В землю	0,74	210	130	49	39	<u>200</u> 240	<u>182</u> 218	<u>166</u> 200	<u>153</u> 184	<u>142</u> 170	<u>132</u> 158	<u>124</u> 150	<u>120</u> 144
	В кокиль	1,01	250	190	68	54	<u>250</u> 300	<u>227</u> 272	<u>208</u> 250	<u>191</u> 230	<u>178</u> 214	<u>165</u> 198	<u>156</u> 187	<u>150</u> 180
БрОНФ	Центробе- жный	0,98	290	170	66	53	<u>290</u> 347	<u>263</u> 316	<u>242</u> 290	<u>222</u> 266	<u>207</u> 248	<u>191</u> 230	<u>180</u> 216	<u>174</u> 209
БрО6Ц6С6	В землю	0,75	150	80	32	26	<u>160</u> 192	<u>145</u> 174	<u>133</u> 160	<u>122</u> 147	<u>114</u> 137	<u>105</u> 127	<u>100</u> 120	<u>96</u> 115
	В кокиль		180	90	37	30	<u>190</u> 228	<u>172</u> 207	<u>158</u> 190	<u>145</u> 174	<u>135</u> 162	<u>125</u> 150	<u>118</u> 142	<u>114</u> 137
БрО5Ц5С5	В землю	0,88	150	80	32	26	<u>160</u> 192	<u>145</u> 174	<u>133</u> 160	<u>122</u> 147	<u>114</u> 137	<u>105</u> 127	<u>100</u> 120	<u>96</u> 115
	В кокиль		200	90	39	31	<u>210</u> 251	<u>190</u> 229	<u>175</u> 210	<u>160</u> 193	<u>150</u> 180	<u>139</u> 166	<u>130</u> 157	<u>126</u> 151
БрСу7Н2	—	—	180	90	37	30	<u>180</u> 215	<u>163</u> 196	<u>150</u> 180	<u>138</u> 165	<u>128</u> 154	<u>119</u> 142	<u>112</u> 134	<u>108</u> 130
Примечания: Верхние значения σ' _{HP} для передач при твердости поверхности витков червяка ≤45HRC, нижние - при Н>45HRC. Червяк шлифован и полирован.														

Таблица 4.8

Группа II. Колеса из бронз или латуни с пределом прочности на растяжение $\sigma_{\sigma} > 300$ МПа

Марка материала	Способ отливки	Механические свойства			Допускаемые напряжения, МПа																			
		модуль упругости $E \cdot 10^5$, МПа	предел прочности при растяжении σ_{σ} , МПа	предел текучести σ_T , МПа	σ'_{FP} при $N_{FG}=10^6$		σ'_{HP} из условия сопротивления заеданию при скорости скольжения $v_{ск}$, м/с																	
					Вид нагрузки																			
					нереверсивная	реверсивная	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8									
БрА9ЖЗЛ	В землю	1,1	390	190	79	63	260	250	225	200	175	150	125	100	75									
	В кокиль		500	200	90	72																		
	Центробежный		500	210	93	74																		
БрА10Ж4Н4Л	В кокиль или центробежный	0,98	650	400	152	122	$(\sigma'_{HP}=275-25v_{ск})$																	
БрА10Ж3Мц1,5	В кокиль	0,98	550	320	124	99	при твердости поверхности витков червяка $\geq 45HRC$, червяк шлифован и полирован																	
ЛАЖМц-66-6-3-2	В землю	0,9	500	260	105	84	290	275	250	225	200	175	150	125	100									
	В кокиль		550	300	119	95																		
	Центробежный		600	320	128	102																		
ЛМцС58-2-2	В землю	0,9	300	130	57	46	290	275	250	225	200	175	150	125	100									
	В кокиль		350	150	66	53																		
ЛМцОС-58-2-2-2	В землю	0,9	300	160	64	51										290	275	250	225	200	175	150	125	100
	В кокиль		350	180	73	58																		
$(\sigma'_{HP}=300-25v_{ск})$																								

Таблица 4.9

Группа III. Колеса из чугуна

Материал		Механические свойства		Допускаемые напряжения, МПа									
червячного колеса	червяка	модуль упругости $E \cdot 10^5$, МПа	предел прочности при изгибе $\sigma_{ви}$, МПа	σ'_{FP} при $N_{FG}=10^6$		σ'_{HP} из условия сопроотивляемости заеданию при скорости скольжения $v_{ск}$, м/с							
				Вид нагрузки									
				нереверсивная	реверсивная	0,25	0,5	1	2				
СЧ 15	СЧ 20	0,9	320	64	50	200	190	170	140				
	Сталь улучшенная Н<350НВ					165	155	140	105				
	Сталь закаленная Н>45HRC					190	180	165	130				
СЧ 20	Сталь улучшенная Н<350НВ	1,0	360	72	58	165	155	140	105				
	Сталь закаленная Н>45HRC					190	180	165	130				

Примечания: Указанные в таблице значения σ'_{HP} для чугунных колес действительны только при хорошем сопряжении поверхностей витков червяка и зубьев колеса и надлежащей смазке. При несоблюдении этих условий σ'_{HP} следует понизить в 2 раза и более.

4.5.3. Допускаемые контактные напряжения

Допускаемые контактные напряжения из условия сопротивления материала поверхностной усталости в условиях износа, МПа

$$\sigma_{HP} = \sigma'_{HP} \cdot Z_N, \quad (4.13)$$

где σ'_{HP} - допускаемые контактные напряжения, МПа, принимаются по табл. 4.7-4.9 в зависимости от материала венца колеса, способа отливки, скорости скольжения и твердости рабочих поверхностей червяка;

Z_N - коэффициент долговечности при расчете на контактную прочность, с учетом базового - N_{HG} и эквивалентного - N_{HE} чисел циклов.

$$Z_N = \sqrt[8]{\frac{N_{HG}}{N_{HE}}}. \quad (4.14)$$

Эквивалентное число циклов перемены напряжений при постоянной нагрузке

$$N_{HE} = 60 t_q n_2; \quad (4.15)$$

при ступенчатой циклограмме нагружения

$$N_{HE} = 60 \sum \left(\frac{T_{2i}}{T_2} \right)^4 \cdot t_{qi} \cdot n_{2i}. \quad (4.16)$$

Для материалов I группы при $N_{HG} = 10^7$ эквивалентное число циклов ограничено пределами $1,4 \cdot 10^5 \leq N_{HE} \leq 25 \cdot 10^7$, т. е. $0,67 \leq Z_N \leq 1,7$.

Для материалов II и III групп допускаемые контактные напряжения выбираются из условия сопротивления заеданию и, следовательно, в этом случае $Z_N = 1$, т.е. $\sigma_{HP} = \sigma'_{HP}$.

Предельно допускаемые напряжения при проверке на максимальную статическую или единичную пиковую нагрузку:

$$\begin{aligned} \sigma_{HPmax} &= 4\sigma_T - \text{для оловянных бронз (I группа);} \\ \sigma_{HPmax} &= 2\sigma_T - \text{для безоловянных бронз и латуней (II группа);} \\ \sigma_{HPmax} &= 1,65\sigma_{\text{вн}} - \text{для чугунов (III группа).} \end{aligned} \quad (4.17)$$

4.6. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Проектировочному расчету червячных передач предшествует кинематический расчет с определением передаточного числа u , числа витков (заходов) червяка z_1 и зубьев колеса z_2 , а также выбор материалов, способа химико-термической обработки червяка и венцов червячного колеса и определение величин допускаемых напряжений σ_{HP} и σ_{FP} по формулам (4.8) и (4.13).

Расчет ведется по червячному колесу при вращающем моменте (наибольшем длительно действующем)

$$T_2 = 9550 \frac{P_1 u}{n_1} \eta_{\text{чер}}, \text{ Нм}, \quad (4.18)$$

где P_1 - мощность на червяке, кВт; n_1 - частота вращения (наименьшая) вала червяка, мин⁻¹; u - передаточное число; $\eta_{\text{чер}}$ - КПД червячной передачи, см. ф-лу (4.7).

При выборе материала и значений σ'_{HP} скорость скольжения $v_{СК}$ (м/с) принимается ориентировочно по формуле

$$v_{СК} = 4,5 \cdot 10^{-4} n_1^3 \sqrt[3]{T_2}.$$

Кроме того, в проектировочном расчете рекомендуется принимать $q=8...20$ ($q_{\min}=0,25z_2$), причем значения $q \geq 12$ соответствуют насадному червяку, а угол $\gamma_w = \gamma = \arctg z_1/q$ (табл.4.10).

В процессе проектировочного расчета ориентировочные значения межосевого расстояния a или делительного диаметра d_2 определяются из контактной прочности зубьев колеса, обуславливающей отсутствие усталостного выкрашивания и заедания.

Для редукторов общего назначения межосевое расстояние

$$a = 315 \left(1 + \frac{q}{z_2} \right) \sqrt[3]{\frac{T_2 z_2 \cos^2 \gamma}{q \sigma_{HP}^2}}, \text{ мм.} \quad (4.19)$$

Модуль зацепления предварительно определяется по зависимости

$$m = \frac{2a}{q + z_2}$$

и округляется до стандартного значения (табл. 4.2).

Для вписывания в стандартное межосевое расстояние при выбранных значениях m, z_2, q коэффициент смещения определяется по формуле (4.1) при a_w , соответствующем ближайшему к расчетному стандартному межосевому расстоянию (табл. 4.3). Если величина x не укладывается в допускаемые пределы ($-1 \leq x \leq 1$), выбирается другое значение q , соответствующее принятому модулю, или варьируют числом зубьев z_2 в пределах ± 2 единиц с некоторым отклонением фактического передаточного числа от принятого.

Для червячных передач, встраиваемых в машины, и для передач специальных редукторов минимально допустимый модуль устанавливается по диаметру колеса

$$d_2 = 630 \sqrt[3]{\frac{T_2 z_2 \cos^2 \gamma}{q \sigma_{HP}^2}}, \text{ мм,} \quad (4.20)$$

откуда $m = \frac{d_2}{z_2}$. Модуль округляется до ближайшего стандартного (табл. 4.2).

Для червячных передач с числом зубьев $z_2 \geq 90$, а также открытых и ручных при проектировочном расчете дополнительно определяется модуль исходя из прочности зубьев на изгиб

$$m = 11,7 \sqrt[3]{\frac{T_2 Y_{F(Z_{v2})} \cos \gamma}{z_2 q \sigma_{FP}}}, \text{ мм,} \quad (4.21)$$

где $Y_{F(Z_{v2})}$ - коэффициент, учитывающий форму и повышенную прочность зуба червячного колеса вследствие его дуговой формы и выполненного во всех сечениях, кроме среднего, как бы с положительным смещением. Принимается по табл. 4.11 в зависимости от числа зубьев эквивалентного колеса

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}. \quad (4.22)$$

Таблица 4.10

Углы подъема γ линии витка червяка на делительном цилиндре

Число витков червяка Z_1	Коэффициент диаметра червяка q						
	16	14	12,5	12	10	9	8
1	3°34'35"	4°05'08"	4°34'26"	4°45'49"	5°42'38"	6°20'25"	7°07'30"
2	7°07'30"	8°07'48"	9°5'25"	9°27'44"	11°18'36"	12°31'44"	14°02'10"
4	14°02'10"	15°56'43"	17°44'41"	18°26'06"	21°48'05"	23°57'45"	26°33'54"

Коэффициент формы зуба червячного колеса $Y_{F(Z_{V2})}$

Z_{V2}	20	24	26	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150
$Y_{F(Z_{V2})}$	1,98	1,88	1,85	1,8	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27

4.7. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Основные геометрические параметры червячных передач (рис 4.1) определяются в соответствии с табл.4.12.

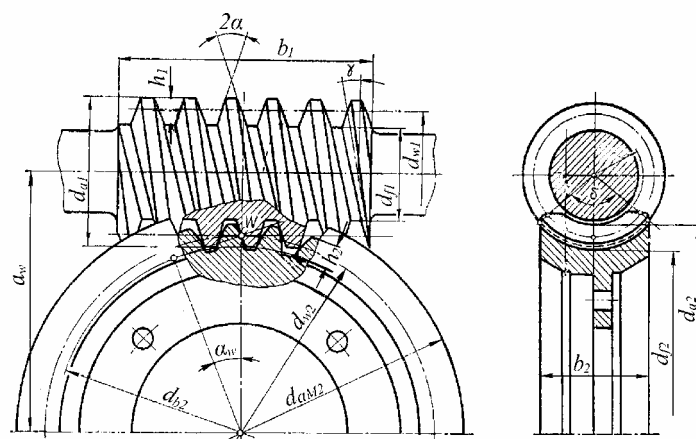


Рис 4.1. Геометрические параметры червячной передачи

4.8. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Расчет на контактную и изгибную прочность червячных передач проводится по аналогии с расчетом цилиндрической косозубой передачи и соответствует нормальному сечению зубьев колеса с поправками, учитывающими их действительную форму, а также величину и положение контактных линий. При расчете на контактную прочность рассматривается зацепление червячного колеса с рейкой. Этот расчет распространяется на червячные передачи с любым типом червяков, поскольку условия зацепления и несущая способность передач с червяками основных типов весьма близки.

Проверочный расчет на контактную прочность и прочность на изгиб зубьев колеса производится по формулам:

$$\sigma_H = Z_M Z_n \sqrt{\frac{F_{t2} K_{H\beta} K_{HV}}{K_\delta d_{w1} d_{w2}}} \leq \sigma_{HP}; \quad (4.23)$$

$$\sigma_F = Y_{F(Z_{V2})} \frac{F_{t2} \cos \gamma_w K_{F\beta} K_{FV}}{K_\delta d_{w1} m} \leq \sigma_{FP}. \quad (4.24)$$

В приведенные зависимости входят следующие параметры:

$F_{t2} = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_{w2}}$ - окружное усилие, Н (момент T_2 определяется по ф-ле (4.18) при КПД червячной передачи, рассчитанном по ф-ле (4.2));

m - модуль передачи, мм (табл.4.2);

q - коэффициент диаметра червяка (табл. 4.2);

d_{w1} - начальный диаметр червяка, мм (табл.4.12);

d_{w2} - начальный диаметр колеса, мм (табл.4.12);

K_δ – коэффициент, учитывающий условный угол обхвата червяка колесом, $K_\delta = \frac{\delta^\circ}{85}$,

где δ° – угол обхвата червяка колесом (табл. 4.12);

Таблица 4.12

Основные геометрические зависимости червячных передач

Параметр зацепления	Обозначение	Формулы и указания	
		Без смещения (x=0)	Со смещением (x≠0)
Коэффициент смещения	x	—	формула (4.1)
Межосевое расстояние Делительное	a	a=0,5m(q+z ₂)	
Начальное	a _w	a _w =a	a _w =a +mx
Диаметр червяка делительный	d ₁	d ₁ =mq	
начальный	d _{w1}	d _{w1} =d ₁	d _{w1} =d ₁ +2mx
вершин витков	d _{a1}	d _{a1} =d ₁ +2m	
впадин червяка	d _{f1}	d _{f1} =d ₁ -2,4m	
Высота витков червяка	h ₁	h ₁ =2,2m	
Длина нарезанной части червяка при z ₁ =1,2	b ₁	b ₁ ≥(11+0,06z ₂)m	при x=−1 b ₁ ≥(10,5+0,06z ₂)m при x=−0,5 b ₁ ≥(8+0,06z ₂)m при x=+0,5 b ₁ ≥(11+0,1z ₂)m при x=+1 b ₁ ≥(12+0,1z ₂)m
при z ₁ =4		b ₁ ≥(12,5+0,09z ₂)m	при x=−1 b ₁ ≥(10,5+z ₂)m при x=−0,5 b ₁ ≥(9,5+0,09z ₂)m при x=+0,5 b ₁ ≥(12,5+0,1z ₂)m при x=+1 b ₁ ≥(13+0,1z ₂)m
Для шлифуемых и фрезеруемых червяков их длина увеличивается: при m<10 мм на 25 мм; при m=10...16 мм на 35...40 мм.			
Угол подъема линии витка червяка делительный	γ	γ = arctg $\frac{z_1}{q}$ (табл. 4.10)	
начальный	γ _w	γ _w =γ	γ _w = arctg $\frac{z_1}{q + 2x}$
Диаметр червячного колеса делительный	d ₂	d ₂ =mz ₂	
начальный	d _{w2}	d _{w2} = d ₂	
вершин зубьев	d _{a2}	d _{a2} = d ₂ +2m	d _{a2} =d ₂ +2(1+x)m
впадин зубьев	d _{f2}	d _{f2} =d ₂ -2,4m	d _{f2} =d ₂ -2(1,2-x)m
наибольший	d _{am2}	d _{am2} ≤ d _{a2} + $\frac{6m}{z_1 + 2}$	
Высота зуба колеса	h ₂	h ₂ =2,2m	
Ширина венца червячного колеса при z ₁ =1,2	b ₂	b ₂ ≤ 0,75d _{a1}	
при z ₁ =4		b ₂ ≤ 0,67d _{a1}	
Условный угол обхвата червяка червячным колесом	δ°	δ° = 2 arcsin $\frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}$	

Z_M - коэффициент, учитывающий механические свойства материалов червяка и венца червячного колеса,

$$Z_M = \sqrt{\frac{E_1 E_2}{\pi [E_1 (1 - \nu_2^2) + E_2 (1 - \nu_1^2)]}}, \quad (4.25)$$

где E_1 и E_2 - модули упругости соответственно материалов червяка и венца червячного колеса (табл. 4.7–4.9), МПа; ν_1 , ν_2 - коэффициент Пуассона; $\nu_1=0,3$ - сталь; $\nu_2=0,22$ - чугун и $\nu_2=0,36$ - бронза; при стальном червяке ($E_1=2,1 \cdot 10^5$ МПа) и венце червячного колеса из чугуна ($E_2=1,1 \cdot 10^5$ МПа) или бронзы ($E_2=0,9 \cdot 10^5$ МПа) соответственно $Z_M=160$ МПа^{1/2} и $Z_M=150$ МПа^{1/2};

Z_H - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей

$$Z_H = \sqrt{\frac{4 \cos^2 \gamma_w}{\sin 2\alpha}}, \quad (4.26)$$

где γ_w - начальный угол подъема линии витка червяка, (табл. 4.12); α - угол профиля витков, $\alpha=\alpha_n=20^\circ$;

$Y_{F(Z_{V2})}$ - коэффициент формы зуба червячного колеса, выбирается в зависимости от эквивалентного числа зубьев $z_{V2}=z_2/\cos^3 \gamma_w$ по табл. 4.11;

$K_{H\beta}$; $K_{F\beta}$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца колеса

$$K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 \left(1 - \frac{T_{2cp}}{T_{2max}} \right), \quad (4.27)$$

где θ - коэффициент деформации червяка, зависящий от z_1 и q (табл. 4.13);

T_{2cp} - средний по времени действия вращающий момент на валу колеса,

$$T_{2cp} = \sum T_{2i} (t_{ci} n_{2i}) / \sum (t_{ci} n_{2i});$$

T_{2i} ; t_{ci} ; n_{2i} - соответственно вращающий момент, (Нм), время работы (час) и частота вращения червячного колеса (мин⁻¹) при i -ом режиме; T_{2max} - максимальный длительно действующий (расчетный) вращающий момент на валу колеса, Н·м.

При постоянной нагрузке $K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1$.

K_{HV} ; K_{FV} - коэффициенты, учитывающие динамическую нагрузку в зацеплении, зависящие от окружной скорости колеса v_2 и принятой степени точности изготовления червячной пары (табл. 4.14).

σ_{HP} ; σ_{FP} - допускаемые контактные напряжения и напряжения изгиба, определяемые по формулам (4.13) и (4.8) с учетом действительной скорости скольжения, вычисляемой по формуле (4.4).

Таблица 4.13

Коэффициент деформации червяка θ

Число витков (заходов) червяка	Коэффициент диаметра червяка q					
	8	9	10	12	12,5	14
1	72	89	108	147	157	190
2	57	71	86	118	125	152
4	47	58	70	95	101	123

Таблица 4.14

Коэффициент динамической нагрузки $K_{HV} = K_{FV}$

Степень точности по ГОСТ 3675	Окружная скорость червячного колеса V_2 , м/с					
	до 1,5	св 1,5	св 3	св 7,5	св 12	св 18
6	—	—	1	1,1	1,3	1,4
7	1	1	1,1	1,2	—	—
8	1...1,1	1,1...1,2	1,2...1,3	—	—	—
9	1,2...1,3	—	—	—	—	—

Примечание. Для 8-ой и 9-ой степеней точности меньшее из двух значений коэффициента K_V принимается в случае работы при средних и низких (для данного диапазона) скоростях, а также в случае, если предусматриваются меры по увеличению пятна контакта путем приработки передачи или пришабривания зубьев колеса.

Условие прочности при действии максимальной нагрузки T_{2max} в предположении отсутствия значительных пластических деформаций (пластичные материалы) или хрупкого разрушения (хрупкие материалы) зубьев червячного колеса оценивается в соответствии с неравенствами:

по контактной прочности

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{2max}}{T_2}} \leq \sigma_{HPmax}; \quad (4.28)$$

по прочности на изгиб

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \frac{T_{2max}}{T_2} \leq \sigma_{FPmax}, \quad (4.29)$$

где σ_{FPmax} и σ_{HPmax} - допускаемые контактные напряжения и напряжения изгиба при максимальной нагрузке, определяемые по формулам (4.12) и (4.17).

4.9. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ТЕПЛОСТОЙКОСТЬ (НАГРЕВ)

I. Для червячных передач, работающих в непрерывном или повторно-кратковременном режиме без искусственного охлаждения, определяется по формуле (4.30) рабочая температура смазки t_p и сравнивается с допускаемой с выполнением условия

$$t_p = t_o + \frac{10^3 (1 - \eta_{чep}) P_1}{K_T A (1 + \psi) \beta} \leq [t_{max}], \quad (4.30)$$

где t_o - температура окружающего воздуха, °C; при отсутствии специальных указаний принимается равной 20 °C; K_T - коэффициент теплопередачи корпуса, Вт / (м²·°C); при естественном охлаждении в зависимости от циркуляции воздуха в помещении и смазки в масляной ванне $K_T = (10...17)$ Вт / (м²·°C), большие значения K_T следует принимать при хорошей циркуляции воздуха, незагрязненной поверхности корпуса, отсутствии внутри его ребер, препятствующих подвижности смазки, интенсивной циркуляции и малой вязкости смазки; A - площадь свободной поверхности охлаждения корпуса, включая 70% площади поверхности ребер и бобышек, м² (табл.4.15); ψ - коэффициент, учитывающий теплоотвод в раму или плиту фундамента; при прилегании корпуса по большой поверхности металлического основания $\psi = 0,3$; при бетонном основании $\psi = 0$;

$\beta = t_{ч.цикл} / (\sum_i \frac{P_i}{P_{max}} t_{чi})$ - коэффициент, учитывающий уменьшение тепловыделения в едини-

цу времени цикла работы червячной передачи за счет перерывов и снижения нагрузки; $t_{ч.цикл}$ - продолжительность цикла; P_i и $t_{чi}$ - мощность и продолжительность i -ой ступени нагружения. Для передач, работающих в непрерывном режиме, $\beta=1$.

Наибольшее значение рабочей температуры смазки t_p , полученное расчетом, не должно превышать $[t_{max}] = 80...90^\circ\text{C}$ ($[t_{max}]_{пред} = 110^\circ\text{C}$).

II. Для тяжело нагруженных червячных передач, работающих с длительными остановками, во время которых корпус успевает остыть, по формуле (4.31) определяется допустимое время непрерывной работы (час) - до достижения смазкой предельной температуры $[t]_{max}$:

$$t_{ч} = \frac{(G_p C_p + G_M C_M)([t_{max}] - t_o)}{3,6[1000(1 - \eta_{чep})P_1 - K_T A(1 + \psi)t_{cp}]}, \quad (4.31)$$

где G_M и G_p - соответственно масса редуктора и смазки в масляной ванне, кг; C_p - удельная теплоемкость металла, $C_p = 0,5 \text{ кДж/(кг} \cdot ^\circ\text{C)}$; C_M - удельная теплоемкость смазки, $C_M = 1,67 \text{ кДж/(кг} \cdot ^\circ\text{C)}$; t_{cp} - средняя избыточная температура смазки, $^\circ\text{C}$; $t_{cp} = 0,5([t_{max}] - t_o)$.

Если рабочая температура смазки $t_p > [t_{max}]$ или время $t_{ч}$ не удовлетворяет условию эксплуатации, то должен быть предусмотрен соответствующий отвод избыточного тепла. Это достигается путем оребрения корпуса редуктора (если это ранее не предусматривалось конструкцией) или применения искусственного (воздушного или водяного) охлаждения.

III. При наличии вентилятора у червячных редукторов, работающих в непрерывном или повторно-кратковременном режиме, рабочая температура смазки t_p определяется по формуле

$$t_p = t_o + \frac{10^3(1 - \eta_{чep})P_1}{[K_T(A - A_B)(1 + \psi) + K_{T.B.} \cdot A_B]\beta}, \quad (4.32)$$

где A_B - площадь части поверхности корпуса, обдуваемая вентилятором, м^2 ; $K_{T.B.}$ - коэффициент теплопередачи части поверхности корпуса, обдуваемой вентилятором, $\text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, выбирается в зависимости от частоты вращения вала вентилятора: при $n_6 = 750; 1000; 1500; 3000 \text{ мин}^{-1}$ соответственно $K_{T.B.} = 17; 21; 29; 40 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

Если охлаждение вентилятором недостаточно эффективно, то следует применять водяное охлаждение.

Коэффициент теплопередачи от поверхности труб с охлаждающей жидкостью составляет $100...200 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

4.10. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

При заданном вращающем моменте на червячном колесе T_2 , Нм, окружная сила на червячном колесе или осевая сила на червяке, Н

$$F_{t_2} = F_{x_1} = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_2}. \quad (4.33)$$

Осевая сила на колесе или окружная сила на червяке, Н

$$F_{x_2} = F_{t_1} = F_{t_2} \operatorname{tg}(\gamma_w + \rho'), \quad (4.34)$$

где ρ' и γ_w определяются по табл. 4.4 и 4.12.

Радиальная сила на колесе и червяке, Н

$$F_{r_2} = F_{r_1} = F_{t_2} \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma_w}, \quad (4.35)$$

где $\alpha = \alpha_n = 20^\circ$.

Для передач с архимедовым червяком

$$F_{r_2} = F_{r_1} = F_{t_2} \operatorname{tg} \alpha, \quad (4.36)$$

где $\alpha = \alpha_x = 20^\circ$.

В табл. 4.16 показаны векторы сил, действующих в элементах червячной передачи, в зависимости от исполнения червяка (правый или левый) и направления его вращения.

Таблица 4.15

Площадь поверхности охлаждения корпуса (без учета ребер и бобышек)

Межосевое расстояние a_w , мм	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280
A , м ²	0,19	0,24	0,36	0,43	0,54	0,67	0,8	1,0	1,2	1,4

Таблица 4.16

Силы, действующие в червячной передаче

Исполнение червяка	Направление вращения		Векторы сил в червячной передаче	
	червяка	колеса		
Правый	По часовой стрелке (эскиз а)	По часовой стрелке (эскиз а)		
	Против часовой стрелки (эскиз б)	Против часовой стрелки (эскиз б)		
Левый	По часовой стрелке (эскиз в)	Против часовой стрелки (эскиз в)		
	Против часовой стрелки (эскиз з)	По часовой стрелке (эскиз з)		
Примечание. Сплошными линиями показаны силы, действующие на червяк, пунктирными – на колесо.				

ГЛАВА 5 ПЕРЕДАЧИ ВИНТ-ГАЙКА

5.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Передачи винт-гайка служат для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот с помощью винтового механизма; позволяют получить значительные осевые усилия при малом вращающем моменте, обеспечивают большую точность и плавность перемещений, имеют относительно небольшие габаритные размеры и массу.

По назначению передачи подразделяют на силовые и кинематические.

Передачи винт-гайка по характеру движения подразделяются:

на передачи с вращающимся винтом и ведомой, поступательно движущейся гайкой (наиболее распространенный случай) - обычно используются как силовые передачи при больших перемещениях;

на передачи с вращающимся винтом, совершающим одновременно осевое перемещение при неподвижной гайке - используются при незначительных перемещениях;

на передачи с вращающейся гайкой и ведомым, поступательно перемещающимся винтом - используются при небольших перемещениях и значительных осевых силах на винте.

В некоторых случаях применяют передачи дифференциального типа с вращением винта и гайки, что позволяет осуществить привод и сложение движений от двух двигателей, например в силовых столах агрегатных станков.

Передачи винт-гайка по виду трения делятся на передачи скольжения и качения.

Передачи винт-гайка скольжения при значительной несущей способности и небольших габаритных размерах конструктивно просты и технологичны в изготовлении, позволяют обеспечить высокую точность шага резьбы.

При однозаходной резьбе такие передачи обеспечивают самоторможение, что важно для установочных движений под нагрузкой и вертикальных перемещений с целью более надежной фиксации подвижного узла машин.

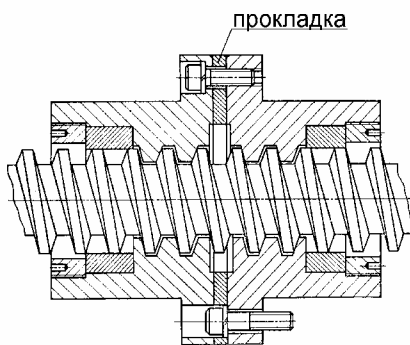


Рис. 5.1. Передача винт-гайка
скольжения

Недостатками передач винт-гайка скольжения являются наличие смешанного трения и связанные с ним изнашивание и снижение КПД, а также невозможность использования ее при высоких скоростях поступательного движения гайки или винта, так как относительная скорость скольжения витков гайки и винта в 10...40 раз превышает скорость осевого перемещения, что ведет к повышенному износу и перегреву механизма. При однозаходных резьбах КПД передачи составляет 0,25...0,4.

На рис. 5.1 показана конструктивная схема винтового механизма скольжения, в котором компенсация зазоров в резьбе обеспечивается

относительным смещением двух гаек, одна из которых неподвижно прикреплена к перемещаемому узлу, а другая смещается в осевом направлении за счет изменения толщины прокладки, установленной между фланцами гаек. В процессе эксплуатации при изнашивании резьб гаек и винта необходимо периодически производить регулирование передачи с целью выборки зазоров.

В передачах винт-гайка качения между гайкой и винтом находятся тела качения, через которые передаются усилия между ними.

Основными достоинствами передач качения являются: высокий КПД (до 0,9) и малые потери на трение, что очень важно для передач, работающих с частыми остановками и пус-

ками; малая изнашиваемость, а следовательно, длительное сохранение точности и равномерности поступательного движения; малое тепловыделение, снижающее температурные деформации винта; возможность полного устранения зазора и создание натяга, обеспечивающего высокую осевую жесткость и точность в области макро- и микроперемещений; почти полная независимость силы трения от скорости и весьма малое трение покоя, что способствует обеспечению высокой кинематической чувствительности и устойчивости (равномерности) движения; надежная работа в широком диапазоне температур.

К недостаткам передач винт-гайка качения относятся: сложность изготовления и высокая стоимость; несколько пониженная демпфирующая способность.

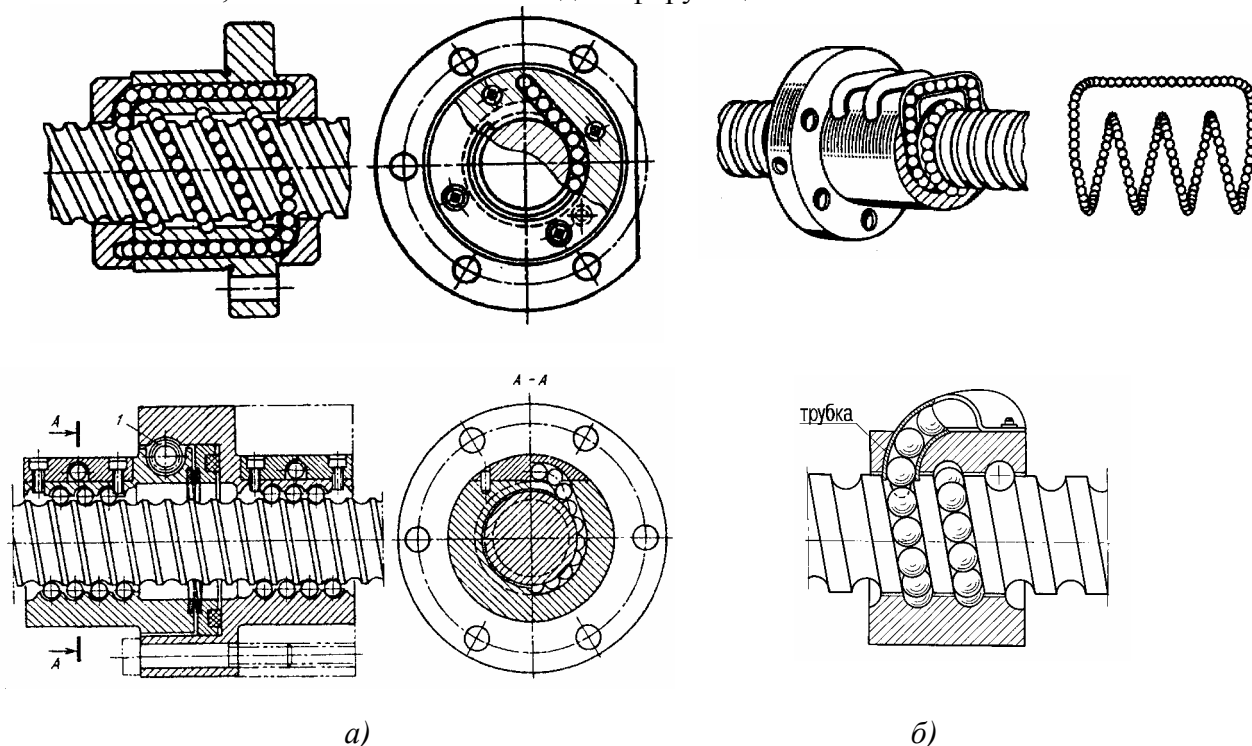


Рис. 5.2. Передача винт-гайка качения с возвратом тел качения вне зоны резьбы

Основное применение из передач винт-гайка качения имеют шариковые винтовые передачи - ШВП (рис. 5.2 и 5.3), в которых комплект шариков располагается в винтовых канавках винта и гайки и непрерывно циркулирует через устройство возврата при вращении винта в направлении его поступательного движения. Как и в шарикоподшипниках, шарики имеют линейную скорость V_0 в 2 раза меньшую, чем винт V_g (рис. 5.4), что обеспечивает их выкачивание из гайки.

Устройства возврата (перепуска) шариков могут быть сведены к двум основным вариантам. В первом варианте шарики при возврате выводятся из контактирования с поверхностью винта и направляются по каналу возврата, расположенному в теле гайки или в ее крышке (рис. 5.2,а), либо в виде изогнутой трубки (рис. 5.2,б), закрепленной на наружной поверхности гайки и замыкающей 1,5; 2,5 или 3,5 витка резьбы.

Во втором варианте шарики при возврате не выводятся каналом возврата из контактирования с поверхностью винта, а направляются из впадины одного витка во впадину соседнего, куда они попадают, переваливаясь через выступ резьбы винта (рис. 5.3). При этом канал возврата шариков, соединяющий два соседних витка резьбы, выполняют в специальном вкладыше, который вставляется в окна гайки. В гайке обычно выполняют три, четыре или шесть окон, расположенных соответственно под углом 120° , 90° и 60° , причем шарики разделяются на такое же количество независимо циркулирующих групп. Недостатком конструкции является невозможность осуществления передачи с многозаходной резьбой.

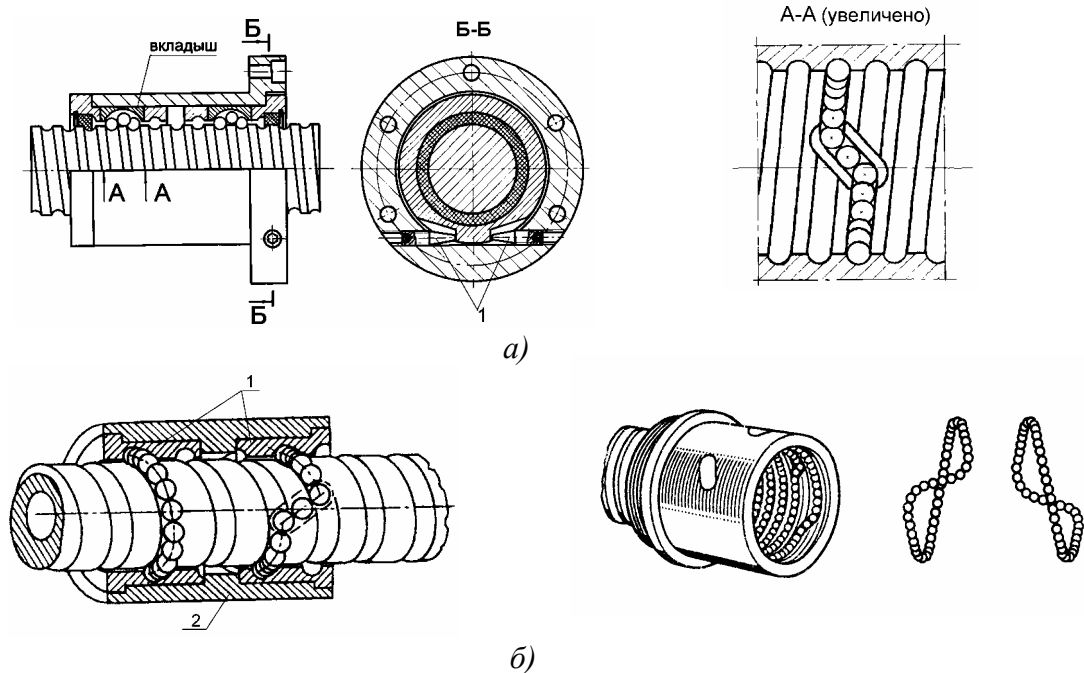


Рис. 5.3. Передача винт-гайка качения с возвратом тел качения в зоне резьбы

В передачах винт-гайка качения используются в основном два способа устранения зазора и создания натяга за счет регулирования взаимного расположения двух гаек. При первом способе регулируется относительное осевое расположение гаек при неизменном угловом за счет изменения толщины прокладки, расположенной между гайками (рис. 5.5,а).

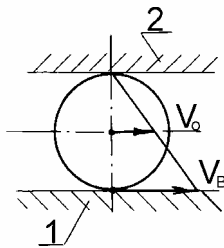


Рис. 5.4. Кинематическое соотношение скоростей

При втором способе регулируется относительное угловое расположение гаек, когда одна из них стремится повернуться относительно другой (неподвижной) под действием пружины 1 (рис. 5.2,а), либо за счет поворота одной из гаек относительно другой на небольшой угол винтами 1, расположенными во фланце корпуса (рис. 5.3,а). В первой конструкции обеспечивается самоторможение передачи (при действии осевой нагрузки только одного направления) за счет поворота подвижной гайки в обратную сторону и создания расклинивающего натяга.

В ШВП, изображенной на рис.5.3,б, регулирование зазора так же производится угловым перемещением гаек. В этой конструкции гайки 1 снабжены зубчатыми венцами, входящими в соответствующие внутренние зубчатые венцы стакана 2. Число зубьев венцов различается на единицу, благодаря чему можно производить поворот одной гайки относительно другой на весьма малый угол. Так, например, если числа зубьев венцов равны 104 и 105, то поворот обеих гаек в одну сторону на один зуб приводит к их относительному угловому перемещению на $\frac{1}{104} - \frac{1}{105} = \frac{1}{10920}$ часть окружности. Это соответствует осевому сближению

профилей резьбы гаек в одном сечении при шаге резьбы, например, 8 мм на 0,72 мкм. Возникающие силы натяга воспринимаются внутренним буртом стакана, в который упираются торцы гаек. Сборка стакана, гаек и шариков производится на гладком валике, насаженном на шейку винта, затем весь собранный узел навинчивается на винт. Преимущества этой конструкции – в возможности весьма тонкого регулирования натяга и высокой жесткости вследствие отсутствия болтовых соединений.

Натяг в передаче может быть обеспечен и при ее исполнении с единой гайкой при условии, что резьбовые канавки в каждой из ее половин выполнены со смещением по шагу на Δp (рис. 5.5,б).

В случае, когда передача воспринимает большие осевые нагрузки в обе стороны и должна обеспечивать высокую жесткость, применяется первый способ.

Наиболее характерные области применения передач винт-гайка: металлорежущие станки (приводы подач); винтовые прессы; летательные аппараты (органы управления самолетов); промышленные роботы (приводы исполнительных движений); точные перемещения (измерительные машины, приборы, станки), механизмы рулевого управления автомобилей, установочные перемещения для настройки и регулировки машин, домкраты.

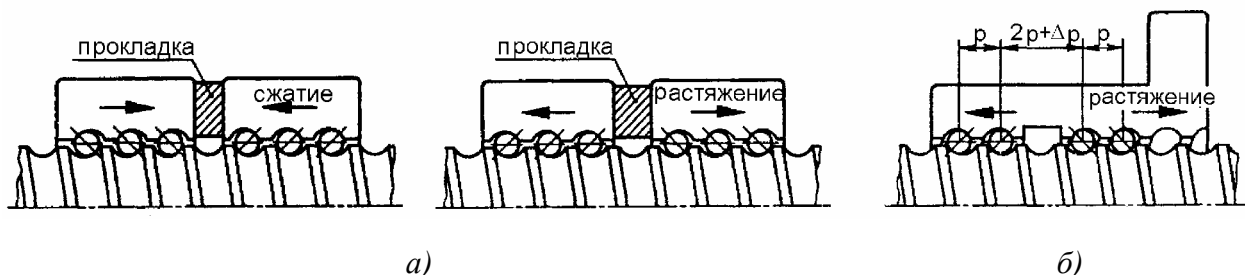


Рис. 5.5. Способы регулирования зазора

5.2. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПЕРЕДАЧ ВИНТ-ГАЙКА

5.2.1. Передачи винт-гайка скольжения

В передачах винт-гайка скольжения обычно используется трапецеидальная резьба, т.к. она имеет относительно малые потери на трение (по сравнению с метрической треугольной), обладает высокой прочностью витков и технологичностью изготовления.

Резьба характеризуется (рис.5.1): наружным $d(D)$, внутренним $d_1(D_1)$ и средним $d_2(D_2)$ диаметрами (d относится к винту, D - к гайке); H_z - высотой гайки; шагом резьбы p ; рабочей высотой профиля h' ; углом профиля α ; числом заходов z ; ходом резьбы $p_z = p \cdot z$; углом подъема резьбы ψ . Для трапецеидальной резьбы профиль и основные ее размеры стандартизованы: $\alpha = 30^\circ$; $h' = 0,5p$; $d_2 = d - 0,5p$; $d_{\min} = 8$ мм; $p_{\min} = 1,5$ мм.

Угол подъема винтовой линии резьбы

$$\psi = \arctg(pz/\pi d_2). \quad (5.1)$$

При проектировании передач задают величину перемещений гайки и винта L (мм) и время перемещения t (с).

Зависимость между перемещением, временем, частотой вращения винта (мин^{-1}) и параметрами резьбы имеет вид

$$L = pzn_g t / 60, \quad (5.2)$$

а поступательная скорость перемещения гайки (мм/с)

$$V = pzn_g / 60. \quad (5.3)$$

Формула (5.2) может быть использована для выбора p и z и для определения n_g при выбранных p и z .

Трапецеидальную резьбу в основном диапазоне диаметров выполняют мелкой, средней или крупной. Мелкая резьба служит для осуществления малых и точных перемещений, т.к. обладает большей редукцией. Крупную резьбу применяют в тяжело нагруженных передачах.

Недостатком прецизионных передач с трапецеидальной резьбой является возникновение погрешностей шага, вызванных радиальным биением ходового винта и поперечными колебаниями от прогиба под действием собственного веса. В связи с этим применяют резьбы с меньшим углом профиля ($10^\circ \dots 20^\circ$).

Для точных винтов делительных и измерительных машин применяются треугольные резьбы с углом профиля 30° или 60° , которые могут быть изготовлены с малым шагом.

Для винтов, подверженных большим односторонним осевым нагрузкам, например, в прессах, нажимных устройствах прокатных станков, применяют упорную резьбу.

Для повышения КПД передач винт-гайка скольжения угол подъема резьбы ψ стараются выбирать более 6° за счет увеличения шага передачи.

5.2.2. Передача винт-гайка качения

В передачах винт-гайка качения получили распространение следующие профили резьбы винта и гайки: полукруглый (рис. 5.6,а), арочный с двухточечным контактом (рис. 5.6,б), арочный с четырехточечным контактом (рис. 5.6,в). Профиль резьбы задают в нормальном сечении, перпендикулярном винтовой линии, проходящей через центры шариков. Диаметр шариков обычно $d_{ш} = 0,6p$. По аналогии с шарикоподшипниками соотношение радиусов шарика и профиля канавок для полукруглого и арочного с двухточечным контактом профилей $r_{ш}/r_n = 0,95...0,97$. Для арочного профиля с четырехточечным контактом $r_{ш}/r_n = 0,83...0,87$ из-за резкого возрастания сил трения при увеличении натяга.

Угол контакта в большинстве случаев $\alpha_k = 45...50^\circ$. С увеличением угла контакта повышается нагрузочная способность и жесткость передачи, а также снижаются потери на трение.

В станкостроении получили распространение профили с двухточечным контактом, обеспечивающие наименьшее изнашивание передачи. Применение четырехточечного контакта позволяет осуществить передачу без зазора (рулевое управление автомобилей). Арочный профиль с двухточечным контактом более удобен для измерения, чем полукруглый, и обеспечивает точное положение шариков при входе их в рабочую зону, что повышает плавность работы.

Прямолинейный профиль резьбы (треугольный, трапециевидный) является наиболее технологичным, но значительно уступает по нагрузочной способности криволинейному.

В табл. 5.1 приведены значения среднего диаметра резьбы d_0 , внутреннего диаметра резьбы винта d_1 , наружного диаметра резьбы гайки D_1 , диаметра шариков $d_{ш}$, шага p , радиуса профиля канавок в винте и гайке r_n (рис. 5.6) и угол подъема винтовой линии по среднему диаметру ψ .

Таблица 5.1

Геометрические параметры передачи винт-гайка качения

d_0 , мм	d_1 , мм	D_1 , мм	$d_{ш}$, мм	p , мм	r_n , мм	ψ
10	6,98	13,02	3,000	4,0	1,54	$7^\circ 19'$
17	13,80	20,20	3,175	5,0	1,68	$5^\circ 22'$
20	16,80	23,20	3,175	5,0	1,68	$4^\circ 33'$
22	18,80	25,20	3,175	5,0	1,68	$4^\circ 08'$
25	21,80	28,20	3,175	5,0	1,68	$5^\circ 06'$
30	25,20	34,80	4,763	7,0	2,45	$4^\circ 15'$
36	31,20	40,80	4,763	7,0	2,45	$3^\circ 32'$
36	29,60	42,40	6,350	8,5	3,27	$4^\circ 18'$
40	33,60	46,40	6,350	8,5	3,27	$3^\circ 52'$
40	33,60	46,40	6,350	10,0	3,27	$4^\circ 33'$
40	32,20	44,80	4,763	7,0	2,45	$3^\circ 11'$
45	40,20	49,80	4,763	7,0	2,45	$2^\circ 50'$
45	38,60	51,40	6,350	7,0	2,45	$3^\circ 26'$
50	43,60	56,40	6,350	8,5	3,27	$3^\circ 06'$
50	41,93	58,07	8,000	12,0	4,12	$4^\circ 22'$
55	48,60	61,40	6,350	10,0	3,27	$3^\circ 19'$
55	47,79	62,21	7,144	12,0	3,68	$3^\circ 58'$
60	53,60	66,40	6,350	10,0	3,27	$3^\circ 02'$

Диаметр отверстия в гайке D и наружный диаметр резьбы винта d находятся по формулам

$$D = D_1 - 2h \quad ; \quad d = d_1 + 2h, \quad (5.4)$$

где h - глубина профиля резьбы у винта и гайки, $h = (0,3...0,35)d_{ш}$; меньшие значения h принимают при небольших осевых нагрузках, большие - для передач со значительными осевыми усилиями.

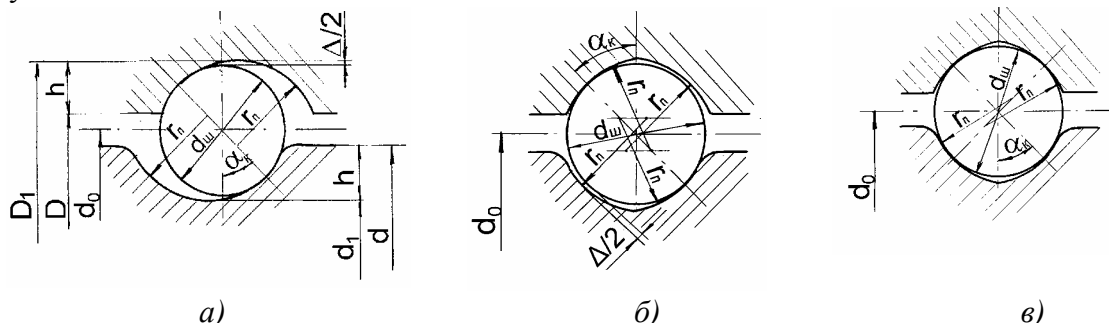


Рис. 5.6. Профили резьбы винта и гайки шариковых винтовых передач

5.3. ПОТЕРИ МОЩНОСТИ. КПД. СМАЗКА

Потери на трение между винтом и гайкой являются основным фактором, определяющим КПД винтового механизма.

КПД передачи изменяется в зависимости от направления силового потока. В случае преобразования вращательного движения в поступательное

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \rho')}; \quad (5.5)$$

для передачи, преобразующей поступательное движение во вращательное

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\psi - \rho')}{\operatorname{tg} \psi}, \quad (5.6)$$

где ψ - угол подъема винтовой линии резьбы, ф-ла (5.1); $\rho' = \operatorname{arctg}(f')$ - приведенный угол трения; f' - приведенный коэффициент трения.

Для передач скольжения $f' = f / \cos \alpha / 2$, где $f = 0,1...0,2$ - коэффициент трения скольжения; α - угол профиля. Для шариковых винтовых передач $f' = K / (r_{ш} \sin \alpha_k)$, где K - коэффициент трения качения, в среднем для стальных закаленных шлифованных поверхностей $K = 0,002$ мм, для закаленных шариков, перекатывающихся по незакаленной поверхности $K = 0,005$ мм; для незакаленных поверхностей $K = 0,01$ мм; $r_{ш}$ - радиус шарика, мм; α_k - угол контакта шариков, $\alpha_k = 45...50^\circ$.

Примерные кривые изменения КПД винтовых передач при преобразовании вращательного движения в поступательное приведены на рис. 5.7, откуда следует, что КПД шариковых винтовых передач значительно выше КПД передач скольжения.

Условие самоторможения для передачи скольжения - $\psi \leq \rho'$ выполняется только в винтовых передачах с однозаходными резьбами.

Для передач винт-гайка скольжения в качестве смазки используются ЦИАТИМ-203 или ЦИАТИМ-221. Для ШВП чаще всего применяется ЦИАТИМ-201, ЦИАТИМ-202, а при $v > 1,5 \text{ м/с}$ – Литол-24. С повышением нагрузки вязкость смазки должна возрастать. Жидкие смазки более стабильны, чем пластичные и лучше проявляют себя при высоких скоростях качения.

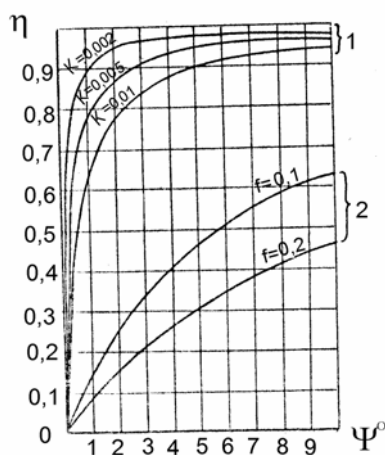


Рис. 5.7. КПД передач винт-гайка: 1 - передачи винт-гайка качения (шариковые); 2 - передачи винт-гайка скольжения

5.4. ВИДЫ РАЗРУШЕНИЯ И КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ

Основная причина нарушения режима работы передачи винт-гайка скольжения - изнашивание элементов резьбы. В передачах качения возникает разрушение рабочих поверхностей винта, гайки и шариков. При перегрузках в гайках возможны срез или пластические деформации витков.

Критериями работоспособности передач винт-гайка скольжения являются износостойкость, а передач качения - статическая контактная прочность и долговечность (динамическая грузоподъемность).

Кроме того, эти передачи рассчитываются на устойчивость и определение критической частоты вращения.

5.5. МАТЕРИАЛЫ И ТЕРМООБРАБОТКА

5.5.1. Передача винт-гайка скольжения

Поскольку точность винтовой передачи скольжения определяется в основном винтом (износ гайки мало влияет на ее кинематическую точность), материал ходового винта должен обеспечивать длительное сохранение точности, что достигается его высокой поверхностной твердостью. Материалы ходового винта и гайки выбирают в зависимости от назначения винтовой пары, класса ее точности и требуемой термообработки.

Для винтов применяют азотируемые стали 40ХФА, 18ХГТ, которые после азотирования на глубину 0,3...0,4 мм при твердости 53...58 HRC обеспечивают высокую износостойкость и стабильность размеров; высокоуглеродистые стали 8ХВ, ХВГ, 7ХГ2ВМ, У10А, У12А, подвергаемые объемной или поверхностной закалке с нагревом токами высокой частоты (ТВЧ) до твердости 50...60 HRC; среднеуглеродистые стали 45, 50, 65Г, 40ХН или А45, А50, А40Г с содержанием свинца 0,15...0,5% для лучшей обрабатываемости.

Для уменьшения потерь на трение гайки выполняют из антифрикционных материалов: оловянных бронз БрО10Ф1, БрО6Ц6С3 - при окружных скоростях $v = 0,2...0,25 \text{ м/с}$; безоловянных бронз БрА9Ж4, БрА10Ж3Мц1,5 - при $v < 0,2 \text{ м/с}$, а для неответственных передач - антифрикционных чугунов.

Гайки больших и средних диаметров в целях экономии бронзы выполняют биметаллическими (из стального корпуса и центробежным способом залитой бронзы, на которой затем нарезают резьбу).

5.5.2. Передача винт-гайка качения

Твердость контактирующих поверхностей резьбы винта и гайки и тел качения определяет нагрузочную способность и долговечность шариковых винтовых передач (ШВП). Она должна быть не ниже 58...60 HRC. В случае поверхностного упрочнения (азотирования, объемной закалки после цементации или закалки ТВЧ) толщина упрочненного слоя должна быть достаточной для восприятия высоких контактных давлений.

Винты изготавливают из сталей ХВГ и 7ХГ2ВМ с объемной закалкой, 8ХВ с закалкой при индукционном нагреве и 20Х3МВФ с азотированием поверхности.

Для гаек применяются инструментальные и шарикоподшипниковые стали 9ХС, ШХ15 с объемной закалкой и цементуемые стали 18ХГТ, 12ХН3А, 18ХНВА и др.

Шарики обычно изготавливаются из стали ШХ15, ШХ15СГ. Твердость поверхности шариков должна быть не ниже 63 HRC.

5.6. РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ ВИНТ-ГАЙКА СКОЛЬЖЕНИЯ

5.6.1. Проектировочный расчет

По условию износостойкости средний диаметр резьбы

$$d_2 = \sqrt{\frac{2F_x}{\pi\gamma|q|}}, \text{ мм}, \quad (5.7)$$

где F_x - осевое усилие на гайке или винте, Н; $\gamma = H_c/d_2$ - коэффициент высоты гайки, из конструктивных соображений $\gamma = 1,2...2$ - для целых и $\gamma = 2,5...3,5$ - для разъемных и сдвоенных гаек; большие значения γ назначаются для резьб малых диаметров; $|q|$ - допускаемое давление, МПа.

При трении закаленной стали по бронзе $|q| = 10...13$ МПа; при трении незакаленной стали по бронзе $|q| = 7...10$ МПа, по чугуноу $|q| = 5$ МПа. Для винтов нажимных устройств прокатных станков $|q| = 15...20$ МПа; для точных винтовых передач $|q| = 3...12$ МПа в зависимости от требуемой точности. Если изнашиваемость резьбы в процессе работы передачи необходимо уменьшить, то принимают $|q| = 4...6$ МПа.

По предварительному значению среднего диаметра резьбы d_2 по ГОСТу находят размеры всех параметров резьбы: $d(D)$; $d_1(D_1)$; $d_2(D_2)$; H_c ; p ; ψ .

5.6.2. Проверочный расчет

Износостойкость резьбы проверяется по формуле

$$q = \frac{2F_x}{\pi d_2 H_c} \leq |q|. \quad (5.8)$$

Прочность витков резьбы гайки на срез

$$\tau_{cp} = \frac{F_x}{\pi D \xi H_c} \leq |\tau|_{cp}, \quad (5.9)$$

где ξ - коэффициент полноты резьбы, для трапецеидальной резьбы $\xi = 0,65$; $|\tau|_{cp}$ - допускаемое напряжение на срез резьбы гайки, МПа; $|\tau|_{cp} = (0,2 \dots 0,3) \sigma_T$; σ_T - предел текучести, МПа.

При числе циклов нагружения $N \leq 10^3$ стержень винта рассчитывается по формуле

$$\sigma_{эkv} = \sqrt{\sigma_{p(cж)}^2 + 3\tau_k^2} \leq |\sigma|_p, \quad (5.10)$$

$$\text{где } \sigma_{p(cж)} = \frac{4F_x}{\pi d_1^2}; \quad \tau_k = \frac{0,5F_x d_2 \operatorname{tg}(\psi + \rho')}{0,2d_1^3}; \quad (5.11)$$

$|\sigma_p| = \sigma_T / 2$ - допускаемое напряжение на растяжение винта, МПа.

При $N \geq 10^4 \dots 10^5$ коэффициент запаса прочности винта в опасном сечении

$$s = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq |s|. \quad (5.12)$$

Здесь n_σ и n_τ - коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{p(cж)}}; \quad s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_k}, \quad (5.13)$$

где $\sigma_{p(cж)}$; τ_k - ф-лы (5.11); σ_{-1} ; τ_{-1} - пределы выносливости при симметричном цикле; $|s|$ - допускаемый коэффициент запаса прочности, $|s| = 1,3 \dots 1,5$.

Проверка на продольную устойчивость проводится по формуле

$$s_y = F_{xkp} / F_x \geq |s_y|, \quad (5.14)$$

где F_{xkp} - осевая критическая сила, Н; $|s_y|$ - допускаемый коэффициент запаса устойчивости (табл. 5.2).

Таблица 5.2

Допускаемый коэффициент запаса устойчивости $|s_y|$

Конструкция винта	$ s_y $
Для вертикальных винтов при отсутствии поперечной силы	2,5...3
Для вертикальных винтов при действии поперечной силы	3...4
Для горизонтальных винтов	3,5...5
Для винторезных и фрезерных станков	3...4

Осевая критическая сила при $\lambda = \frac{4\mu \cdot l}{d_1} \geq \lambda_{np}$ определяется выражением

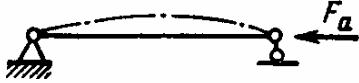
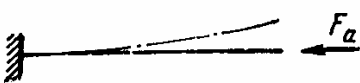
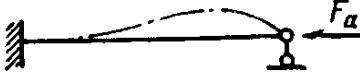
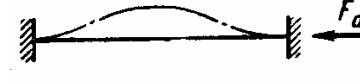
$$F_{xkp} = \pi^2 E J / (\mu l)^2, \quad (5.15)$$

где E - модуль упругости материала винта, МПа; J - приведенный момент инерции сечения винта, мм^4 , $J = (\pi d_1^4 / 64)(0,4 + 0,6d / d_1)$; μ - коэффициент приведения длины винта, за-

висящий от условий закрепления винта (табл. 5.3); l - длина сжатого участка винта (максимальное расстояние между гайкой и опорой), мм; λ и λ_{np} - гибкость и предельная гибкость винта, для углеродистых и легированных сталей $\lambda_{np} \approx 90^\circ$.

Таблица 5.3

Коэффициент приведения длины винта μ

Схема закрепления	μ	Схема закрепления	μ
	1		2
	0,71		0,5
Примечание. Опоры скольжения при $l/d_1 \leq 2$ и опоры качения с одним подшипником эквивалентны шарнирной опоре; гайки с опорой рассматриваются как заделка.			

Для винтов любой гибкости ($\lambda \geq \lambda_{np}$) возможно использование объединенного условия прочности и устойчивости

$$4F_x / (\pi d_1^2) \leq |\sigma|_{\tilde{n}\tilde{a}\tilde{e}} \varphi_y, \quad (5.16)$$

где $|\sigma|_{\tilde{n}\tilde{a}\tilde{e}} = \sigma_{\dot{o}} / 3$ - допускаемое напряжение сжатия для винтов передач, МПа; φ_y - коэффициент понижения допускаемых напряжений, выбираемый в зависимости от параметра гибкости (табл. 5.4).

Таблица 5.4

Коэффициент понижения допускаемых напряжений φ_y

λ	10	20	30	50	60	80	100	120	140	160
φ_y	0,98	0,95	0,91	0,86	0,82	0,70	0,52	0,37	0,29	0,24

5.7. РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ ВИНТ-ГАЙКА КАЧЕНИЯ

5.7.1. Проектировочный расчет

Внутренний диаметр резьбы винта d_1 (мм) из условия его устойчивости определяется по формуле

$$d_1 = 1,24 \sqrt[4]{F_x |s_y| (\mu l)^2 / E} \geq \frac{l}{25}, \quad (5.17)$$

где F_x - осевое усилие на гайке или винте, Н; μ - коэффициент приведения длины винта (табл. 5.3); l - длина сжатого участка винта (максимальное расстояние между гайкой и опорой), мм; E - модуль упругости материала винта, МПа; $|s_y|$ - допускаемый коэффициент запаса устойчивости (табл. 5.2).

В зависимости от значения d_1 диаметр шарика $d_{ш}$, шаг резьбы p , средний диаметр резьбы d_0 , наружный диаметр резьбы гайки D_1 , радиус профиля желоба канавок в винте и гайке r_n , угол подъема винтовой линии на среднем диаметре ψ выбираются по табл. 5.1, а диаметр отверстия в гайке D и наружный диаметр резьбы винта d определяются по формулам (5.4).

Статическая грузоподъемность по условию контактной прочности передачи винт-гайка качения при выбранных диаметрах ходового винта и шарика зависит от числа шариков, одновременно воспринимающих нагрузку, и от твердости контактирующих поверхностей резьбы и шарика. Потребное число рабочих шариков определяется зависимостью

$$z = \frac{F_x}{|F_n| K_{\text{ш}} \sin \alpha_k \cos \psi}, \quad (5.18)$$

В этой зависимости $K_{\text{ш}}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между шариками, $K_{\text{ш}} = 0,7 \dots 0,8$; α_k - угол контакта шариков; ψ - угол подъема винтовой линии на среднем диаметре; $|F_n|$ - допускаемая нагрузка на шарик по нормали к поверхности контакта

$$|F_n| = \frac{d_{\text{ш}}^2 r_n^2 \sigma_{\text{нр}}^3}{\beta^3 E_{\text{нр}}^2 (2r_n - d_{\text{ш}})^2}, \quad (5.19)$$

где $d_{\text{ш}}$ - диаметр шарика, мм; r_n - радиус профиля канавок в винте и гайке, мм; $E_{\text{нр}}$ - приведенный модуль упругости материалов шарика и ходового винта, МПа; β - коэффициент, определяемый в зависимости от параметра $\chi = \frac{2r_n(d_{\text{ш}} \cos \alpha_k + d_1)}{d_1(2r_n - d_{\text{ш}})}$ по табл.5.5;

Таблица 5.5

Значения коэффициента β

χ	1	2	3	4	5	7	10	20	30	40	50	70	100
β	0,36	0,47	0,53	0,60	0,67	0,82	0,97	1,20	1,45	1,60	1,80	2,10	2,30

$\sigma_{\text{нр}}$ - допускаемые контактные напряжения, МПа: при твердости соприкасающихся поверхностей более 60 HRC при длительной работе $\sigma_{\text{нр}} = 2500 \dots 3500$ МПа; при кратковременной работе $\sigma_{\text{нр}} \leq 5000$ МПа; при твердости менее 60 HRC принятое значение $\sigma_{\text{нр}}$ следует уменьшить, умножая его на коэффициент K_T , зависящий от твердости (табл. 5.6).

Таблица 5.6

Значения коэффициента K_T

HRC	29	35	40	45	49	54	58	62
K_T	0,38	0,415	0,5	0,6	0,69	0,79	0,89	1

Минимальное число рабочих витков в гайке

$$i_{\text{мин}} = z d_{\text{ш}} \cos \psi / \pi d_0. \quad (5.20)$$

В шарико-винтовых передачах из условия равномерности нагружения общее число рабочих шариков для каждой замкнутой цепи не должно превышать 125, а максимальный путь, проходимый шариками под нагрузкой, не должен превышать четырех витков резьбы. При $z > 125$ следует увеличить диаметр винта и шарика.

Общее число витков в гайке - $i_{\text{общ}}$ зависит от числа рабочих витков - $i_{\text{мин}}$, т.е.

$$\begin{array}{cccc} i_{\text{мин}} & 1,5 & 2,5 & 3,5 & 4 \\ i_{\text{общ}} & 3 & 4,5 & 5,5 & 6 \end{array}$$

Высота гайки определяется по формуле

$$H_z = [i_{\text{общ}} + (1 \dots 1,5)] p. \quad (5.21)$$

Приведенные зависимости применимы для расчета как однозаходной, так и многозаходной резьбы.

При частоте вращения винта или гайки $n \geq 10 \text{ мин}^{-1}$ шариковая винтовая передача рассчитывается также на долговечность (динамическую грузоподъемность) по эквивалентной нагрузке $F_{x \text{ экв}}$ и эквивалентной частоте вращения $n_{\text{экв}}$, определяемых зависимостями:

$$F_{x \text{ экв}} = \sqrt[3]{\frac{F_{x1}^3 n_1 t_1 + F_{x2}^3 n_2 t_2 + \dots + F_{xi}^3 n_i t_i}{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots + n_i t_i}}; \quad (5.22)$$

$$n_{\text{экв}} = \frac{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots + n_i t_i}{t_1 + t_2 + \dots + t_i}, \quad (5.23)$$

где $F_{x1}; F_{x2}; \dots; F_{xi}$ - осевые нагрузки, действующие на передачу, Н; $n_1; n_2; \dots; n_i$ - частоты вращения винта или гайки, мин^{-1} ; $t_1; t_2; \dots; t_i$ - продолжительность действия нагрузок, выраженная в процентах ($t_1 + t_2 + \dots + t_i = 100\%$).

Если нагрузка на передачу при эксплуатации изменяется по линейному закону от $F_{x \text{ min}}$ до $F_{x \text{ max}}$, то эквивалентная нагрузка

$$F_{x \text{ экв}} = \frac{F_{x \text{ min}} + 2F_{x \text{ max}}}{3}. \quad (5.24)$$

Из условия динамической грузоподъемности число рабочих шариков определяется зависимостью

$$z = \left(\frac{C_{\text{номп}}}{f_c d_u^{1,8}} \right)^{1,45} / \cos \alpha_k. \quad (5.25)$$

В этой зависимости $C_{\text{номп}}$ - потребная динамическая грузоподъемность, Н

$$C_{\text{номп}} = \frac{f_h f_w}{f_n f_H} F_{x \text{ экв}}, \quad (5.26)$$

где $f_h = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}}$, L_h - срок службы передачи, час; $f_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{n_{\text{экв}}}}$; f_w - коэффициент, учитывающий характер нагрузки (табл. 5.7); f_H - поправочный коэффициент, учитывающий твердость резьбы (табл. 5.8);

f_c - коэффициент, учитывающий геометрию ШВП (табл. 5.9).

Минимальное число рабочих витков в гайке i_{min} и ее высота H_z определяются зависимостями (5.20) и (5.21).

Таблица 5.7

Коэффициент f_w , учитывающий характер нагрузки

Условия нагружения	f_w
при равномерном вращении без ударных нагрузок	1,0...1,2
при средних условиях работы	1,2...1,5
при вращении с частыми ударными нагрузками	1,5...2,5
для металлорежущих станков, учитывая разгоны и торможения	1,2
для роботов	1,2...1,5

Таблица 5.8

Коэффициент f_H , учитывающий твердость резьбы

Твердость резьбы, HRC	f_H
58...60	1
53...58	0,7
48...53	0,5

Таблица 5.9

Коэффициент f_c , учитывающий геометрию ШВП

$d_{ш} \cos \alpha_k / d_0$	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18
f_c	46,7	49,1	51,1	52,8	54,3	55,5	57,5	58,8	59,6	60,0

5.7.2. Проверочный расчет

При выборе шарико-винтовой передачи в соответствии с диаметром d_1 (ф-ла 5.17), числом рабочих витков гайки (ф-ла 5.20), потребной динамической грузоподъемностью $C_{номр}$ (ф-ла 5.26) и заданной величиной осевого усилия F_x должно выполняться условие

$$C_{номр} \leq C ; F_x \leq C_0 . \quad (5.27)$$

Динамическая грузоподъемность ШВП, Н приближенно определяется зависимостью

$$C = f_c (i \cos \alpha_k)^{0,7} z_i^{0,67} d_{ш}^{1,8} , \quad (5.28)$$

где i - число рабочих витков гайки; z_i - число рабочих шариков в одном витке гайки, $z_i = \frac{z}{i}$; α_k - угол контакта шариков, $\alpha_k = 45...50^\circ$; $d_{ш}$ - диаметр шарика, мм, f_c - табл.5.9.

Статическая грузоподъемность, Н определяется зависимостью

$$C_0 = \frac{(d_{ш} r_n)^2 \sigma_{нр}^3}{\beta^3 (2r_n - d_{ш})^2 E_{нр}^2} z K_{ш} \sin \alpha_k \cos \psi . \quad (5.29)$$

Значения параметров, входящих в зависимость (5.29), см. ф-лы (5.18) и (5.19).

5.7.3. Расчет предварительного натяга

Шариковые винтовые передачи в станках обычно работают с предварительным натягом. Усилие от предварительного натяга, действующее на шарик

$$F_{нат.ш} = \frac{0,35 F_{x \max}}{z K_{ш} \sin \alpha_k \cos \psi} , \quad (5.30)$$

где $F_{x \max}$ - максимальное осевое усилие на винт или гайку, Н; z - рабочее число шариков;

$K_{ш}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между шариками, $K_{ш} = 0,7...0,8$.

5.7.4. Расчет на жесткость

При оценке жесткости податливость привода, состоящего из шариковой винтовой передачи и опор винта, может быть представлена в виде

$$\frac{1}{\gamma} = \frac{1}{\gamma_v} + \frac{1}{\gamma_m} + \frac{1}{\gamma_n} , \quad (5.31)$$

где γ - жесткость привода; $\gamma_e, \gamma_m, \gamma_n$ - жесткость винта, шарикового винтового механизма и опор винта, Н/мкм.

Жесткость винта, один конец которого защемлен (два подшипника с предварительным натягом), а второй размещен на шарнирной опоре (один подшипник)

$$\gamma_e = 10^{-3} \frac{\pi d_0^2 E}{4l}, \quad (5.32)$$

где d_0 - средний диаметр резьбы (по центрам расположения шариков), мм; l - максимальное расстояние между гайкой и опорой винта, мм; E - модуль упругости материала винта, МПа.

Для винта, у которого оба конца защемлены

$$\gamma_e = \frac{\pi d_0^2 E}{l}. \quad (5.33)$$

Жесткость шарикового винтового механизма

$$\gamma_m = 13K_\delta i \left(\frac{d_0}{p} - 1 \right) \sqrt[3]{F_{нат.ш} p}, \quad (5.34)$$

где $F_{нат.ш}$ - усилие от предварительного натяга на один шарик, Н; d_0, p - средний диаметр резьбы и ее шаг, мм; i - число рабочих витков; K_δ - коэффициент, учитывающий погрешности изготовления гайки и упругие деформации в ней и на ее стыках, $K_\delta = 0,8...0,9$.

Жесткость опор винта

$$\gamma_n = K_n d_e, \quad (5.35)$$

где d_e - диаметр шейки винта под подшипник, мм; K_n - коэффициент, зависящий от типа подшипника, $K_n = 25...30$ для шариковых радиально-упорных подшипников с углом контакта 60° , $K_n = 70$ для роликовых упорных подшипников.

5.7.5. Расчет критической частоты вращения винта

Для ШВП с целью исключения потери устойчивости движения (появления вибраций) необходимо, чтобы частота вращения винта не была близка к критической

$$|n_e|_{кр} = \frac{10^8 d_0}{\mu l^2}, \text{ мин}^{-1}, \quad (5.36)$$

где d_0 - средний диаметр резьбы, мм; l - максимальное расстояние между гайкой и опорой винта, мм; μ - коэффициент приведения длины винта (табл. 5.3).

Предельные частоты вращения винтов из условия обеспечения возврата шариков не должны превышать $1500...2000 \text{ мин}^{-1}$.

ГЛАВА 6 ВОЛНОВЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

6.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Волновые зубчатые передачи (ВЗП) применяют в приводах различных машин, преимущественно в механизмах подъемно-транспортных машин и промышленных роботов. Это объясняется большим передаточным отношением ($i=80\ldots 400$) в одной ступени; малой удельной металлоемкостью ($0,05\ldots 0,15$ кг/(Нм)), что в 1,5-3 раза меньше, чем у червячных и планетарных редукторов; достаточно высоким коэффициентом полезного действия (в среднем 0,85); высокой плавностью вращения выходного вала; малым люфтом ($1'\ldots 9'$ в зависимости от точности изготовления ее деталей); низкой кинематической погрешностью ($1'\ldots 2'$) и уровнем шума (примерно 80 дБ.); способностью передавать движение в герметично закрытое пространство без уплотнений.

К недостаткам ВЗП следует отнести сравнительно малую долговечность гибкого колеса и невысокую их крутильную жесткость.

ВЗП, как правило, используют в виде комплектов или основных ее деталей (без корпуса), которые встраиваются в узлы машин. Возможно также применение стандартных волновых зубчатых одноступенчатых редукторов, изготавливаемых по ГОСТ 23108.

Конструкция основных деталей. Основные детали волновой зубчатой передачи схематически изображены на рис. 6.1, где h -генератор волн упругой деформации, g -гибкое зубчатое колесо, b -жесткое зубчатое колесо. При ведущем генераторе волн тихоходный вал может быть связан либо с гибким колесом (рис. 6.1, а), либо с жестким колесом (рис. 6.1, б), когда может иметь место герметичная передача (без применения подвижных уплотнений).

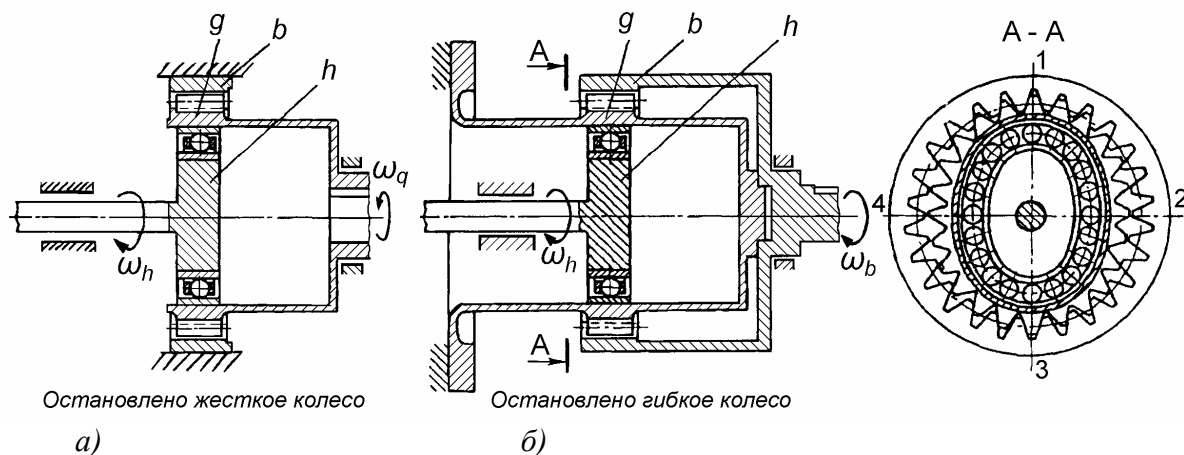


Рис. 6.1. Основные детали волновой зубчатой передачи

При вращении генератора две волны бегут по окружности гибкого колеса со скоростью его вращения. В точках 1 и 3 зубья гибкого и жесткого колес зацепляются по всей рабочей высоте, а в точках 2 и 4 находятся на некотором расстоянии друг от друга. За один оборот генератора волн зоны зацепления зубьев также совершают один оборот, в результате чего происходит поворот одного колеса относительно другого на число угловых шагов, равное разности их чисел зубьев.

Генераторы волн бывают кулачковые и дисковые. Кулачковый генератор (рис. 6.2, а) состоит из кулачка 1 и надетого на него подшипника качения 2. Кулачок закрепляется на валу генератора, желательно с возможностью самоустановки, например при помощи резиновой прокладки, привулканизированной к кулачку 1 и ступице 4.

В кулачковых генераторах применяют специальные гибкие подшипники качения, разработанные по ГОСТ 23179 (табл. 6.1.), или обычные подшипники особо- и сверхлегкой серий, дополнительно обработанные согласно рис. 6.2, в (обрабатываемые поверхности обозначены штриховой линией). В последнем случае сепаратор подшипника заменяется специ-

альным, выполненным обычно из текстолита или полиамида П68. Центрирование сепаратора чаще производится по четырем образующим: две образующие по большой оси деформированного внутреннего кольца подшипника и две по малой оси наружного кольца. Хорошие результаты дает центрирование сепаратора 3 по цилиндрической проточке диаметром d_{cen} , выполненной на кулачке (рис. 6.2,а).

Дисковый генератор (рис. 6.2,б) состоит из дисков 1, 2 и 3, установленных на эксцентриковых втулках вала генератора. Каждый диск состоит из кольца, смонтированного на подшипнике качения. Эксцентриситет e_d крайних дисков одинаков и равен по величине, но противоположен по направлению эксцентриситету среднего диска.

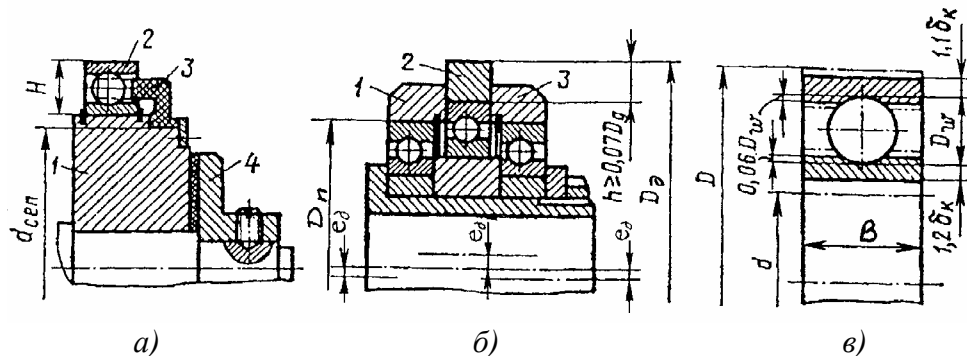


Рис 6.2. Генераторы волн

Таблица 6.1

Основные размеры гибких подшипников (по ГОСТ 23179)

Обозначения подшипников	815	818	822	824	830	836	844
d , мм	75	90	110	120	150	180	220
D , мм	100	120	150	160	200	240	300
B , мм	15	18	24	26	30	35	45
n_{max} , мин ⁻¹	3000	3000	2500	2000	1600	1600	1600

Гибкие зубчатые колеса применяются трех типов: кольцо (рис. 6.3,а), стакан (рис. 6.3,б) и труба (рис. 6.3,в). При применении кольца с уменьшением осевых габаритов передачи имеет место снижение КПД на 10%.

Основные размеры стальных гибких колес указаны на рис. 6.3 в зависимости от делительного диаметра d_g и толщины δ_k зубчатого венца гибкого колеса.

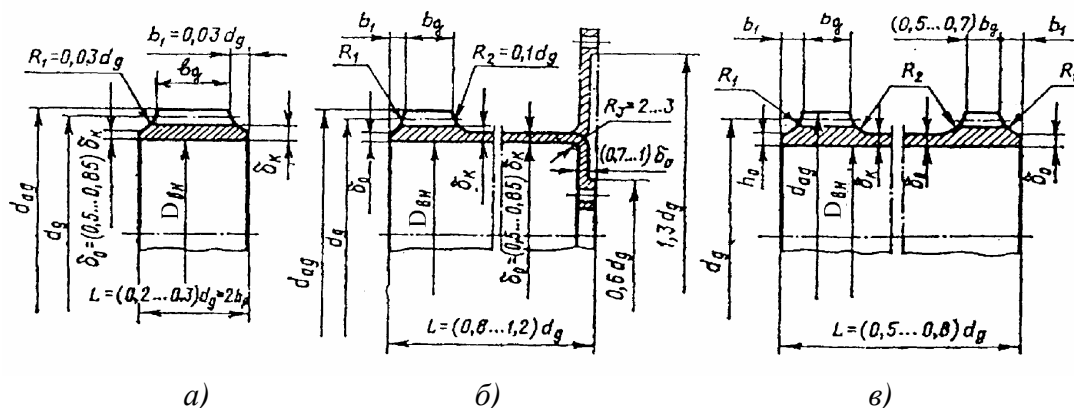


Рис.6.3. Гибкие зубчатые колеса

Гибкие зубчатые колеса изготавливаются из легированных сталей с твердостью 28...32 HRC (табл. 6.9). Жесткие колеса выполняются обычно из тех же сталей с толщиной $\approx (6...8)\delta_k$ и устанавливаются в корпус в большинстве случаев по посадке с натягом. Несущая способность волновой передачи при $i \leq 100$ ограничивается прочностью гибкого колеса, причем уровень напряжений определяется в первую очередь величиной радиального упругого перемещения в нем и в меньшей степени вращающим моментом, а при $i > 100...120$ – стойкостью подшипника генератора волн.

Кинематика передач. Передаточное отношение волновых передач, как и для планетарных, определяются по уравнению Виллиса в соответствии с табл. 6.2. При этом для двух-волновой передачи $(i^{(b)}_{h,g})_{min} = (i^{(g)}_{h,b})_{min} = 80$. Этот минимум ограничен прочностью при изгибе гибкого колеса и может быть снижен до 50 для волновых передач с ресурсом работы менее $4 \cdot 10^3$ ч. При малых передаточных отношениях для повышения долговечности гибкого колеса рекомендуется принимать $z_b - z_g = 4$ с удвоением числа зубьев ведомого колеса и уменьшением вдвое модуля зацепления. При этом диаметр гибкого колеса не изменяется. Следует отметить, что максимальное передаточное отношение $(i^{(b)}_{h,g})_{max} = (i^{(g)}_{h,b})_{max} = 300 \dots 400$ ограничивается максимально допустимой величиной модуля, равного 1,5 мм.

Таблица 6.2

Зависимости для определения кинематических параметров

№ варианта	Генератор	Гибкое колесо	Жесткое колесо	Кинематический параметр
1	Ведущий	Ведомое	Остановлено	$i^{(b)}_{h,g} = \frac{-z_g}{z_b - z_g}$
2		Остановлено	Ведомое	$i^{(g)}_{h,b} = \frac{z_b}{z_b - z_g}$
3		Ведомое	Ведущее	$n_g = n_b \frac{z_b}{z_g} \pm n_h \frac{2}{z_g}$
4		Ведущее	Ведомое	$n_b = n_g \frac{z_g}{z_b} \pm n_h \frac{2}{z_b}$
5	Остановлен	Ведущее	Ведомое	$i^{(h)}_{g,b} = \frac{z_b}{z_g}$
6		Ведомое	Ведущее	$i^{(h)}_{b,g} = \frac{z_g}{z_b}$

Примечания: 1. $z_b - z_g = 2$.
2. Индексы при i означают: верхний – остановленное звено; нижний первый – ведущее звено; нижний второй – ведомое звено.
3. Знак минус в варианте 1 указывает на разные направления вращения ведущего и ведомого звеньев.
4. Верхний знак при n_h (варианты 3 и 4) при противоположном, нижний – при одинаковом направлении вращения генератора и ведущего колеса.
5. В вариантах 3 и 4 гибкое колесо g и жесткая полумуфта nm рассматриваются как одно звено.
6. В вариантах 1 и 2- передачи планетарные; в вариантах 3 и 4 – дифференциальные; в вариантах 5 и 6 –непланетарные.

6.2. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ

Выбор параметров и размеров типового комплекта K_C (табл. 6.3), K_K (табл. 6.4) или K_d (табл. 6.5) осуществляется, исходя из характеристик и значений: T – вращающего момента на тихоходном валу привода, Нм; n_h – частоты вращения генератора, мин^{-1} ; m – модуля зацепления, мм; z_g – числа зубьев гибкого колеса; x_g – коэффициента смещения исходного контура при нарезании зубьев гибкого колеса. Число при обозначении типа комплекта указывает наружный диаметр гибкого подшипника по ГОСТ23179 "Подшипники гибкие шариковые радиальные". Вращающий момент T приведен в таблицах при указанных значениях n_h и безударной, непрерывной работе. При других значениях n_h и условиях эксплуатации передачи табличные значения T интерполируются и делятся на коэффициент K_z , приведенный в табл.6.6. ВЗП допускают двукратную кратковременную перегрузку.

Номинальные передаточные отношения указаны в табл. 6.3...6.4 при ведущем генераторе, остановленном жестком и ведомом гибком колесах.

Действительные передаточные отношения ВЗП для этого случая (вариант 1), а также при других ведущих, ведомых и остановленных звеньях определяются по зависимостям, приведенным в табл. 6.2. Для дифференциальных передач (табл. 6.5) в табл. 6.2 (варианты 3 и 4) даны зависимости для определения частот вращения ведомого звена.

Таблица 6.3

Волновая зубчатая передача с гибким колесом – стаканом (комплект К_С)

Основные размеры

Типо- размер	D ₁	L	D ₅	l ₁	D ₂	l ₂	d ₁	D ₄	d ₃	h ₅	t	l ₄	l ₃	D ₇	l ₅	d ₂	D ₈	D ₆	D ₃	Масса, кг	Подшипник D×d×B
К _С -80	110	72	82	20	90	3	6	100	14	5	16,3	32	6	26	8,6	6	40	52	26	1,3	80×60×13
К _С -100	135	88	102	25	110	4	6	120	14	5	16,3	40	8	32	9,5	6	50	64	32	2,5	100×75×15
К _С -120	170	110	125	30	135	4	6	150	19	6	21,8	40	7	40	13,0	6	60	79	32	4,6	120×90×18
К _С -160	215	140	163	40	177	5	6	195	24	8	27,3	52	7	52	16,3	6	80	103	48	9,0	160×120×24
К _С -200	265	169	202	50	218	6	8	240	28	8	31,3	65	9	65	14,6	12	104	126	55	17,8	200×150×30

Основные параметры

Типо- размер	Переда- точное отноше- ние	Вращающий момент на тихоходном валу Т, Нм, при частоте вращения генератора n _н , мин ⁻¹					Число зубьев гибкого колеса Z _г	Модуль зацепления m, мм	Ко- эф. смещ. ги бкого колеса x _г
		3000	1500	1000	750	500			
К _С -80	80	88	88	88	88	88	156	0,5	4,95
	100	96	120	128	128	128	200	0,4	3,35
	125	96	128	144	160	168	264	0,3	5,35
	160	96	128	144	160	175	320	0,25	4,55
	200	96	128	144	160	175	404	0,2	3,35
	250	96	128	144	160	175	536	0,15	5,35
К _С -100	80	160	160	160	160	160	164	0,6	4,35
	100	200	216	216	216	216	200	0,5	3,75
	125	200	256	296	304	304	304	0,4	3,73
	160	200	256	296	320	368	332	0,3	5,35
	200	200	256	296	320	368	400	0,25	4,80
	250	200	256	296	320	368	498	0,2	3,10
К _С -120	80	288	288	288	288	288	152	0,8	2,85
	100	382	455	455	455	455	200	0,6	4,51
	125	382	480	545	545	545	240	0,5	3,35
	160	382	480	552	610	690	306	0,4	3,60
	200	382	480	552	610	690	400	0,3	4,68
	250	382	480	552	610	690	488	0,25	4,55
К _С -160	80	625	625	625	625	625	160	1,0	2,95
	100	705	900	970	970	970	202	0,8	3,35
	125	705	900	1050	1130	1280	264	0,6	4,85
	160	705	900	1050	1130	1280	320	0,5	3,95
	200	705	900	1050	1130	1280	406	0,4	4,85
	250	705	900	1050	1130	1280	460	0,35	5,07
К _С -200	80	1120	1120	1120	1120	1120	160	1,25	3,41
	100	1410	1470	1470	1470	1420	198	1,0	4,85
	125	1410	1760	2020	2240	2210	250	0,8	5,10
	160	1410	1760	2020	2240	2560	330	0,6	5,02
	200	1410	1760	2020	2240	2560	406	0,5	4,35
	250	1410	1760	2020	2240	2560	508	0,4	4,85

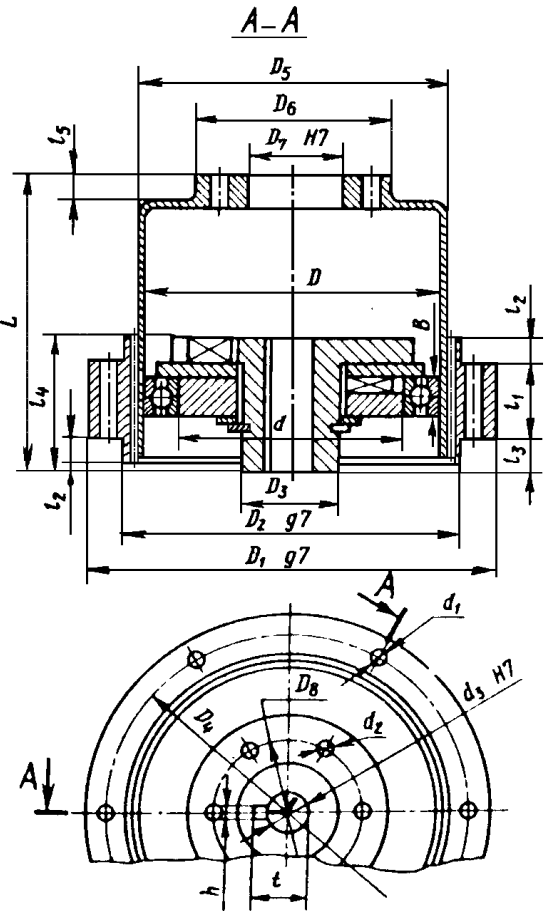
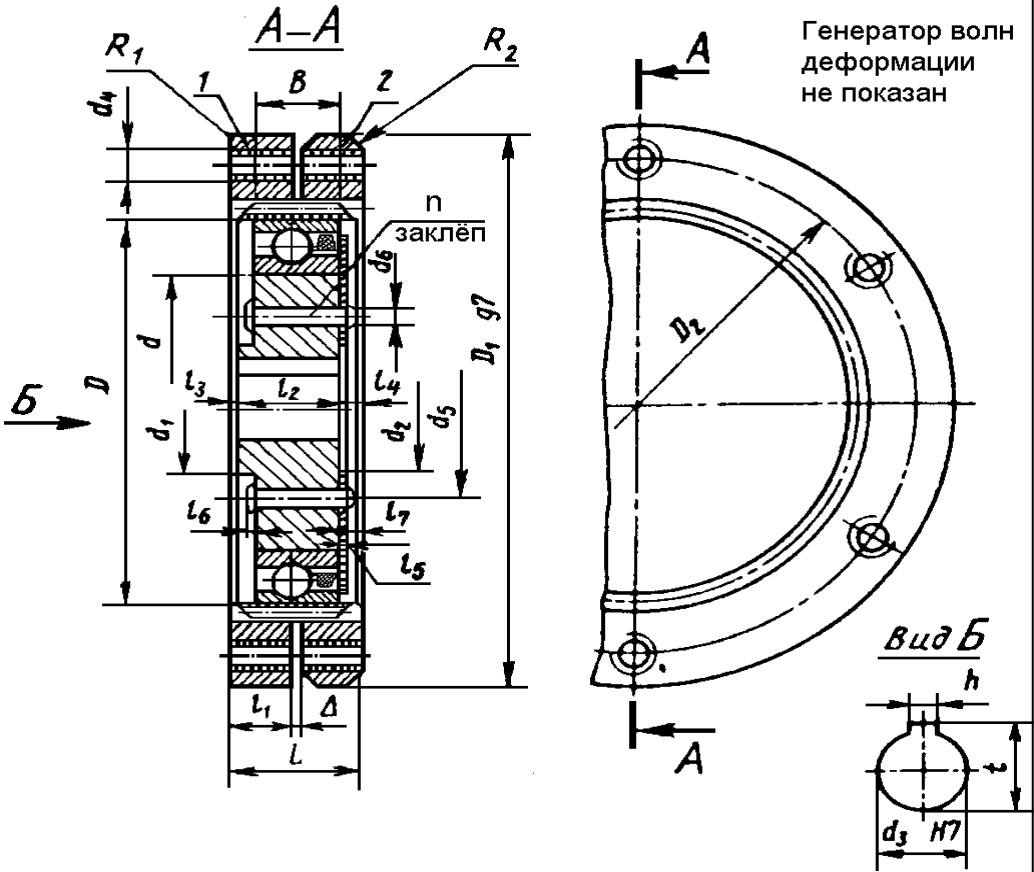


Таблица 6.4

Волновая зубчатая передача с гибким колесом-кольцом (комплект К_к)

Основные параметры

Типо- размер	Номинальные передаточные отношения $i^{(b)}$ h,g	Вращающий момент на тихоход- ном валу $T, \text{Нм}$, при частоте вращения генератора $n_h, \text{мин}^{-1}$					Число зубьев гибкого колеса Z_g	Модуль зацеп- ления $m, \text{мм}$	Коэф. смещ. гибк. колеса x_g
		3000	1500	1000	750	500			
К _к -80	80	52	52	52	52	52	156	0,5	4,95
	100	57	72	76	76	76	200	0,4	3,35
	125	57	80	85	94	96	264	0,3	5,35
	160	57	76	85	98	104	320	0,25	4,55
К _к -100	80	96	96	96	96	96	164	0,6	4,35
	100	110	118	130	130	130	200	0,5	3,75
	125	110	128	177	182	182	246	0,4	3,73
	160	110	144	177	192	220	332	0,3	5,35
К _к -120	80	160	160	160	160	160	152	0,8	2,85
	100	190	208	254	254	254	200	0,6	4,51
	125	200	240	300	310	320	240	0,5	3,35
	160	200	272	306	340	382	306	0,4	3,60



Основные размеры

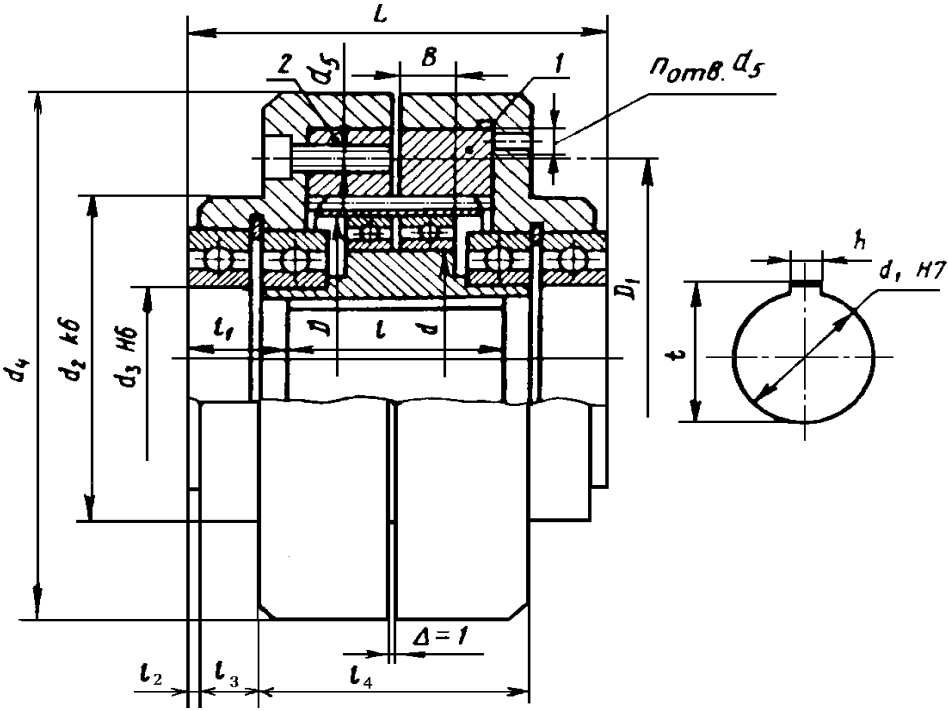
Типо- размер	D ₁	l ₁	Δ	L	l ₂	l ₃	l ₄	D ₂	d ₄	d ₃	h ₃	t	n	d ₁	d ₂	d ₅	l ₅	l ₆	l ₇	d ₆	R ₁	R ₂	Масса, кг	Подшипник D×d×B
К _к -80	110	10	0,5	20,5	15,6	0,95	3,95	100	M6	14	5	16,3	2	36	34	46	1	2	1,8	M3	0,2	1,5	1,1	80×60×13
К _к -100	135	13	1	27,0	19,4	1,80	5,80	120	M8	14	5	16,3	2	42	40	56	1	—	2,6	M4	0,4	2,0	2,0	100×75×15
К _к -120	170	16	1	33,0	23,2	2,90	6,90	150	M10	19	6	21,8	3	54	50	72	1	—	2,6	M4	0,4	2,0	3,3	120×90×18

Таблица 6.5

Дифференциальная волновая зубчатая передача (комплект K_d)

Основные параметры

Типо-размер	Переда-точное отно-шение	Вращающий момент на тихоходном валу Т, Нм, при частоте вращения генератора n_g , мин ⁻¹					Число зубьев гибкого колеса Z_g	Модуль зацепле-ния m , мм	Коэф.смещ. гибкого колеса X_g см. табл. 6.3
		3000	1500	1000	750	500			
K _d -80	80	88	88	88	88	88	156	0,5	4,95
	100	96	120	128	128	128	200	0,4	3,35
	125	96	128	144	160	168	264	0,3	5,35
	160	96	128	144	160	175	320	0,25	4,55
	200	96	128	144	160	175	404	0,2	3,35
	250	96	128	144	160	175	536	0,15	5,35
K _d -100	80	160	160	160	160	160	164	0,6	4,35
	100	200	216	216	216	216	200	0,5	3,75
	125	200	256	296	304	304	304	0,4	3,73
	160	200	256	296	320	368	332	0,3	5,35
	200	200	256	296	320	368	400	0,25	4,80
	250	200	256	296	320	368	498	0,2	3,10
K _d -120	80	288	288	288	288	288	152	0,8	2,85
	100	382	455	455	455	455	200	0,6	4,51
	125	382	480	545	545	545	240	0,5	3,35
	160	382	480	552	610	690	306	0,4	3,60
	200	382	480	552	610	690	400	0,3	3,68
	250	382	480	552	610	690	488	0,25	3,55
K _d -160	80	625	625	625	625	625	160	1,0	2,95
	100	705	900	970	970	970	202	0,8	3,35
	125	705	900	1050	1130	1280	264	0,6	4,85
	160	705	900	1050	1130	1280	320	0,5	3,95
	200	705	900	1050	1130	1280	406	0,4	4,85
	250	705	900	1050	1130	1280	460	0,35	5,07
K _d -200	80	1120	1120	1120	1120	1120	160	1,25	3,41
	100	1410	1470	1470	1470	1420	198	1,0	4,85
	125	1410	1760	2020	2240	2210	250	0,8	5,10
	160	1410	1760	2020	2240	2560	330	0,6	5,02
	200	1410	1760	2020	2240	2560	406	0,5	4,35
	250	1410	1760	2020	2240	2560	508	0,4	4,85



Основные размеры

Типо-размер	d ₄	d ₂	d ₃	L	l ₄	L ₃	l ₂	l	l ₁	D ₁	n	d ₅	d ₁	h ₃	t	Масса, кг	Подшипник
K _d -80	120	85	40	95	55	13	2	50	22,5	105	6	M6×10	30	8	33,3	5,0	80×60×13
K _d -100	145	100	50	113	65	20	4	68	22,5	125	6	M8×11	35	10	38,3	8,4	100×75×15
K _d -120	185	125	60	132	80	22	4	78	27	155	6	M10×13,5	40	12	43,3	17	120×90×18
K _d -160	235	140	70	147	117	12	3	87	30	195	6	M12×23	50	14	53,8	35	160×120×24
K _d -200	290	180	90	178	129	21,5	3	106	36	240	8	M12×23	65	18	69,4	60	200×150×30

Проектировочный расчет волновых передач планетарного типа с ведущим генератором и ведомым гибким колесом (вариант 1 по табл. 6.2) при отсутствии комплектов основных деталей производится в следующей последовательности:

1. Определяются числа зубьев гибкого и жесткого колес

$$z_g = i_h K_z n'_b; \quad z_b = (i_h + 1) K_z n'_b,$$

где $i_h = i_{h,g}^{(e)}$ - передаточное отношение волновой передачи; K_z - коэффициент кратности, при $i_h / 70 \quad k_z = 1$; при $i_h < 70 \quad k_z = 2$; n'_b - число волн деформации. Для двухволновой передачи при $k_z = 1 \quad z_g = 2i_h$ и $z_b = 2(i_h + 1)$.

2. Устанавливается внутренний диаметр D гибкого колеса, мм

$$D = K_D \sqrt[3]{\frac{TK_n}{K_i}}, \quad (6.1)$$

где $K_n = \sqrt[6]{n_h}$; $K_i = \sqrt{i_h}$; $K_D = 24$ - гибкое колесо типа стакан (напр., комплект K_C), а также типов труба или кольцо длиной $L_k \approx 0,5D$, опирающееся почти по всей длине на гибкие подшипники (напр., комплект K_d); $K_D = 29$ - гибкое колесо типа кольцо длиной $L_k \approx 0,25D$ (напр., комплект K_k).

Таблица 6.6

Значение коэффициента эксплуатации K_Σ

Продолжительность работы в сутки, ч	Значения K_Σ при характере нагрузки		
	безударная	умеренные удары	сильные удары
3	0,65	0,8	1,2
10	1	1	1,4
24	1,2	1,2	1,6

Диаметр D округляется до наружного диаметра ближайшего гибкого подшипника по ГОСТу 23179. В особых случаях можно использовать подшипники шариковые общепромышленного применения особо- и сверхлегкой серий с дополнительной обработкой их колец (рис. 6.2,в).

В случае применения дискового генератора (рис 6.2,б) внутренний диаметр D гибкого колеса округляется до ближайшего значения из нормального ряда чисел.

3. Определяется толщина δ_k (рис. 6.3) зубчатого обода гибкого колеса по дну впадин зубьев, мм

$$\delta_k = 0,062 \frac{D}{\sqrt[3]{i_h}}, \quad (6.2)$$

причем $0,009D \leq \delta_k \leq 0,02D$, соответственно при i_h от 50 до 250.

4. Устанавливается номинальная длина линии контакта зубьев колес, мм

$$b_k = b = \psi_{bD} D, \quad (6.3)$$

где b - длина зубчатого венца меньшего из двух колес - гибкого или жесткого;

ψ_{bD} - коэффициент ширины зубчатого венца, $\psi_{bD} = 0,25$ - гибкое колесо типов стакан, труба или кольцо длиной $L_k \approx 0,5D$; $\psi_{bD} = 0,12$ - гибкое колесо типа кольцо длиной $L_k \approx 0,25D$.

5. Определяется модуль зацепления и коэффициент x_g смещения исходного контура при нарезании зубьев на гибком колесе

$$m = \frac{D + 2\delta_k}{z_g - 2(h_a^* + C^* - x_g)}, \quad (6.4)$$

где $h_a^* = 1$; $C^* = 0,35$ при $m \leq 1$ мм и $C^* = 0,25$ при $m > 1$ мм.

При нарезании зубьев реечным инструментом (червячная фреза, абразивный червяк, гребенка) сначала принимается $x_g=2,5...6$ и по формуле (6.4) определяется m , мм. Этот модуль округляется до стандартного значения (по ГОСТу 9563 при $m \leq 1$ мм и ГОСТу 13755 при $m \geq 1$ мм). Затем из формулы (6.4) находится новое значение x_g . Если оно выходит за указанные выше предельные значения, то изменяются в допустимых пределах δ_k , D или z_g .

При нарезании зубьев гибкого колеса долбяком модуль зацепления принимается тем же, что и в предыдущем случае. Далее по табл. 6.7 выбирается долбяк (желательно, чтобы число зубьев долбяка не было кратным числу зубьев гибкого колеса) и определяются его параметры: z_0 – число зубьев, d_{a0} – диаметр окружности вершин зубьев.

Затем устанавливается коэффициент смещения гибкого колеса

$$x_g = (\text{inv}\alpha_{\text{wog}} - \text{inv}\alpha) \frac{z_g + z_0}{2 \text{tg}\alpha} - x_0, \quad (6.5)$$

где $\alpha=20^\circ$; $\alpha_{\text{wog}} = \arccos m(z_g - z_0) \frac{\cos\alpha}{2a_{\text{wog}}}$; $a_{\text{wog}} = \frac{d_{fg} + d_{a0}}{2}$; $d_{fg} = D + 2\delta_k$;

$$x_0 = \frac{d_{a0}}{2m} - \frac{z_0 + 2h_{a0}^*}{2}; \text{inv}20^\circ = 0,014904; \text{inv}\alpha_{\text{wog}} - \text{см. рис. 3.1}; z_0; d_{a0}; h_{a0}^* - \text{см. табл. 6.7.}$$

Если полученный модуль мало отличается от ближайшего стандартного, то в обоих случаях удобней компенсировать эту разницу за счет изменения δ_k в допустимых пределах:

$$0,009D \leq \delta_k \leq 0,02D.$$

6. Определяется коэффициент x_b смещения исходного контура при нарезании зубьев на жестком колесе

$$x_b = x_g - (1 - K_w), \quad (6.6)$$

где K_w – коэффициент радиальной деформации гибкого колеса. Значения этого коэффициента в зависимости от коэффициента эксплуатации K_Σ (табл. 6.6) приведены в табл. 6.8.

Таблица 6.7

Основные параметры стандартного зуборезного инструмента с углом профиля $\alpha=20^\circ$

Модуль m , мм		Номинальный делительный диаметр долбяка, мм				Коэффициент h_{ao}^* высоты головки зуба в долях модуля
для 1-го ряда	для 2-го ряда	40		60		
		Число зубьев z_0	Диаметр окружности вершин зубьев d_{a0} , мм	Число зубьев z_0	Диаметр окружности вершин зубьев d_{a0} , мм	
0,30		132	40,60	214	65,20	1,5
	0,35	114	41,06	182	64,86	
0,40		100	41,33	160	65,33	
	0,45	90	42,00	144	66,30	
0,50		80	41,66	128	65,66	
	0,55	72	41,43	116	65,63	1,35
0,60		66	41,60	108	66,80	
	0,70	56	41,53	90	65,33	
0,80		50	42,66	80	66,66	

Таблица 6.8

Значения коэффициентов K_w и K_e

K_{Σ}	0,65...0,8	>0,8...1,2	>1,2...1,6
K_w	1,1	1,18	1,3
K_e	3,1	3,5	3,75

Примечание. Для ненагруженных передач $K_w=1$, $K_e=3,1$.

7. Устанавливаются диаметры зубчатого венца гибкого и жесткого колес, мм.:

диаметр окружности вершин зубьев гибкого колеса

$$d_{ag}=m[z_g+2(0,7+x_g)]. \quad (6.7)$$

диаметр окружности впадин зубьев гибкого колеса

$$d_{fg}=m[z_g-2(h_a^*+C^*-x_g)]; \quad (6.8)$$

диаметр окружности вершин зубьев венца жесткого колеса

$$d_{ab}=m[z_b-2(0,7+x_b)]. \quad (6.9)$$

диаметр окружности впадин зубьев венца жесткого колеса (нарезание зубьев долбяком)

$$d_{fb}=2a_{wob}+d_{ao}, \quad (6.10)$$

где: $a_{wob}=\frac{m(z_b-z_0)}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{wob}}$; $\operatorname{inv} \alpha_{wob}=\frac{x_b-x_0}{z_b-z_0} \cdot 2 \operatorname{tg} \alpha + \operatorname{inv} \alpha$, где α , x_0 , x_b – см. выше.

8. Определяется профиль кулачка генератора волн

Радиус-вектор кулачка (в полярной системе координат), мм

$$\rho_k=0,5d+mK_w[(1+\frac{0,53}{\sqrt{i_h}})\cos 2\varphi-(0,005+\frac{0,265}{\sqrt{i_h}})\cos 6\varphi], \quad (6.11)$$

где d – внутренний диаметр гибкого подшипника, мм;

φ – полярный угол (отсчет от большой оси овала генератора).

9. При установке дискового генератора (рис. 6.2,б) вычисляются эксцентриситет e_d и наружный диаметр D_d дисков, мм

$$e_d=K_wK_em; D_d=D-2(e_d-mK_w), \quad (6.12)$$

где значения K_w и K_e – см. табл.6.8.

10. Определяются коэффициент смещения исходного контура и диаметры зубчатого венца жесткой полумуфты. Жесткая полумуфта применяется для соединения гибких колес типов кольцо и труба с сопряженными деталями привода (валом, корпусом).

Коэффициент x_{nm} смещения исходного контура при нарезании зубьев

$$x_{nm}=(x_b+0,5)C_L, \quad (6.13)$$

где C_L – коэффициент относительной длины гибкого колеса. При $\frac{L}{D} \leq 0,25$ и $\frac{L}{D} = 0,5...1$,

$C_L=1$ и $C_L=0,15...0,10$ соответственно.

Кроме того, при нарезании зубьев жестких полумуфт производится тангенциальное смещение инструмента (расширение впадин между зубьями). Соответствующий угол поворота изделия относительно инструмента

$$\gamma_{nm}=\frac{18}{z_g+2x_{nm}}, \text{ град.}$$

Диаметр окружности вершин зубьев жесткой полумуфты, мм

$$d_{anm}=m[z_g+2(1-x_{nm})]. \quad (6.14)$$

Диаметр d_{fnt} окружности впадин зубьев (нарезание долбяком) определяется по формуле (6.10), где индекс b заменяется на nm , причем $z_{nm}=z_g$.

6.3. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ

В проверочном расчете определяются напряжения в опасном сечении гибкого колеса, напряжения смятия на контактирующих поверхностях зубьев и долговечность подшипников генератора.

Гибкое зубчатое колесо. Рассчитывается на сопротивление усталости. Опасными являются сечения по впадинам зубьев. В этих сечениях действуют следующие основные напряжения: нормальные от изгиба σ_u , возникающие при деформации гибкого колеса генератором и от растяжения σ_{Fpi} под действием зубцовой нагрузки на i -й ступени нагружения, а так же касательные τ_{Ti} от вращающего момента на i -й ступени нагружения. Кроме того, в опасных сечениях действуют дополнительные напряжения (растяжения при деформировании гибкого колеса генератором, изгиба под действием зубцовой нагрузки, от краевого эффекта в стыке зубчатого венца с оболочкой в гибких колесах типов стакан и труба), которые сравнительно невелики и в дальнейшем учитываются введением поправочных коэффициентов к основным напряжениям, определяемым в следующей последовательности:

1. Нормальные напряжения σ_u , МПа

$$\sigma_u = C_\phi C_{\phi \text{ доп.и}} C_{zu} \frac{2EmK_w \delta_k}{d_c^2}, \quad (6.15)$$

где C_ϕ – коэффициент влияния формы гибкого колеса на напряжения изгиба, зависит от профиля кулачка генератора и координатного угла ϕ рассматриваемого сечения: при профиле кулачка по ф-ле (6.11) $C_{\phi \text{ max}}=2,8$ при $\phi=18^\circ$, $C_{\phi \text{ min}}=-3,1$ при $\phi=68^\circ$; в случае дискового генератора $C_{\phi \text{ max}}=2,1 \dots 2,4 \dots 2,7$ при $\phi=34^\circ \dots 30^\circ \dots 23^\circ$ соответственно, $C_{\phi \text{ min}}=-4,4 \dots -3,4 \dots -3,1$ при $\phi=90^\circ$ соответственно для $K_e=3,1 \dots 3,5 \dots 3,75$; $C_{\phi \text{ доп.и}}$ – коэффициент дополнительных напряжений изгиба, $C_{\phi \text{ доп.и}}=1,7 \dots 1,5 \dots 1,3$ при $\frac{\delta_k}{m}=1,5 \dots 2 \dots 3$ соответственно; C_{zu} – коэффициент влияния типа гибкого колеса на напряжения изгиба, $C_{zu}=1$ – гибкое колесо-кольцо; $C_{zu}=1,2$ гибкое колесо типов стакан и труба при отношении $\frac{L}{D} = 0,8 \dots 1,2$, (L , D – длина и внутренний диаметр гибкого колеса); d_c – срединный диаметр гибкого колеса, мм, $d_c = d_{fg} - \delta_k$; E – модуль упругости материала ($E=2,2 \cdot 10^5$ МПа). Остальные обозначения – см. выше.

2. Нормальные напряжения σ_{Fpi} , МПа на i -й ступени нагружения

$$\sigma_{Fpi} = C_{\phi p} C_{zp} \frac{T_i \cdot 10^3}{\delta_k d_c b_{np}}, \quad (6.16)$$

где $C_{\phi p}$ – коэффициент влияния формы колеса на напряжения растяжения от зубцовой нагрузки: для кулачкового генератора при профиле кулачка, определяемого по формуле (6.11), $C_{\phi p}=1$, для дискового генератора $C_{\phi p}=1,3$; C_{zp} – коэффициент влияния типа гибкого колеса на напряжения растяжения, $C_{zp}=1$ – гибкое колесо-кольцо и $C_{zp}=0,9$ – гибкие колеса типов стакан и труба; b_{np} – приведенная длина гибкого колеса; $b_{np}=L$ – гибкое колесо-кольцо; $b_{np}=0,45L$ – гибкие колеса типов стакан и труба;

T_i – вращающий момент на тихоходном валу на i -й ступени нагружения, Нм.

3. Касательные напряжения τ_{Ti} , МПа на i -й ступени нагружения

$$\tau_{Ti} = 4,6 \cdot C_{zk} \frac{T_i \cdot 10^3}{d_c^2 \delta_k}, \quad (6.17)$$

где коэффициент 4,6 учитывает локальный характер приложения вращающего момента и дополнительные касательные напряжения; $C_{зк}$ – коэффициент влияния типа гибкого колеса на касательные напряжения, $C_{зк}=1$ – гибкое колесо-кольцо и $C_{зк}=0,85$ – гибкие колеса типов стакан и труба.

4. Суммарные напряжения в наружном волокне гибкого колеса.

Суммарное амплитудное нормальное напряжение

$$\sigma_{ai} = \sigma_{ua} + 0,5\sigma_{Fpi} \quad (6.18)$$

(напряжение σ_{Fpi} изменяется по пульсирующему циклу).

Суммарное среднее нормальное напряжение

$$\sigma_{mi} = \sigma_{um} + 0,5\sigma_{Fpi} \quad (6.19)$$

Напряжения σ_{ua} и σ_{um} определяются как полуразность и полусумма напряжения σ_u при $C_{\varphi \max}$ и $C_{\varphi \min}$ соответственно.

В нереверсивных передачах, полагая, что касательное напряжение τ_i с учетом пусков изменяется по пульсирующему циклу, имеем

$$\tau_{ai} = \tau_{mi} = 0,5\tau_{Ti}; \quad (6.20)$$

В реверсивных передачах касательные напряжения изменяются по симметричному циклу, т.е.

$$\tau_{ai} = \tau_{Ti}; \quad \tau_{mi} = 0. \quad (6.21)$$

5. Эквивалентные напряжения

Эквивалентная амплитуда нормальных напряжений

$$\sigma_{a\bar{e}i} = (K_{\sigma})_D \sigma_{ai} + \psi_{\sigma} \sigma_{mi} \quad (6.22)$$

Здесь $i=1,2...k$ – число ступеней длительно действующих ($N > 10^4$) режимов нагружения (индекс 1 – наибольшее напряжение, k – наименьшее);

ψ_{σ} – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла нормальных напряжений, $\psi_{\sigma} = 0,1$;

$(K_{\sigma})_D$ – приведенный коэффициент концентрации нормальных напряжений

$$(K_{\sigma})_D = \frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + K_{F\sigma} - 1,$$

где K_{σ} – эффективный коэффициент концентрации напряжений, $K_{\sigma} = 1,55 + 0,3 \frac{m}{\delta_{\kappa}}$;

$K_{F\sigma}$ – коэффициент влияния шероховатости поверхности; при шлифовании ($0,32\sqrt{\dots} \dots 0,16\sqrt{\dots}$)

$K_{F\sigma} = 1$ и при обточке ($2,5\sqrt{\dots} \dots 0,63\sqrt{\dots}$) $K_{F\sigma} = 1,1$;

$K_{d\sigma}$ – коэффициент влияния абсолютных размеров, для углеродистой стали $K_{d\sigma} = 0,44 \cdot L^{-0,0131D} + 0,581$;

для легированной – $K_{d\sigma} = 0,339 L^{-0,09D} + 0,51$;

Эквивалентная амплитуда касательных напряжений:

в нереверсивных передачах

$$\tau_{a\bar{e}i} = 0,5[(K_{\tau})_D + \psi_{\tau}] \tau_{Ti}; \quad (6.23)$$

в реверсивных передачах

$$\tau_{a\bar{e}i} = (K_{\tau})_D \tau_{Ti}, \quad (6.24)$$

где $(K_{\tau})_D$ – приведенный коэффициент концентрации касательных напряжений – $(K_{\tau})_D \approx (K_{\sigma})_D$;

ψ_{τ} – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла касательных напряжений, $\psi_{\tau} \approx 0,05\psi_{\sigma}$.

6. Коэффициент запаса по сопротивлению усталости

$$s = \frac{s_{\sigma} s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} \geq 1,7, \quad (6.25)$$

$$\text{где } s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{a\beta 1}} K_L; \quad s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{a\beta 1}} K_L; \quad K_L = \sqrt[9]{\frac{N_O}{N_E}}, \quad (6.26)$$

где σ_{-1} , τ_{-1} – пределы выносливости по нормальным и касательным напряжениям, при базовом числе циклов $N_0 = 10^8$ принимаются по табл. 6.9.

Пояснительный график к определению эквивалентного числа циклов N_E приведен на рис. 6.4, а,б.

$$\text{Для нормальных напряжений } N_E = 60 \sum_{i=1}^l \left(\frac{\sigma_{a\beta i}}{\sigma_{a\beta 1}} \right)^9 \frac{n_h}{i_h} t_i + 120 \left(\frac{\sigma_{a\beta l+1}}{\sigma_{a\beta 1}} \right)^9 n_h \left(1 - \frac{1}{i_h} \right) \sum_{i=1}^l t_i.$$

$$\text{Для касательных напряжений в нереверсивных передачах } N_E = 60 \sum_{i=1}^l \left(\frac{\tau_{a\beta i}}{\tau_{a\beta 1}} \right)^9 \frac{n_h}{i_h} t_i.$$

$$\text{Для касательных напряжений в реверсивных передачах } N_E = 60 \sum_{i=1}^l \left(\frac{\tau_{Ti}}{\tau_{T1}} \right)^9 \frac{n_h}{i_h} t_i.$$

Если по (6.26) $K_L < 1$, следует принимать $K_L = 1$, если $K_L > 1,62$, то $K_L = 1,62$.

Таблица 6.9

**Механические характеристики материалов, применяемых
для изготовления гибких колес**

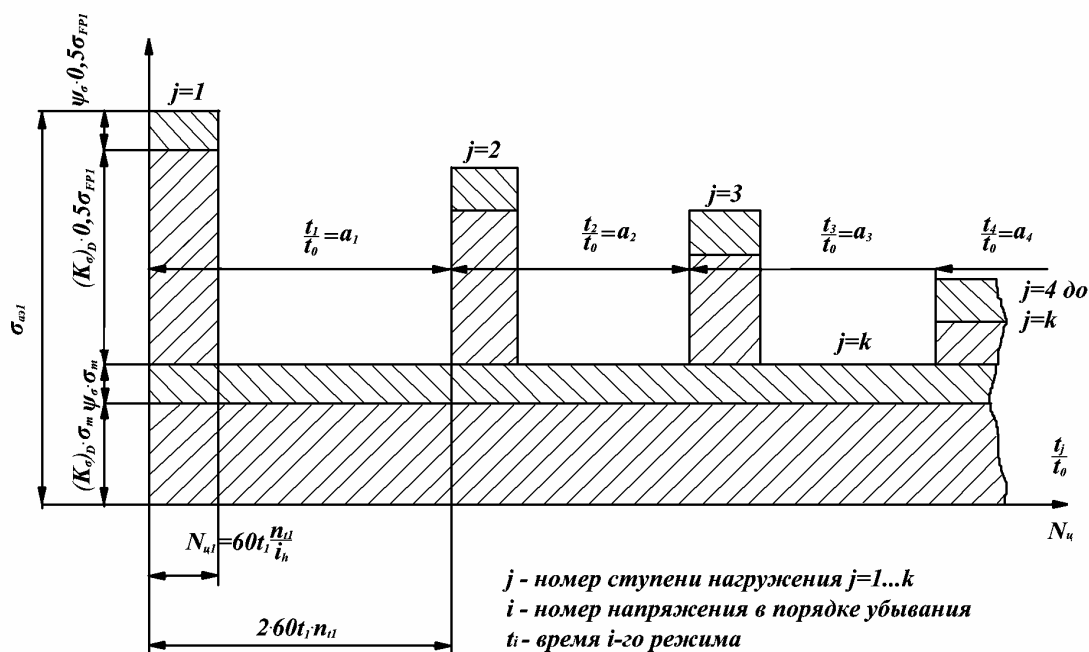
Сталь (улучшенная)	Твердость, НВ	σ_{-1} , МПа	τ_{-1} , МПа
40Х	280...300	500	240
40ХНМА	310...330	550	270
40ХГСА	300...320	530	250
38ХНЗВА	310...340	550	270
38ХМЮА	320...280	550	270
ШХ15	260...300	420	200
X18M10T	280...300	450	210
50ХГ	310...340	640	370

Зацепление зубьев гибкого и жесткого колес. Напряжения смятия на контактирующих поверхностях зубьев, МПа

$$\sigma_{cm} = 21,1 \frac{T_1 \cdot 10^3}{b_k d_c^2} \leq [\sigma]_{cm}, \quad (6.27)$$

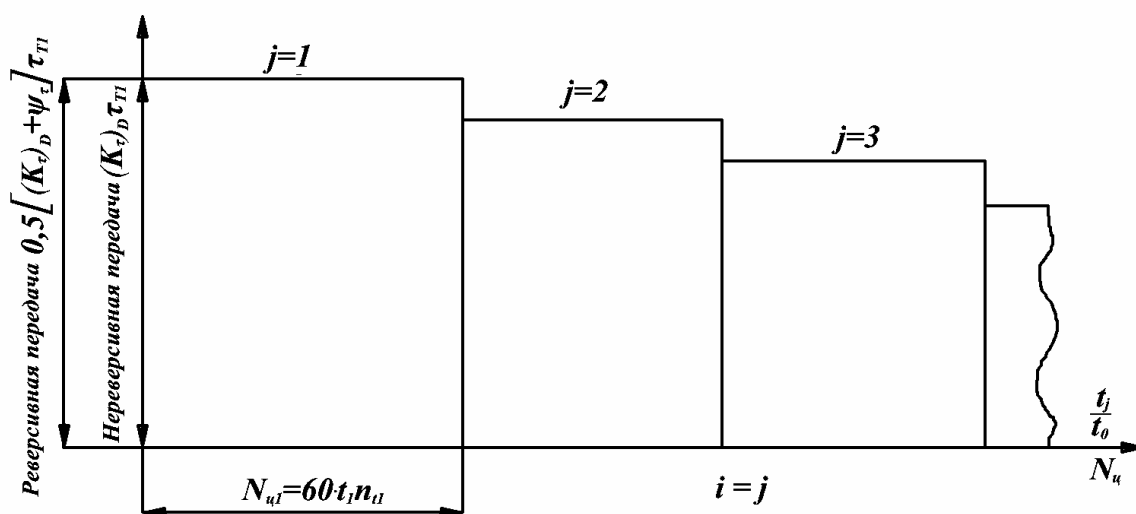
где T_1 – вращающий момент на валу генератора, МПа; $[\sigma]_{cm} = 50-35-25$ МПа, при $K_{\varnothing} = 0,65...0,8$; $0,8...1,2$; $1,2...1,6$ соответственно; b_k – номинальная длина линии контакта зубьев, мм, формула (6.3); d_c – средний диаметр гибкого колеса, мм.

Для нормальных напряжений



а)

Для касательных напряжений



б)

Рис.6.4. Графики для определения N_E

Долговечность подшипника генератора. Долговечность гибкого подшипника (рис. 6.2, в) кулачкового генератора L_h , ч.

$$L_h = \frac{10^6}{60 n_h} \left(\frac{C_g}{P_g} \right)^3. \quad (6.28)$$

Здесь n_h – частота вращения генератора волн, мин⁻¹; $C_g = C \frac{0,36}{K_i}$ – динамическая грузоподъемность гибкого подшипника, Н;

C – динамическая грузоподъемность подшипника общего назначения с наружным диаметром, равным наружному диаметру недеформированного гибкого подшипника – см. табл. П.9; коэффициент $K_i = \sqrt[3]{0,24 + 0,47a + 0,25a^2 + 0,6a^3}$,

где $a = \frac{193}{i_h \sqrt{i_h^*}}$. При $D < 80$ мм $i_h^* = i_h$. При $D = 80 \dots 480$ мм. $i_h^* < i_h$, если $i_h < i_{h\text{зр}}$ и $i_h^* = i_h$, если $i_h > i_{h\text{зр}}$ ($i_{h\text{зр}} = 160; 125; 100$ и 80 при $D = 80 \dots 125; 125 \dots 200; 200 \dots 315; 315 \dots 480$ соответственно).

Эквивалентная динамическая нагрузка, Н

$$P_g = V \frac{T_1 \cdot 10^3}{d_{ab} - 1,4m} K_\delta K_T \text{tg} \alpha,$$

где V – коэффициент вращения кольца; K_δ – коэффициент безопасности; K_T – коэффициент температуры – принимаются по подобию с обычными подшипниками (табл.12.4 и 12.5); d_{ab} – диаметр окружности вершин зубьев венца жесткого колеса, мм, ф-ла (6.9); m – модуль, мм; $\alpha = 20^\circ$.

В дисковых генераторах (рис. 6.2,б) применяют подшипники общего назначения. Разность наружного диаметра D_δ диска генератора и наружного диаметра D_n подшипника должна быть достаточно большой для получения необходимой изгибной жесткости наружного кольца подшипника. Исследования показывают, что при полуразности этих диаметров, равной $0,085 D_\delta$, динамическая грузоподъемность подшипника снижается (по сравнению с обычным случаем установки подшипников в жесткий корпус) не более чем на 10%.

Таким образом, расчет подшипника качения дискового генератора следует вести по обычным зависимостям. При этом следует учитывать:

1. Динамическая грузоподъемность подшипника качения дискового генератора принимается на 10% меньше, чем указано в каталогах.

2. Радиальная нагрузка F_r , Н определяется по зависимости

$$F_r = \frac{T_1}{i_h \eta^2 e_\delta \cos \alpha_h}, \quad (6.29)$$

где η – КПД передачи; α_h – угол давления: $\alpha_h = 60 \dots 65 \dots 70 \dots 78^\circ$ при $T = T \dots 0,6T \dots 0,4T \dots 0,2T$ соответственно; e_δ – эксцентриситет, мм, ф-ла (6.12).

Расчетная частота вращения подшипника

$$n = \frac{D}{D_\delta} \cdot \frac{n_h}{i_h} (i_h - 1), \quad (6.30)$$

где D – внутренний диаметр гибкого колеса, мм, формула (6.1);

D_δ – наружный диаметр дисков, мм, формула (6.12).

ГЛАВА 7 ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

7.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Фрикционные механизмы являются разновидностью механических передач, работающих за счет сил трения с непосредственным касанием ведущего и ведомого цилиндрических или конических тел качения (катков), прижимаемых друг к другу с соответствующей силой. На рис. 7.1, а, б, в приведены соответственно фрикционные передачи с цилиндрическими, клинчатыми и коническими катками.

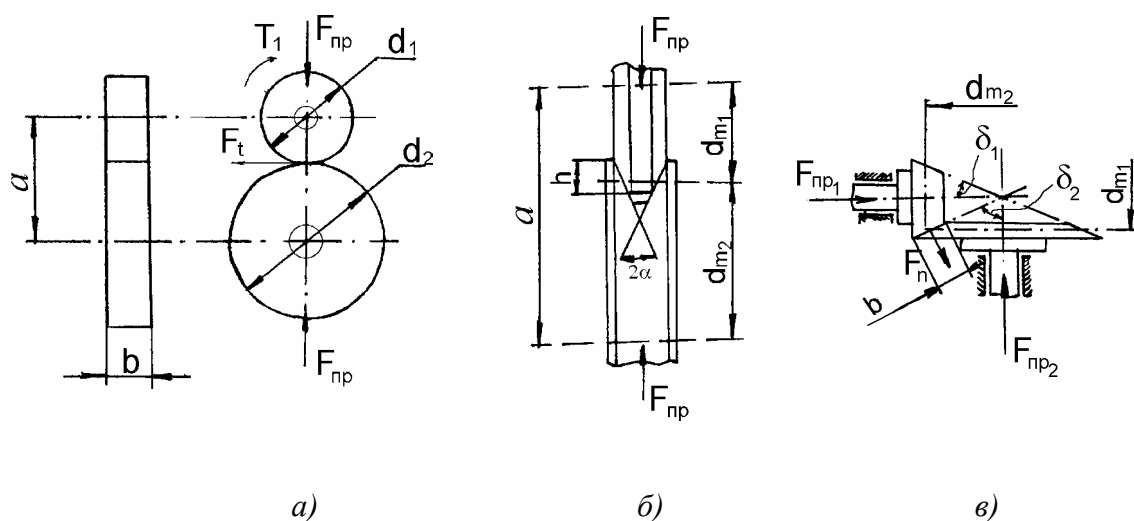


Рис. 7.1. Фрикционные передачи с катками:
а – цилиндрическими; б – клинчатыми; в – коническими

Выполнив одно из тел качения с переменным радиусом качения можно осуществить передачу с переменным передаточным числом (вариаторы). Схема лобового вариатора показана на рис. 7.2. Быстроходные фрикционные передачи обычно работают в условиях смазки во избежание сильного нагрева и интенсивного износа рабочих поверхностей.

Достоинствами фрикционных передач являются: простота конструкции, бесшумность, равномерность вращения, возможность бесступенчатого регулирования скорости ведомой части и ее защита от перегрузок; недостатками - большие нагрузки на валы и их опоры, необходимость использования прижимных устройств, наличие проскальзывания и, в сравнении с зубчатыми передачами тех же размеров, до 10 и более раз меньшая нагрузочная способность. Передаваемые мощности фрикционных передач обычно не превышают 20 кВт.

Передаточное число фрикционной передачи

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{\xi d_1}, \quad (7.1)$$

где n_1, n_2 – частоты вращения ведущего и ведомого валов, мин^{-1} ; d_1, d_2 – диаметры ведущего и ведомого тел качения; $\xi = 0,95 \dots 0,99$ – коэффициент, учитывающий их проскальзывание, большие значения – при работе без смазки, меньшие – со смазкой.

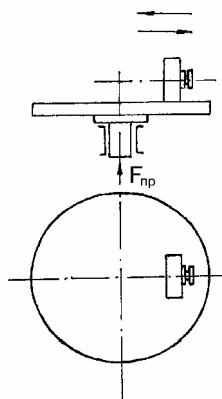


Рис. 7.2. Лобовой вариатор

Практические значения передаточных чисел ограничиваются габаритами передачи: для силовых фрикционных передач $u \leq 5...6$, кинематических – $u \leq 8...10$. Наибольший диапазон регулирования частот вращения (отношение наибольшей частоты вращения ведомого вала к наименьшей) фрикционных вариаторов может достигать 3...4.

При заданном значении передаваемой окружной силы F_t нормальное усилие на поверхности контакта тел качения, необходимое для создания необходимой величины сил трения,

$$F_n = K_{cy} \frac{F_t}{f}, \quad (7.2)$$

где f – коэффициент трения (табл. 7.1), $K_{cy} = 1,25...2$ – коэффициент запаса сцепления, меньшие значения при автоматическом регулировании прижимного усилия.

Для фрикционных передач используются смазки ВТМ-1, ВТМ-2 и другие, у которых коэффициент трения в среднем в 1,5 раза выше, чем у минеральных.

Таблица 7.1

Значения коэффициентов f , K_d и Z_M

Коэффициенты	Материал пары				
	сталь - сталь при смазке	сталь - сталь без смазки	сталь - металло-керамика	сталь - ретинакс или асбосмоляная пластмасса	сталь - текстолит
f	0,04...0,08	0,15...0,2	0,3...0,35	0,3...0,4	0,2...0,25
K_d , МПа ^{1/3}	1600	1100	790	480	410
Z_M , МПа ^{1/2}	271		200	95	75

Потери в фрикционных передачах обусловлены трением качения и проскальзыванием между катками, трением в опорах. При малом модуле упругости материалов поверхностного слоя тел качения КПД может быть невысоким – $\eta = 0,6...0,7$. При стальных, качественно изготовленных катках и разгруженных опорах $\eta = 0,95...0,96$. Обычно $\eta = 0,9...0,95$.

7.2. ВИДЫ РАЗРУШЕНИЯ И КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ

В процессе работы на рабочей поверхности катков действуют циклически изменяющиеся, пульсирующие контактные напряжения, вызывающие усталостные явления в поверх-

ностном слое материала. По мере накопления внутренних повреждений в материале на рабочих поверхностях катков возникают микротрещины усталостного характера. При наличии смазки она нагнетается в микротрещины и вызывает их более интенсивное развитие на поверхности ведомого катка, приводящее к проявлению усталостного выкрашивания. Особенно опасно прогрессирующее выкрашивание, распространяющееся в процессе работы на всю рабочую поверхность катков, вызывая их выход из строя.

Для передач, у которых не обеспечено образование масляной пленки между контактирующими поверхностями или вообще отсутствует смазка, характерен абразивный износ (истирание) рабочих поверхностей.

Долговечность катков, определяемая в первом случае числом циклов до появления повреждений на их поверхностях, а во втором – до допустимого изнашивания, зависит соответственно от величины контактного напряжения σ_H и коэффициента трения f .

Катки из неметаллических материалов разрушаются вследствие отслаивания рабочих поверхностей.

Следовательно, основными критериями работоспособности фрикционных передач являются контактная прочность и износостойкость.

7.3. МАТЕРИАЛЫ. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Материалы фрикционных катков должны обладать высокими модулем упругости (для уменьшения упругого скольжения и потерь на перекачивание) и коэффициентом трения (для уменьшения требуемой силы прижатия), а также высокими контактной прочностью и износостойкостью (для обеспечения необходимой долговечности). Наиболее пригодными являются шарикоподшипниковые стали ШХ15, а также цементуемые стали 18ХГТ, 18Х2Н4МА или сталь 65Г с твердостью рабочих поверхностей не менее 60HRC. Катки из таких сталей, обычно работающие со смазкой, обеспечивают минимальные габариты и высокий КПД передачи при высоких требованиях к точности изготовления и монтажа, а также к качеству рабочих поверхностей.

Для катков с контактом металл - неметалл требуется менее высокие точность изготовления и обработка контактирующих поверхностей. При работе без смазки применяют пары из текстолита, пластмассы, резины по стали, имеющие более высокий коэффициент трения в сравнении со стальными и, следовательно, требующие меньшие силы прижатия. Используются также ретинакс ФК-16Л, специальные фрикционные пластмассы КФ-2 с асбестовым и целлюлозным наполнителем, имеющие коэффициент трения до 0,5, а также металлокерамика ФАБ-П на основе алюминиевой бронзы.

Допускаемые контактные напряжения для сталей принимаются равными длительным пределам поверхностной выносливости при пульсирующем цикле, т.е. в предположении, что число циклов нагружения больше базового числа циклов.

Для различных материалов поверхностей катков значения допускаемых контактных напряжений $|\sigma_H|$, модуля упругости E и коэффициента Пуассона ν приведены в табл. 7.2.

7.4. РАСЧЕТ ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ

7.4.1. Проектировочный расчет фрикционных передач

Проектировочному расчету фрикционных передач предшествует определение передаточного числа, выбор материала и величин допускаемых напряжений.

Из условия действия в зоне касания тел качения допускаемых контактных напряжений в проектировочном расчете определяется диаметр ведущего катка.

Для фрикционной передачи с цилиндрическими катками (рис 7.1,а) диаметр

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1(u \pm 1)}{u \psi_{bd} |\sigma_H|^2}}, \text{ мм.} \quad (7.3)$$

Таблица 7.2

Значения $|\sigma_H|, E$ и ν

Параметр	Материал рабочей поверхности катков					
	Стали		Чугун	Металло-керамика	Ретинакс, асбосмоляная пластмасса	Текстолит
	углеродистая улучшенная	легированная с поверхностной термообработкой				
$ \sigma_H $, МПа	[(3,5...4,0)HB] K_{HL}	[(30...35)HRC] K_{HL}	$1,5\sigma_{ви}$	150	80...100	60...80
E , МПа	$2,1 \cdot 10^5$		$1,5 \cdot 10^5$	$7,5 \cdot 10^4$	$1,3 \cdot 10^4$	$(0,6...1,0) \cdot 10^4$
ν	0,3		0,25	0,35	0,4	
Примечания: При точечном контакте значения $ \sigma_H $ принимаются выше указанных в 1,5...1,8 раза; большие значения $ \sigma_H $ для стали при работе без смазочного материала; при $H \leq 350\text{HB}$ $K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{25 \cdot 10^6}{N_{HE}}}$, при $H \geq 350\text{HB}$ $K_{HL} = \sqrt[9]{\frac{2 \cdot 10^8}{N_{HE}}}$, где $N_{HE} = 60 \cdot t \cdot n$, t – ресурс передачи, ч; n – частота вращения, мин ⁻¹ ;						
$\sigma_{ви}$ - предел временного сопротивления при изгибе						

Для передач с клинчатыми катками (рис. 7.1,б) и с коническими гладкими катками (рис. 7.1,в) соответственно средний диаметр

$$d_{m1} = 0,7 K_d \sqrt[3]{\frac{T_1(u+1)}{u \psi_{bd} z |\sigma_H|^2}}, \text{ мм;} \quad (7.4)$$

$$d_{m1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1(u \cos \delta_1 + \cos \delta_2)}{u \psi_{bd} |\sigma_H|^2}}, \text{ мм.} \quad (7.5)$$

Для лобового вариатора (рис. 7.2)

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1}{\psi_{bd} |\sigma_H|^2}}, \text{ мм.} \quad (7.6)$$

В этих зависимостях: T_1 – вращающий момент на ведущем катке, Н·м; u – передаточное число передачи; ψ_{bd} – коэффициент относительной ширины катков ($\psi_{bd} = b/d_1$, $\psi_{bd} = b/d_{m1}$, где b – ширина катка или длина контактной линии при гладких цилиндрических и конических катках), $\psi_{bd} = 0,2...0,25$ – для конических катков; $\psi_{bd} = 0,2...1,0$ – для ведущего катка лобового вариатора; $\psi_{bd} = 0,2...0,4$ – для цилиндрических и клинчатых катков; z – число ручьев в передаче с клинчатыми катками, $z = 1...4$ (уточняется с учетом вычисленного значения d_{m1}); δ_1, δ_2 – углы при вершине конусов конических катков, при угле между их осями 90° : $\delta_1 = \arctg \frac{1}{u}$ и $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$.

Значения коэффициента K_d приведены в табл. 7.1. В формуле (7.3) знак "+" относится к внешнему контакту, знак "–" – к внутреннему контакту катков.

Расчетные значения диаметров d_1 и d_{m1} округляются до ближайшего большего размера из ряда нормальных чисел.

7.4.2. Геометрические параметры фрикционных передач

Основные геометрические параметры фрикционных передач определяются в соответствии с табл. 7.3.

Таблица 7.3

Основные геометрические зависимости фрикционных передач

Параметр	Обозначение	Формулы и указания		
		рис. 7.1, а	рис. 7.1, б	рис. 7.1, в
Диаметр ведущего катка	d_1, d_{m1}	Формула (7.3)	формула (7.4)	формула (7.5)
Диаметр ведомого катка	d_2, d_{m2}	$d_2 = d_1 \xi u$	$d_{m2} = d_{m1} \xi u$	
Межосевое расстояние	a	$a = 0,5(d_1 \pm d_2)$	$a = 0,5(d_{m1} + d_{m2})$	—
Ширина катков (длина контактной линии)	b	$b = \psi_{bd} d_1$	$b = \psi_{bd} d_{m1}$	
Угол клина	2α	—	$30^\circ - 40^\circ$	—
Высота клина	h	—	$\approx 0,04d_{m1}$	—

7.4.3. Проверочный расчет фрикционных передач

Проверочный расчет фрикционных передач производится из условия контактной прочности по формулам:

при цилиндрических катках (рис. 7.1,а)

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{F_t K_\beta K_V (u \pm 1)}{u b d_1} \cdot \frac{K_{cy}}{f}} \leq |\sigma_H|; \quad (7.7)$$

при клинчатых катках (рис. 7.1,б)

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{F_t K_\beta K_n K_V (u + 1) \sin \alpha}{u b d_{m1} z} \cdot \frac{K_{cy}}{f}} \leq |\sigma_H|; \quad (7.8)$$

при конических катках (рис. 7.1,в)

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{F_t K_\beta K_V (u \cos \delta_1 + \cos \delta_2)}{u b d_{m1}} \cdot \frac{K_{cy}}{f}} \leq |\sigma_H|. \quad (7.9)$$

Проверочный расчет лобового вариатора производится по формуле:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{F_t K_\beta K_V}{b d_1} \cdot \frac{K_{cy}}{f}} \leq |\sigma_i|. \quad (7.10)$$

В эти зависимости входят следующие параметры: $F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_1}$ – окружное усилие, Н;

$d_1; d_{m1}$ – диаметр (средний) ведущего катка, мм;

b – ширина катков (длина контактной линии), мм (табл. 7.3);

u – передаточное число, см. ф-лу (7.1);

$K_{сц}$ – коэффициент запаса сцепления, $K_{сц} = 1,25...2,0$;

f – коэффициент трения в зоне контакта катков (табл. 7.1);

Z_M – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных катков,

$$Z_M = \sqrt{\frac{2E_1E_2}{\pi[E_1(1-\nu_2^2) + E_2(1-\nu_1^2)]}},$$

где E_1, E_2 и ν_1, ν_2 – модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов ведущего и ведомого катков (табл. 7.2). Значения коэффициента Z_M даны в табл. 7.1.

α – половина угла клина (табл. 7.3);

$z; \delta_1$ и δ_2 – см. проектировочный расчет;

K_β – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий, при $b/d_1 = 0,2...0,8$ $K_\beta = 1,1...1,3$;

K_V – коэффициент динамичности нагрузки: при спокойной нагрузке $K_V = 1$; при ударной $K_V = 1,1...1,3$;

K_n – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по потокам мощности при клинчатых катках: при $z = 1$ $K_n = 1$; при $z = 2$ и 3 $K_n = 1,2$; при $z = 4$ $K_n = 1,3$.

7.5. РАСЧЕТ ПРИЖИМНЫХ УСТРОЙСТВ

Для фрикционных передач с цилиндрическими гладкими катками (рис. 7.1,а) и в лобовом вариаторе (рис. 7.2) сила прижатия $F_{np} = F_n$, где F_n – нормальная сила, определяемая по формуле (7.2). В частности, при $K_{сц}/f = 1,5/0,045 = 33,3$ усилие прижатия или радиальная нагрузка на опоры передачи примерно в 30 раз превышает окружное усилие.

В передачах с клинчатыми катками (рис. 7.1,б) сила прижатия $F_{np} = 2F_n z \sin \alpha$. При $z = 1$ и наименьшем допустимом угле $\alpha = 15^\circ$ (табл. 7.3) $F_{i\delta} \cong 0,5F_i$, т.е. здесь сила прижатия в 2 раза меньше, чем в передаче с цилиндрическими катками.

Для передачи с пересекающимися под прямым углом осями валов (рис. 7.1,в) из условия равновесия катков $F_{np1} = F_n \sin \delta_1$ и $F_{np2} = F_n \sin \delta_2$. При $u > 1$ $\delta_1 < \delta_2$ и $F_{np1} < F_{np2}$. Следовательно, в этом случае силу прижатия следует создавать со стороны меньшего катка.

ГЛАВА 8 ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

8.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Эти передачи широко используют в качестве понижающих или повышающих для передачи вращения между параллельными валами в значительном диапазоне межосевых расстояний.

В сравнении с ременными они работают без проскальзывания и имеют значительно меньшие габариты и нагрузки на валы, более высокий КПД ($\eta = 0,94 \dots 0,96$), обеспечивают возможность передачи движения нескольким звездочкам и легкую замену цепи или отдельных ее звеньев.

К недостаткам передачи следует отнести: увеличение шага цепи вследствие износа шарниров и, как следствие, необходимость применения натяжных устройств, сложность ухода при эксплуатации (смазка, регулирование, установка в картере), некоторая неравномерность хода и шум. В механизмах и машинах небольшой мощности (до 25 кВт) цепные передачи применяются в качестве привода: а) от источника энергии (электродвигатель) к приемному валу передаточного механизма или машины и б) от выходного вала (в большинстве случаев тихоходного) к другой машине или механизму. В первом случае цепная передача является быстроходной и к ней предъявляют требования высокой работоспособности и компактности. Этим условиям удовлетворяют приводные роликовые цепи (преимущественно однорядные) типа ПР малых и средних шагов (от 12,7 до 25,4 мм). Во втором случае цепные передачи работают с пониженными скоростями и передают значительные вращающие моменты. Этим условиям наилучшим образом удовлетворяют роликовые цепи однорядные и двухрядные типа ПР больших шагов (от 25,4 до 50,8 мм).

Конструирование цепных передач обусловлено в первую очередь правильным выбором типоразмера цепи. Для смазываемых закрытых и защищенных передач (см. гл.28) критериями работоспособности цепи являются износостойкость шарниров звеньев и выносливость ее элементов (пластин, роликов), подвергаемых действию циклической нагрузки. Выбор типоразмера цепи осуществляется путем расчета, исходя из установленных практикой допустимых величин среднего давления в шарнирах звеньев цепи, зависящих от параметров, условий и принятого срока службы работы передачи.

Основные параметры и кинематика передачи. Важнейшим параметром цепи является шаг p , мм (рис. 1.1). Основные размеры и характеристики приводных цепей зависят от шага и указаны в ГОСТ 13568 (табл. 8.1).

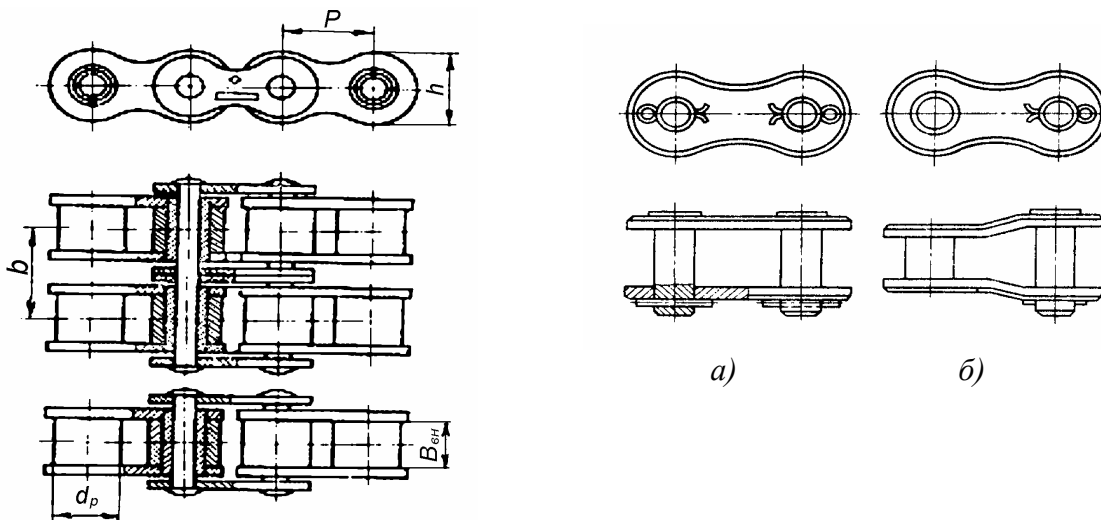


Рис. 8.1. Конструкции приводных роликовых цепей:
а – соединительное звено; б – переходное звено

Таблица 8.1

Приводные роликовые цепи

Обозначение цепей по ГОСТу (выборка)	Шаг цепи p , мм	Расстояние между рядами ϵ , мм	Расстояние между внутренними пластинами $B_{вн}$, мм	Диаметр ролика d_p , мм	Ширина внутренней пластины h , мм	Проекция опорной поверхности шарнира одной цепи $A_{оп}$, мм ²	Разрушающая нагрузка $Q_{разр}$, кН	Линейная масса цепи q , кг/м
ПР-9,525-9,1	9,525		5,72	6,35	8,5	28	9,1	0,5
ПР-12,7-18,2	12,7		7,75	8,51	11,8	50	18,2	0,75
2ПР-12,7-31,8		13,92				—	31,8	1,40
ПР-15,857-22,7	15,875		9,65	10,16	14,8	67	22,7	1,00
2ПР-15,857-45,4		16,59				—	45,4	1,90
ПР-19,05-31,8	19,05		12,70	11,91	18,2	106	31,8	1,90
2ПР-19,05-72,0		25,50				—	72,0	3,50
ПР-25,4-56,7	25,4		15,88	15,88	24,2	180	56,7	2,60
2ПР-25,4-113,4		29,29				—	113,4	5,00
ПР-31,75-88,5	31,75		19,05	19,05	30,2	260	88,5	3,80
2ПР-31,75-177,0		35,76				—	177,0	7,30
ПР-38,1-127,0	38,1		25,4	22,23	36,2	395	127,0	5,50
2ПР-38,1-254,0		45,44				—	254,0	11,00
ПР-44,45-172,4	44,45		25,40	25,70	42,4	470	172,4	7,50
2ПР-44,45-344,8		48,87				—	344,8	14,40
ПР-50,8-226,8	50,8		31,75	28,58	48,3	650	226,8	9,70
2ПР-50,8-453,6		58,55				—	453,6	19,10

Передаточное число передачи

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (8.1)$$

где n_1 и n_2 – частоты вращения ведущей и ведомой звездочек, мин⁻¹; z_1 и z_2 – числа зубьев ведущей и ведомой звездочек. Предельные значения среднего передаточного числа

$$1 \leq u \leq u_{\max} = \frac{z_{2\max}}{z_{1\min}}.$$

Максимальная величина $u_{\max}$: для передач общего применения при $v_u > 2$ м/с $u_{\max} \leq 7$; для низкоскоростных передач ($v_u < 2$ м/с) при полном отсутствии толчков и ударов $u_{\max} \leq 10$.

Средняя скорость цепи, м/с

$$v_u = z_1 n_1 p / (60 \cdot 10^3). \quad (8.2)$$

Число зубьев ведущей звездочки z_1 назначают нечетным и по возможности простым. Рекомендуемое число зубьев z_1 с учетом передаточного числа: при $u \leq 5$ $z_1 = 29 - 2u$ и при $u > 5$ $z_1 = 29 - 1,5u \geq z_{1\min}$, где $z_{1\min}$ – минимально допустимое число зубьев. При $v_u \geq 2$ м/с $z_{1\min} = 17 \dots 19$, при $v_u < 2$ м/с $z_{1\min} = 13 \dots 15$.

Расчетное число зубьев ведомой звездочки

$$z_2 = u z_1 \leq z_{2\max}.$$

Число зубьев z_2 может быть как четным, так и нечетным. Наиболее предпочтительно принимать его нечетным и простым. Наибольшее число зубьев z_2 ограничивается увеличением шага вследствие износа. Максимальное число зубьев при этом

$$z_{2\max} \leq \frac{200K}{\epsilon}, \quad (8.3)$$

где K – коэффициент хордальной высоты; для звездочек по ГОСТ 591 при уменьшенной высоте зуба $K=0,3$; при нормальной высоте зуба $K=0,5$; при увеличенной (передаточное число $u \geq 5$) – $K=0,7$;

$\varepsilon = 100 \frac{\Delta p}{p}$ – относительное удлинение среднего шага цепи, %, находится в пределах:

$$1,25 < \varepsilon < 2,5 \dots 3.$$

Рекомендуемые пределы расстояния между осями звездочек, выраженные в шагах:

$$a_p = a/p = 30 \dots 50; a_{p\max} = 80. \quad (8.4)$$

Наименьшее допустимое межосевое расстояние составляет $a_{p\min} = \frac{z_1}{2\pi} \cdot (1+u) + (30 \dots 50)/p$ при $u \leq 3$ и $a_{p\min} = \frac{z_1}{2\pi} (1+u) \cdot \frac{(9+u)}{10}$ при $u > 3$. При этом

оно ограничивается: а) минимальной величиной угла обхвата цепью ведущей звездочки, равной 120° , для чего требуется дополнительная проверка наименьшего межосевого расстояния при $u \geq 5$ по условию $a_{p\min} > 2C_a$, где $C_a = \frac{z_2 - z_1}{2\pi}$; б) диаметрами выступов звездочек d_{e1} и

$$d_{e2}, \text{ т.е. } a_{p\min} > \frac{d_{e1} + d_{e2}}{2p}.$$

8.2. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ

При проектировочном расчете определяется шаг цепи, исходя из допускаемой величины давления в шарнирах звеньев цепи и принятого (ориентировочного) значения межосевого расстояния передачи a' , мм. Возможный к применению диапазон шагов при принятом или ориентировочно заданном межосевом расстоянии устанавливается согласно зависимости

$$a'/80 \leq p \leq a'/30. \quad (8.5)$$

Расчетное значение шага (мм) определяется по формуле

$$p \geq 30,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1 K_{изн.(уст)}^*}{n_1 K_m}}, \quad (8.6)$$

где P_1 – мощность на ведущей звездочке, кВт; n_1 – частота вращения ведущей звездочки, мин^{-1} , при переменном режиме работы передачи $n_1 = n_{1\min}$;

$K_{изн} = \sqrt[3]{(n_1/10)^2}$ – коэффициент, учитывающий при расчете скоростных передач влияние частоты вращения ведущей звездочки на износостойкость шарниров звеньев цепи;

$K_{уст} = 10 \sqrt[3]{n_1/10}$ – коэффициент, учитывающий при расчете средне- и низкоскоростных передач влияние частоты вращения ведущей звездочки на усталостную прочность пластин;

K_m – коэффициент, учитывающий число рядов цепи m : для однорядной цепи $K_m = 1$, двухрядной $K_m = 1,7$, трехрядной $K_m = 2,5$ и четырехрядной $K_m = 3$.

В формулу (8.6) подставляется большее из полученных значений коэффициентов $K_{изн}$ и $K_{уст}$ (рис. 2). При $n \leq 630 \text{ мин}^{-1}$ $K_{изн} \leq K_{уст}$, при $n \geq 630 \text{ мин}^{-1}$ $K_{изн} \geq K_{уст}$. Если шаг, полученный при расчете по ф-ле (8.6), не укладывается в рекомендуемый диапазон (ф-ла 8.5), следует увеличить рядность цепи.

С использованием значений шагов, полученных по формулам (8.5) и (8.6) устанавливается шаг цепи в соответствии с ГОСТ 13568 (табл. 8.1). При этом частота вращения ведущей звездочки не должна превышать предельно допустимую частоту вращения $n_{1\text{пред}}$, указанную в табл. 8.2 для выбранного шага цепи и принятого числа зубьев звездочки.

Установив шаг цепи p и располагая принятым значением межосевого расстояния a' определяют число звеньев цепи.

*Для упрощения расчета по формуле (8.6) ряд значений коэффициентов и параметров, влияющих на работоспособность цепей, объединены постоянным числовым коэффициентом. Срок службы передачи принят равным 10^4 час.

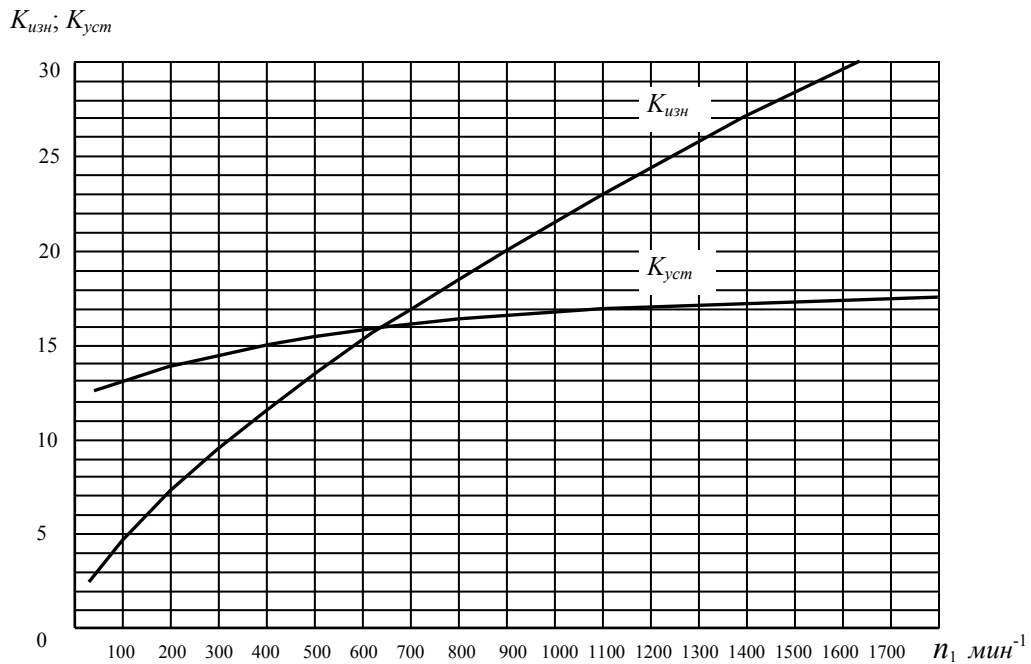


Рис. 8.2. Зависимость коэффициента $K_{изн}$ и $K_{уст}$ от частоты вращения ведущей звездочки.

$$z'_y = \frac{2a'}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a'} \quad (8.7)$$

Полученное значение z'_y следует округлять до целого четного числа звеньев.

В соответствии с принятым числом звеньев цепи z_y устанавливается межосевое расстояние передачи (без учета провисания).

$$a = \frac{p}{4} \left[z_y - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(z_y - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] \quad (8.8)$$

Для обеспечения провисания цепи межосевое расстояние a уменьшается на величину Δa – см. формулу (8.16).

Таблица 8.2

Предельные частоты вращения малой звездочки, мин⁻¹

Число зубьев ведущей звездочки z_1	Значение частоты вращения звездочки $n_{1пред, мин}^{-1}$, при шаге цепи t , мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
20	2780	2000	1520	1000	725	540	430	350
25	2900	2070	1580	1030	750	560	445	365
30	3000	2150	1640	1070	780	580	460	375

8.3. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ

При известных параметрах передачи, условиях ее работы и в соответствии с требуемым способом их смазки (табл. 8.3) при $v_y > 0,2$ м/с проводится проверочный расчет переда-

чи по двум критериям работоспособности: износостойкости шарниров звеньев цепи и сопротивлению усталости ее пластин. Низкоскоростные передачи (при $v_u < 0,2$ м/с) обычно по критериям работоспособности не рассчитывают. Для них определяют несущую способность, исходя из запаса прочности. В случае, если $n_{1\max} > n_{1\text{пред}}$ (высокоскоростные передачи), работоспособность цепи обеспечивается применением многорядных цепей, которые при этом подлежат расчету на усталостную прочность роликов.

Таблица 8.3

Выбор способа смазывания передачи в зависимости от скорости цепи

Смазка, обеспечивающая нормальную долговечность работы передачи		Скорость цепи v_u , м/с	Коэффициент относительной стоимости	
			материал (объем смазки)	оборудование и обслуживание
Пластичная		до 2	1,1...1,2	0,8
Жидкая	Периодическая регулярная	$\leq 0,55 \sqrt[3]{(50,8/p)^2}$	1	1
	Капельная	$\leq 76,2/p$	1,2...1,5	1,1...1,4
	Масляная ванна	$\leq \sqrt{1400/p}$	1,5...2	1,5...2
	Циркуляционная от насоса	$> \sqrt{1400/p}$	2...3	4...6

8.3.1. Расчет на износостойкость шарниров звеньев цепи

Расчет сводится к определению фактического среднего давления в шарнире (МПа) и сравнению его с допускаемым, выбранным с учетом режима работы и параметров передачи, по формуле

$$p_{изн} = F_{э.изн} K_{\delta} / (A_{он} K_m) \leq [p_{изн}]. \quad (8.9)$$

Здесь: $F_{э.изн}$ – эквивалентная полезная нагрузка (окружная сила), передаваемая цепью при расчете на износ, Н; при постоянном режиме работы $F_{э.изн} = F_t = 10^3 P_1 / v_u$, при переменном

режиме работы $F_{э.изн} = 1/L_h \sum F_{ti} \cdot L_{hi} \left(\frac{n_{1i}}{n_1} \right)^{2/3}$; L_h – полное время работы передачи, ч; $n_1 = n_{1\min}$

– частота вращения ведущей звездочки при наиболее тяжелом режиме, мин⁻¹, F_{ti} , L_{hi} и n_{1i} – соответственно окружная сила, Н, время работы, ч, и частота вращения ведущей звездочки, мин⁻¹ при i -ом режиме; K_{δ} – коэффициент динамичности нагрузки, зависит от типа привода и учитывает характер действующей нагрузки, принимается в соответствии с данными табл.8.4; K_m – коэффициент, учитывающий число рядов цепи (ф-ла 8.6) $A_{он}$ – проекция опорной поверхности шарнира однорядной цепи на его диаметральную плоскость, мм² (табл.8.1);

$[p_{изн}]$ – допускаемое среднее давление, МПа, гарантирующее в процессе работы передачи с принятым сроком службы равномерный износ шарниров звеньев цепи во времени,

$$[p_{изн}] = \frac{267}{K_{изн} K_R K_{\varepsilon}} \cdot \frac{15 \cdot 10^3}{L_h} \cdot \frac{\Delta p}{3} - 2p_u \leq 40 \text{ МПа}, \quad (8.10)$$

где L_h – время эксплуатации цепи в часах; Δp – принимаемое удлинение среднего шага цепи в процессе износа шарниров, %; (предельная норма износа, для цепей закрытых передач

$\Delta p = 3\%$); $K_{изн} = \sqrt[3]{(n_1/10)^2}$ – см. пояснения к формуле 8.6; $K_R = K_{z1}K_aK_uK_p$ – коэффициент параметров передачи, где $K_{z1} = 25/z_1$; $K_a = \sqrt[4]{40/a_p}$; $K_u = 1/\sqrt[6]{u}$ и $K_p = \sqrt[3]{p/25,4}$ – частные коэффициенты, соответственно учитывающие влияние числа зубьев ведущей звездочки, межосевого расстояния (выраженного в шагах), передаточного числа передачи и шага цепи на долговечность ее работы по условию износостойкости.

$K_э = K_nK_hK_c$ – коэффициент эксплуатации, где K_n, K_h и K_c – частные коэффициенты, учитывающие условия работы передачи и ее конструкцию, устанавливаются по данным табл. 8.5;

$p_u = F_u / (A_{on}K_m)$ – среднее давление, возникающее от действия центробежных сил инерции, МПа; $F_u = qv_u^2$ – натяжение от центробежных сил, действующее вдоль цепи, Н; q – масса одного метра цепи, кг/м (табл. 8.1).

Таблица 8.4

Значение коэффициента динамичности нагрузки K_δ

Характер действующей нагрузки	Значение коэффициента динамичности нагрузки K_δ при типе двигателя		
	Внутреннего сгорания с гидравлическим приводом	Электродвигатель или турбина	Внутреннего сгорания с механическим приводом
Спокойная	1	1	1,2
Умеренная	1,2	1,3	1,4
Тяжелые толчки и удары	1,4	1,4	1,7

Таблица 8.5

Коэффициенты учитывающие условия работы и конструкции передачи

Коэффициент	Условия работы передачи	Значение коэффициента
K_n	Наклон линии центров звездочек до 70° к горизонту	1
	Наклон линии центров звездочки свыше 70°	1,25
K_h	Передвигающиеся опоры	1
	Оттяжные звездочки или нажимной ролик	1,15
	Нерегулируемое (постоянное) межосевое расстояние	1,25
K_c^*	Смазка обильная (циркуляционная от насоса, количество смазки обеспечивает эффективное охлаждение цепи)	0,8
	Смазка оптимальная (способ смазки выбран в соответствии с рекомендациями табл. 8.3)	1
	Смазка минимально достаточная (выбранный способ несущественно отличается от рекомендаций, указанных в табл. 8.3)	1,5
Примечание. *При недостаточной смазке (периодическая, нерегулярная по времени) $K_c = 3...4$.		

8.3.2. Расчет на усталостную прочность пластин звеньев и роликов цепи

Для типоразмеров цепей, указанных в табл. 8.1, у которых проекция опорной поверхности шарнира A_{on} прямо пропорциональна расчетному (опасному) сечению пластин, расчет следует производить по среднему давлению:

$$p_{уст} = F_{э.уст} K_\delta / (A_{on} K_m) \leq [p_{уст}]. \quad (8.11)$$

Здесь: $F_{э.уст}$ – эквивалентная полезная нагрузка (окружная сила) при расчете пластин на усталостную прочность, Н; при постоянном режиме $F_{э.уст} = F_t$, при переменном режиме

$$F_{э.уст} = \sqrt[4]{\sum_i F_{ti}^4 (L_{hi} / L_h) (n_{li} / n_l)^{4/9}}; \quad (8.12)$$

F_{ii} – окружная сила при i -ом режиме, Н; $L_h; L_{hi}$ – полное время работы и время работы при i -ом режиме, ч; $n_{1i}; n_1=n_{1\min}$ – частоты вращения ведущей звездочки при i -ом и наиболее тяжелом режимах, мин⁻¹;

$[p_{ycm}]$ – допускаемое среднее давление в шарнире звена, МПа, гарантирующее при принятом сроке службы передачи усталостную прочность пластин цепи,

$$[p_{ycm}] = 270 K'_{z1} K_L / (K_{ycm} K'_p), \quad (8.13)$$

где $K_{ycm} = 10^3 \sqrt{n_1 / 10}$ – см. пояснения к формуле 8.6; $K'_{z1} = \sqrt[12]{z_1}$; $K_L = \sqrt[4]{15 \cdot 10^3 / L_h}$ и $K'_p = \sqrt[4]{p / 25,4}$ – коэффициенты, учитывающие влияние на усталостную прочность пластин соответственно числа зубьев ведущей звездочки, времени эксплуатации и шага цепи. Показатель корня k следует принимать: $k=24$ для цепей с шагом $p \leq 25,4$ мм и $k=6$ для цепей с шагом более 25,4 мм.

Значения величин A_{on}, K_m, K_∂ , входящих в формулу (8.11), указаны выше.

Если действительно условие $n_{1\max} > n_{1pred}$ (табл. 8.2), то слабым элементом цепи является ролик и в этом случае

$$[p_{\partial n \partial}] = 165 K''_{z1} K'_L / (n_1 K'_{yn \partial} K''_p),$$

где $K'_{ycm} = \sqrt{n_1^5}$; $K''_{z1} = \sqrt{z_1}$; $K'_L = \sqrt[8]{(15 \cdot 10^3 / L_h)^3}$; и $K''_p = \sqrt[4]{(p / 25,4)^9}$ – коэффициенты, учитывающие влияние на усталостную прочность роликов соответственно частоты вращения и числа зубьев ведущей звездочки, времени работы и шага цепи.

8.3.3. Расчет цепи по запасу прочности

Цепи быстроходных передач ($v_u \geq 10$ м/с), у которых возможны большие внутренние динамические нагрузки, а также цепи тихоходных передач ($v_u \leq 0,25$ м/с), которые по критериям работоспособности обычно не рассчитываются, необходимо проверить по запасу прочности, оцениваемого отношением разрушающей нагрузки к расчетной.

$$s' = Q_{разр} / F_{\Sigma вщ} \geq |s'|, \quad (8.14)$$

Здесь $Q_{разр}$ – разрушающая нагрузка, Н (табл.8.1); $|s'| \geq 5$;

$F_{\Sigma вщ}$ – полная расчетная нагрузка, действующая в ведущей ветви цепи, Н:

$F_{вщ} = F_t K_\partial + F_{вм} + F_{y \partial}$ – для быстроходных передач; $F_{вщ} = F_t K_{тик} + F_{вм}$ – для тихоходных передач, где $F_{вм} = F_f + F_u$ – натяжение ведомой ветви, Н; F_f – натяжение от провисания ветви, Н, $F_f = 5qgl \cos \gamma$; l – длина ветви, м; $g = 9,81$ м/с²; q – масса одного метра цепи, кг/м (табл.8.1); γ – угол наклона линии центров к горизонту; $F_u = qv_u^2$ – натяжение от центробежных сил, Н; $F_{y \partial} = 13 \cdot 10^{-7} n_1 p^3 m$ – сила удара, возникающая вдоль ветви цепи при посадке звена на зуб звездочки, Н; $K_{тик}$ – коэффициент, учитывающий вероятную пиковую нагрузку для данной машины, $K_{тик} = 2,5 \dots 3$.

По результатам проверки по формулам (8.9) и (8.11), а при действии больших внутренних динамических нагрузок с учетом зависимости (8.14) окончательно устанавливаются типоразмер цепи, ее срок службы и условия эксплуатации передачи.

8.4. Расчет предварительного натяжения и нагрузок на валы передачи

Для создания предварительного минимального натяжения наименьшая допустимая стрела провисания ветви для горизонтальных и наклонных ($\gamma \leq 70^\circ$) двухзвездных передач определяется по зависимости

$$f_{\min} \geq \left(11,4 \sqrt{a^3} / K_u \right) \cos \gamma, \quad (8.15)$$

где $f_{\min}$ – в мм; a – межосевое расстояние, м; $K_u=0,1v_u$ – коэффициент вводится для передач, работающих при $v_u \geq 10$ м/с. Наибольшая допустимая стрела провисания $f_{\max} \leq 3f_{\min}$.

Поправка межосевого расстояния в сторону сближения центров для получения гарантированного провисания ветвей определяется зависимостью

$$\Delta a = \frac{3f_{\min}^2}{a}. \quad (8.16)$$

Нагрузка на валы передачи $F_r \cong 1,15F_t K_\delta$.

8.5. Звездочки передач и их расчет

Материал звездочек и необходимая термическая обработка зубьев устанавливаются в соответствии с данными табл. 8.6. В этой же таблице указаны допускаемые контактные напряжения для проведения проверочных расчетов работоспособности звездочек в быстроходных и тяжело нагруженных тихоходных передачах.

Контактное напряжение (МПа) на поверхности зуба звездочки определяется по формуле:

$$\sigma_H = 0,47 \sqrt{K_z p E_{np}} \leq [\sigma_H], \quad (8.17)$$

где K_z – коэффициент, учитывающий число зубьев звездочки; для профиля зуба по ГОСТ 591 принимается по данным табл. 8.7; $p = (F_t K_\delta + F_{y\delta}) / (A_{on} K_m)$ – среднее давление в шарнире звена цепи, МПа; E_{np} – приведенный модуль упругости материала, МПа; для разнородных материалов контактируемых тел (ролик цепи – зуб звездочки)

$$E_{np} = 2 E_1 E_2 / (E_1 + E_2).$$

Размеры, необходимые для изображения звездочек на сборочных чертежах, и конструкция профиля зуба в поперечном сечении приведены в табл. 8.8. Профиль зуба звездочки выполняется в соответствии с ГОСТ 591.

Таблица 8.6

Материал и термическая обработка зубьев звездочек

Материал	Термическая обработка	Твердость поверхности	Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$, МПа	Условия работы звездочек
Чугун СЧ20 СЧ25	Закалка, отпуск	321...429 HB	550...650	Ведомые звездочки с большим числом зубьев ($z_2 > 50$) при скорости V_u менее 3 м/с
Сталь 45	Улучшение	170...210 HB	500...600	Ведомые звездочки ($z_2 > 30$) при скорости до 5 м/с
Сталь 45, 45Г, 50, 50Г	Закалка, отпуск	45...50 HRC	800...900	Ведущие и ведомые звездочки ($z_{1(2)} < 40$), работающие без резких толчков и ударов
Сталь 15, 20, 20Х	Цементация, закалка, отпуск	55...60 HRC	930...1030	Ведущие и ведомые звездочки с малым числом зубьев ($z_{1(2)} \leq 19$)

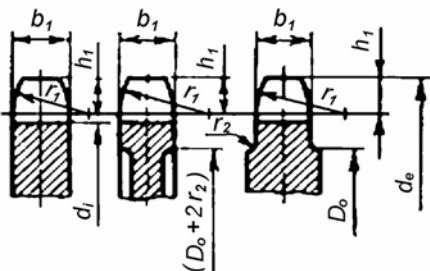
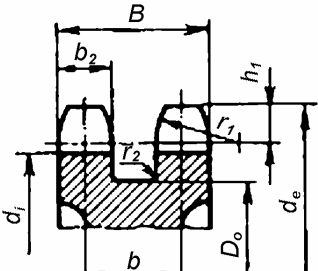
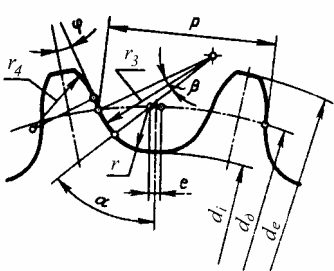
Таблица 8.7

Коэффициент влияния числа зубьев ведущей звездочки

Число зубьев звездочки	15	20	30	40	50	60
Коэффициент K_z	0,59	0,48	0,36	0,29	0,24	0,22

Таблица 8.8

Основные параметры венцов звездочек роликовых цепей, мм (ГОСТ 591).

Однорядные  Двухрядные  		
Наименование параметра	Обозначение	Расчетные формулы
Диаметр делительной окружности	d_o	$d_o = p / \sin(180^\circ / z)$
Диаметр окружности выступов	d_e	$d_e = p(0,532 + \operatorname{ctg}(180^\circ / z))$
Диаметр окружности впадин	d_i	$d_i = d_o - 2r$
Радиус впадины	r	$r = 0,5025d_p + 0,05$
Радиус закругления головки зуба	r_1	$r_1 = 1,7 d_p$
Расстояние от вершины зуба до линии центров дуг закруглений	h_1	$h_1 = 0,8d_p$
Диаметр обода: при $d_o \leq 150$ мм при $d_o > 150$ мм	D_o	$D_o = p \cdot \operatorname{ctg}(180^\circ / z) - 1,2h$ $D_o = p \cdot \operatorname{ctg}(180^\circ / z) - 1,3h$
Радиус закругления: при шаге > 35 (при шаге ≤ 35)	r_2	$r_2 = 2,5 \quad (r_2 = 1,5)$
Радиус сопряжения	r_3	$r_3 = 1,3025d_p + 0,05$
Радиус головки зуба	r_4	$r_4 = d_p(1,24 \cos \varphi + 0,8 \cos \beta - 1,3025) - 0,05$
Половина угла зуба	φ	$\varphi = 17^\circ - 64^\circ / z$
Угол сопряжения	β	$\beta = 18^\circ - 60^\circ / z$
Половина угла впадины	α	$\alpha = 55^\circ - 60^\circ / z$
Смещение	e	$e = 0,03p$
Ширина зуба звездочки: однорядной цепи двухрядной цепи	b_1 b_2	$b_1 = 0,93B_{\text{вн}} - 0,15$ $b_2 = 0,9B_{\text{вн}} - 0,15$
Ширина венца двухрядной звездочки	B	$B = b + b_2$

Примечание. Размеры $p, b, B_{\text{вн}}, d_p, h$ (мм) в соответствии с выбранной цепью принимаются по данным табл. 8.1.

ГЛАВА 9

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Применяемые для приводов машин ременные передачи обладают по сравнению с другими передачами простотой конструкции, сравнительно малой стоимостью, плавностью работы, возможностью передачи движения на значительные расстояния со скоростями до 100 м/с и мощностью до 500 кВт. Основными недостатками ременных передач являются: относительно большие габариты, непостоянство передаточного отношения, значительные нагрузки на валы и опоры, необходимость устройств для натяжения ремней и сравнительно невысокая их долговечность (для среднескоростных $1 \cdot 10^3 \dots 5 \cdot 10^3$ ч., а быстроходных синтетических 600...800 ч.).

9.1. ПЛОСКОРЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

9.1.1. Общие сведения

Эти передачи работают при скорости $v=5 \dots 100$ м/с и используются преимущественно для приводов мощностью до 50 кВт. Ограничение мощности и нижнего предела скорости лимитировано габаритами передачи. Передаточное число u открытой передачи обычно не более пяти. В зависимости от скорости ремня передачи могут быть среднескоростными (v до 30 м/с), быстроходными (v до 40 м/с) и сверхбыстроходными (v до 100 м/с).

Критериями работоспособности передачи являются надежность сцепления ремня со шкивом (тяговая способность) и долговечность, определяемая усталостной прочностью ремня. Проектировочный расчет плоских ремней производится по первому критерию с учетом условий работы передачи. Проверочный расчет ведется по второму критерию. Коэффициент полезного действия плоскоремennых передач при полной нагрузке для среднескоростных передач $\eta = 0,92 \dots 0,98$; для быстроходных $\eta = 0,85 \dots 0,95$.

9.1.2. Проектировочный расчет

Таблица 9.1

Характеристики прорезиненных и синтетических ремней

Наименование параметра	Прорезиненные конечной длины	Бесконечные ремни	
		Синтетические	Кордшнуровые
		Тип I	Тип II
Размеры ремней, мм: ширина (толщина)	20...500 (3...13,5)	10...100 (0,5...0,7)	30...80 (2,2...4)
Допускаемые наибольшая скорость v , м/с	30	100	40
наименьшая скорость	5	-	5
Передаваемые нагрузки	Малые, средние, большие	Малые	Малые, средние
Удельная тяговая способность	Высокая	Средняя	Высокая
Допускаемые кратковременные перегрузки	< 1,3	< 1,2	< 1,3
Плотность ремня ρ , кг/м ³	$(1,25 \dots 1,5) \cdot 10^3$	$0,8 \cdot 10^3$	$1,9 \cdot 10^3$
Отношение диаметра ведущего шкива к толщине ремня $d_{\min}/\delta$: допускаемое (рекомендуемое)	30 (40)	50...70 (100...150)	40 (70)
Предел прочности при растяжении, МПа	35...45	120...150	~150

Выбор материала и типа ремня. Тип ремня и его материал выбираются в зависимости от условий работы передачи. Для среднескоростных передач наибольшее применение имеют резинотканевые ремни (ГОСТ 23831), состоящие из нескольких слоев хлопчатобумажной ткани-белтинга, связанных вулканизированной резиной. Поставляются в рулонах.

Для быстроходных и сверхбыстроходных передач применяются синтетические бесконечные ремни (ОСТ17-969 и ТУ17-21-598). Ремни из капроновой ткани просвечивающего или полотняного переплетения, покрытые пленкой из полиамида С6 в соединении с нит-

рильным каучуком СКН-40 (тип I в табл.9.1) рекомендуется применять в сверхбыстроходных передачах. Ремни прорезиненные с кордшнуровым несущим слоем (ТУ38-105514, тип II в табл.9.1) рекомендуется применять в среднескоростных и быстроходных передачах при $v \leq 40$ м/с.

Характеристики прорезиненных или синтетических ремней даны в табл.9.1.

Ремни из других материалов (кожаные, шерстяные, хлопчатобумажные) имеют очень ограниченное применение и здесь не рассматриваются.

Расчет и выбор размеров и параметров передачи. 1. Определение диаметра ведущего шкива (мм) производится одним из следующих методов:

а) по формуле М. А. Саверина из условия обеспечения ресурса работы ремня не менее 2000 час.

$$d'_1 = (110 \dots 130) \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot 10^3}{n_1}}, \quad (9.1)$$

где P_1 - мощность на ведущем валу, кВт; n_1 - частота вращения ведущего вала, мин⁻¹. При переменном режиме принимают наибольшее отношение P_1 / n_1 ;

б) для малоскоростных передач задаются минимально допустимой скоростью ремня (табл. 9.1), после чего диаметр ведущего шкива определяется с использованием формулы

$$d'_1 = \frac{10^3 \cdot 60V_{\min}}{\pi n_1}; \quad (9.2)$$

в) диаметр ведущего шкива задается на основании конструктивных соображений, исходя из габаритов установки или требуемого диаметра ведомого шкива.

г) при ограниченном сортаменте ремней диаметр ведущего шкива назначают в зависимости от выбранной по табл. 9.2. толщины ремня δ .

Долговечность ремня и КПД передачи снижаются с уменьшением диаметра шкивов, поэтому диаметр d_1 следует принимать возможно большим.

Таблица 9.2

Значения толщины δ ремня и диаметра шкива d_{1min} для ремней конечной и бесконечной длины

Прорезиненные ремни конечной длины							
Число прокладок	Б-800 , Б-820			БКНЛ-65 , БКНЛ-65-2			
	толщина δ ,мм	d_{lmin} ,мм		толщина δ ,мм	d_{lmin} ,мм		
		рекомендуемый / допускаемый			рекомендуемый / допускаемый		
		с прослойками	без прослоек		с прослойками	без прослоек	
3	См. табл.9.4	180 / 140	140 / 100	См. табл.9.4	140 / 112	125 / 90	
4		224 / 180	200 / 140		180 / 140	160 / 112	
5		315 / 250	250 / 180		224 / 180	200 / 140	
6		355 / 280	315 / 224		280 / 224	224 / 160	
Бесконечные ремни							
Синтетические				Кордшнуровые			
Толщина δ , мм	0,5	0,6	0,7	2,2; 2,5	2,8; 3,1	3,5	4,0
d_{lmin} ,мм	36	45	56	100	112	125	140

2. Определение диаметра ведомого шкива:

для понижающих передач $d'_2 = d'_1(1 - \xi)u$; (9.3)

для повышающих передач $d'_2 = d'_1 u / (1 - \xi)$,

где $u = n_1 / n_2$ - передаточное число; n_2 - заданная частота вращения ведомого шкива; ξ - коэффициент скольжения ремня, принимается 0,01...0,02.

Обычно расчетные диаметры шкивов округляют, как правило, ведущего в большую, а ведомого в меньшую сторону, до ближайших стандартных значений по ГОСТ17383 (табл.9.2 и 9.3).

После выбора стандартных значений d_1 и d_2 определяются фактические передаточное число u_ϕ и частота вращения ведомого шкива ($n_{2\phi}=n_1/u_\phi$), а также их отклонения от заданных величин, которые не должны быть больше допустимых ($\Delta u = \frac{u - u_\phi}{u} \cdot 100\% \leq \pm 5\%$).

3. Определение скорости ремня, м/с

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{10^3 \cdot 60} \quad (9.4)$$

При переменном режиме работы для выбора материала шкивов рассчитывается наибольшая скорость при $n_{1\max}$, для определения размеров ремня - скорость (наименьшая) самого тяжелого режима при $n_{1\min}$.

4. Определение межосевого расстояния a' по условию

$$a_{\min} \geq (1,5 \dots 2)(d_1 + d_2) \quad (9.5)$$

Коэффициент 1,5 принимают для быстроходных, а коэффициент 2 - для среднескоростных передач.

5. Определение длины ремня по выбранному межосевому расстоянию

$$L' = 2a' + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \geq L_{\min} \quad (9.6)$$

Здесь $L_{\min}$ - минимальная длина ремня из условия его сравнительной долговечности

$$L_{\min} = \frac{v \cdot 10^3}{|i_{\max}|}, \text{ мм}, \quad (9.7)$$

где $|i_{\max}|$ - допустимая частота пробегов ремня в секунду, для среднескоростных передач ремнями конечной длины $|i_{\max}| = 5$, для быстроходных передач бесконечными синтетическими ремнями $|i_{\max}| = 50$ и кордшнуровыми прорезиненными $|i_{\max}| = 15$.

Если длина ремня не удовлетворяет условию (9.6), то ее увеличивают. Для бесконечных ремней расчетную длину округляют до большего стандартного значения (табл. 9.5).

7. По окончательно выбранной длине ремня L уточняется межосевое расстояние

$$a = \frac{2L - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{[2L - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8} \quad (9.8)$$

При конструировании передачи предусматривается возможность изменения межосевого расстояния в сторону увеличения для компенсации вытяжки ремня до $\Delta a = (0,03 \dots 0,05)L$ и уменьшения до $\Delta a = 0,004L$ для компенсации неточности сшивки. Для бесконечных ремней - см. клиноременные передачи.

Таблица 9.3

Размеры диаметров шкивов по ГОСТ 17383

Диаметр шкива d , мм	40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400

6. Определение угла обхвата на ведущем шкиве:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \left(\frac{d_2 - d_1}{a} \right) \cdot 57,3^\circ \quad (9.9)$$

Для прорезиненных ремней угол α_1 должен быть не менее 150° , для синтетических $\alpha_1 \geq 120^\circ$.

Расчет сечения ремня. 1. Определение толщины ремня δ , если она не была принята ранее, из соотношения

$$\delta \leq \frac{d_1}{d_{1min} / \delta} \text{ мм}, \quad (9.10)$$

где отношение d_{1min} / δ принимается по табл. 9.1 в зависимости от материала ремня.

Толщина ремня округляется до ближайшего стандартного значения (табл. 9.2 и 9.4).

Таблица 9.4

Толщина прорезиненных ремней δ

Число прокладок	Ширина ремня b , мм	Толщина прорезиненных ремней			
		Б-800 и Б-820		БКНЛ-65 и БКНЛ-65-2	
		Толщина ремня δ , мм			
		с прослойками	без прослоек	с прослойками	без прослоек
3	20...112	4,5	3,75	3,6	3,0
4	20...250	6,0	5,0	4,8	4,0
5	20...250	7,5	6,26	6,0	5,0
6	80...250	9,0	7,5	7,2	6,0

Таблица 9.5

Длина L для бесконечных ремней

Материалы и виды фрикционного покрытия ремней	Толщина δ , мм	Ширина b , мм	Внутренняя длина (номинальная) L , мм
Тип I. Капроновая ткань просвечивающего или полотняного переплетения, покрытая пленкой из полиамида в соединении с нитрильным каучуком СКН-40	0,5...0,7	10, 15, 20	250, 260, 280, 300, 320, 340, 350, 380, 400, 420, 450, 480, 500, 530, 560, 600, 630, 670, 710, 750, 800, 850, 900, 950
		25, 30, 40, 50	1000, 1060, 1120, 1180, 1250, 1320, 1400
		60, 70	1500, 1600, 1700, 1800, 1900, 2000
		80, 100	2120, 2240, 2360, 2500, 2650, 2800, 3000, 3150, 3350
Тип II. Кордшнуровые прорезиненные	2,2; 2,5; 2,8; 3,1; 3,5; 4,0	30, 40, 50, 60, 70, 80	500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1320, 1400, 1600, 1700, 1800, 2000, 2240, 2800, 3000, 3150, 3550, 4000, 4500

2. Определение окружной силы, N по зависимости

$$F_t = \frac{10^3 \cdot P_1}{v} = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_1}, \quad (9.11)$$

где P_1 , кВт; v , м/с; T_1 , Н.м; d_1 , мм.

При переменном режиме принимаются наибольшие значения отношения P_1/v или T_1 .

3. Выбор начального напряжения ремня σ_o .

Начальным напряжением σ_o является напряжение в ветвях ремня при холостом ходе и скорости $v=10$ м/с, когда центробежные силы практически не влияют на прижатие ремня к шкиву. Величина σ_o для прорезиненных ремней принимается:

$\sigma_o = 1,6$ МПа - при малом постоянном межосевом расстоянии и вертикальном или близком к нему расположении передачи;

$\sigma_o = 1,8$ МПа - при постоянном межосевом расстоянии средних значений и угле наклона линии центров не более 60° , а также при периодическом регулировании межосевого расстояния;

$\sigma_o = 2,0$ МПа - при автоматически регулируемом постоянном натяжении;

$\sigma_o = 2,4$ МПа - при автоматически регулируемом переменном натяжении.

Для быстроходных передач рекомендуется автоматическое регулирование начального натяжения. Начальное натяжение для синтетических ремней с покрытием из полиамида Сб (тип I) принимается $\sigma_o = 3$ МПа, а для кордшнуровых прорезиненных ремней (тип II) $\sigma_o = 2$ МПа.

4. Определение допускаемого полезного напряжения, МПа выполняется по формуле

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_o \cdot C_\alpha C_o C_v C_p, \quad (9.12)$$

Здесь $[\sigma_F]_o$ - приведенное полезное напряжение, определяемое по тяговой способности ремня, рассчитывается по зависимостям:

- а) для прорезиненных ремней: $[\sigma_F]_o = A - W \frac{\delta}{d_1}$, МПа;
 б) для синтетических ремней: $[\sigma_F]_o = 0,431 \ln(d_1 - 10) - 0,239$, МПа;
 в) для кордшнуровых ремней: $[\sigma_F]_o = 0,113e^{0,012d_1} + 0,386$, МПа.

Значения коэффициентов A и W принимаются по табл. 9.6 или приведенным в ней зависимостям.

Коэффициент C_o зависит от расположения передачи в пространстве и способа натяжения ремня. Для передачи с автоматическим натяжением $C_o=1$. Для передач с неавтоматическим натяжением при использовании прорезиненных или кордшнуровых ремней коэффициент C_o зависит от угла наклона линии центров передачи к горизонту: при $0...60^\circ$ $C_o=1,0$; при $60...80^\circ$ $C_o=0,9$; при $80...90^\circ$ $C_o=0,8$. Для синтетических быстроходных ремней ввиду высоких натяжений коэффициент $C_o = 1$.

Коэффициент C_α учитывает влияние угла обхвата α_1 на ведущем шкиве и принимается по табл. 9.7 или по формуле

$$C_\alpha = 1,24 \cdot \frac{e^{\frac{\alpha_1}{110}} - 1}{\frac{\alpha_1}{110}}.$$

Таблица 9.6

Значения коэффициентов A и W для прорезиненных ремней

Материал и покрытие ремней	Коэффициенты A и W при начальном напряжении σ_o , МПа					
		1,6	1,8	2,0	2,4	
Тканевые прорезиненные	A	2,3	2,5	2,7	3,05	$A = 0,9375\sigma_o + 0,8$ $W = 5,318\sigma_o + 0,5$
	W	9,0	10,0	11,0	13,5	

Таблица 9.7

Значение коэффициента C_α , учитывающего влияние угла обхвата α_1 на ведущем шкиве

Угол обхвата α_1 , град	110	120	130	140	150	160	170	180
Коэффициент обхвата C_α	0,79	0,82	0,85	0,88	0,91	0,94	0,97	1,0

Коэффициент C_v учитывает влияние центробежной силы, уменьшающей сцепление ремня со шкивом у передач без автоматического натяжения ремня. Величина коэффициента C_v определяется по табл. 9.8 или по приведенным в ней зависимостям. Для передач с автоматическим натяжением $C_v=1$.

Коэффициент C_p учитывает режим работы передачи и принимается по табл. 9.9 или зависимости

$$C_p = C + \frac{120}{W + 100}, \quad (9.14)$$

где W – процент пусковой нагрузки к номинальной; $C=0,4; 0,3; 0,2$ – первый (легкий) режим для работы в 1, 2 и 3 смены и $C=0,3; 0,2; 0,1$ – второй (тяжелый) режим для работы в 1, 2 и 3 смены соответственно.

Таблица 9.8

Значение коэффициента C_v , учитывающего влияние центробежной силы

Материал ремня	Коэффициент C_v при скорости ремня v , м/с									
	5	10	15	20	25	30	40	50	70	
Прорезиненный	1,03	1,00	0,95	0,88	0,79	0,68	—	—	—	$C_v=1,04-0,0004v^2$ $C_v=1,01-0,0001v^2$
Синтетический	1,01	1,00	0,99	0,97	0,95	0,92	0,85	0,76	0,52	

5. Определение ширины ремня (мм) по полезному напряжению (тяговой способности) из соотношения

$$b \geq \frac{F_t}{\delta[\sigma_F]}, \quad (9.15)$$

где δ – толщина ремня, мм.

Рассчитанная по формуле (9.15) ширина ремня округляется до большего стандартного значения (табл. 9.5 и 9.10).

Таблица 9.9

Значение коэффициента C_p , учитывающего режим работы передачи

Характер нагрузки	Тип машин	Коэффициент C_p при приводном двигателе*	
		I	II
Спокойная нагрузка. Пусковая нагрузка до 120% номинальной.	Ленточные транспортеры; станки с непрерывным процессом резания: токарные, сверлильные, шлифовальные.	1,0	0,9
Умеренные колебания нагрузки. Пусковая нагрузка до 150% номинальной.	Пластинчатые транспортеры; станки-автоматы, фрезерные, зубофрезерные и револьверные станки.	0,9	0,8
Значительные колебания нагрузки. Пусковая нагрузка до 200% номинальной.	Реверсивные приводы; станки строгальные, долбежные, зубодолбежные; транспортеры винтовые и скребковые; элеваторы винтовые и эксцентриковые прессы с относительно тяжелыми маховиками.	0,8	0,7
Весьма неравномерная и ударная нагрузка до 300% номинальной.	Подъемники; винтовые и эксцентриковые прессы с относительно легкими маховиками; ножницы, молоты, бегуны, мельницы.	0,7	0,6

* Приводной двигатель: I - электродвигатели постоянного тока, переменного тока однофазные, переменного тока асинхронные с короткозамкнутым ротором; II - электродвигатели переменного тока синхронные, асинхронные с контактными кольцами.

Табличные данные относятся к работе в одну смену. При двухсменной работе из указанных величин следует вычитать 0,1, а при трехсменной - 0,2.

Таблица 9.10

Стандартные значения ширины b для прорезиненных ремней

Стандартные значения ширины b прорезиненных ремней, мм
20, 25, (30), 32, 40, 50, (60), 63, (70), 71, (75), 80, (85), 90, 100, 112, (115), (120), 125, 140, (150), 160, (175), 180, 200, 224, (225), 250.

9.1.3. Проверочный расчет**Силы в ременной передаче.**

1. Определение натяжений ветвей ремня, Н:

ведущей $F_1 = (\sigma_o + \chi\sigma_y)bd + \frac{F_t}{2}; \quad (9.16)$

$$\text{ведомой} \quad F_2 = (\sigma_o + \chi \sigma_u) b \delta - \frac{F_t}{2}. \quad (9.17)$$

2. Определение начального натяжения ветвей ремня, Н (на холостом ходу)

$$F_o = (\sigma_o + \chi \sigma_u) b \delta. \quad (9.18)$$

Здесь χ - коэффициент, учитывающий влияние соотношения податливости ремня и опор валов при действии центробежных сил, для передач с автоматическим натяжением $\chi=1$; при закрепленных валах $\chi=0,1 \dots 0,25$, для передач без автоматического натяжения при малых и средних межосевых расстояниях, когда провисание ветвей не влияет на прижатие ремня к шкиву, а жесткость ремня значительно меньше жесткости деталей опор, коэффициент $\chi \approx 0$;

σ_u – напряжение от центробежного натяжения, МПа

$$\sigma_u = \frac{\rho v^2}{10^6}, \quad (9.19)$$

где ρ - плотность материала ремня, кг/м³ (табл.9.1), V – скорость ремня, м/с.

Для обеспечения надежного сцепления ремня со шкивом и его долговечности начальное натяжение F_o должно обязательно контролироваться.

3. Определение силы, действующей на валы от натяжений ветвей ремня, Н (рис.9.1)

$$F_r = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \gamma}, \quad (9.20)$$

$$\text{Угол между ветвями (рис.9.1)} \quad \gamma = 180^\circ - \alpha_1, \quad (9.21)$$

где угол α_1 определяется по формуле (9.9).

Угол θ отклонения вектора силы F_r от линии центров в направлении вращения каждого из шкивов

$$\theta = \arctg \left(\frac{F_t}{2\sigma_o b \delta} \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} \right). \quad (9.22)$$

При угле $\alpha_1 \geq 150^\circ$ силу, действующую на валы, можно направлять по линии центров и определять по формуле

$$F_r \approx 2\sigma_o b \delta \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}. \quad (9.23)$$

Для передач без автоматического натяжения давление, действующее на валы (начальное или после подтягивания) принимается с полуторным запасом, т.е.

$$F_{r\max} \cong 1,5F_r.$$

Расчет ремней на долговечность. Долговечность ремня L_h (ч) определяется его усталостной прочностью. Установлено, что для ремней справедлива зависимость

$$L_h = \left(\frac{\sigma_N}{\sigma_\Sigma} \right)^m \cdot \frac{N_{yo}}{3600 \cdot Z_u \cdot i}, \quad (9.24)$$

где σ_Σ – суммарное напряжение цикла изменения напряжений в ремне, МПа; Z_u – число шкивов в передаче; i – частота пробегов ремня в секунду, $i = v \cdot 10^3 / L$; σ_N - предел сопротивления усталости, соответствующий базе испытаний $N_{yo}=10^7$.

1.Определение суммарного напряжения в ремне

$$\sigma_\Sigma = \sigma_p + \sigma_u. \quad (9.25)$$

$$\text{Напряжение растяжения в ведущей ветви ремня, МПа} \quad \sigma_p = \sigma_o + F_t / 2b\delta + \chi \sigma_u. \quad (9.26)$$

$$\text{Напряжения изгиба в ремне на малом шкиве, МПа} \quad \sigma_u = E_u \delta / d_1, \quad (9.27)$$

где E_u - модуль упругости при изгибе, $E_u = 140 \dots 200$ МПа – для прорезиненных и текстильных ремней; $E_u = 350 \dots 500$ МПа – для синтетических ремней.

Для прорезиненных ремней предел сопротивления усталости $\sigma_N = 7,5 \text{ МПа}$, а показатель степени $m=6$.

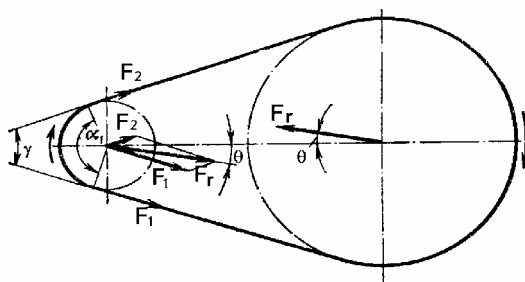


Рис.9.1. Силы, действующие на валы ременной передачи

2.Определение долговечности прорезиненного ремня. Долговечность (ч) при $i=1$, $Z_{uu}=2$, $u=1$ и постоянном режиме работы

$$L_{ho} = 2,47 \cdot 10^8 / \sigma_{\Sigma}^6 . \quad (9.28)$$

В табл.9.11. даны значения L_{ho} в зависимости от растягивающего напряжения σ_p в ремне (формула 9.26) и отношения d_1/δ .

Для общего случая нагружения ремня открытой передачи ($i \neq 1$, $u \neq 1$ и переменном режиме) долговечность (ч).

$$L_h = (L_{ho} / i) C_u C_{\Pi} . \quad (9.29)$$

Коэффициент C_u учитывает улучшение условий нагружения ремня при $u \neq 1$ и определяется для открытой передачи по формуле:

$$C_u = \frac{2}{1 + \left[(\sigma_p + \frac{\sigma_u}{u}) / \sigma_{\Sigma} \right]^6} . \quad (9.30)$$

Таблица 9.11

Значение долговечности L_{ho} , ч для прорезиненных ремней

Напряжения растяжения в ремне σ_p , МПа	Значения долговечности L_{ho} , ч для прорезиненных ремней при отношении d_1/δ					
	25	30	35	40	45	50
2,4	950	1970	3560	5850	8710	12400
2,8	725	1430	2460	3950	5850	8050
3,2	535	1040	1750	2740	3950	5280
3,6	410	775	1280	1900	2740	3560
4,0	320	585	950	1390	1900	2460
4,4	250	425	725	1020	1390	1750
4,8	195	345	535	750	1010	1280

В табл.9.12. даны значения коэффициента C_u в зависимости от отношения σ_p/σ_u .

Коэффициент C_{Π} учитывает переменность режима

$$C_{\Pi} = \frac{i}{\sum_{i=1}^k (\sigma_{\Sigma i} / \sigma_{\Sigma \max})^6 i_i / e_i} , \quad (9.31)$$

где $\sigma_{\Sigma \max}$ - максимальное напряжение в ремне для наиболее тяжелого режима, по которому производится расчет размеров ремня и долговечности; i - число пробегов ремня при напряжении $\sigma_{\Sigma \max}$; $\sigma_{\Sigma i}$ - напряжение для i -го режима нагружения ремня, рассчитывается по формуле (9.25) для каждого режима; i_i - число пробегов ремня при данном режиме с напряжением

ем $\sigma_{\Sigma i}$; $1/e_i$ - коэффициент, учитывающий, какую часть общего времени ремень работает на данном режиме, $\sum_{i=1}^k \frac{1}{e_i} = 1$; k - общее число режимов с переменным напряжением $\sigma_{\Sigma i}$.

При постоянном режиме $C_{II} = 1$.

Таблица 9.12

Значения коэффициента C_u

Отношение напряжений σ_p/σ_u	Значения коэффициента C_u для передаточных чисел u								
	1	1,12	1,26	1,41	1,56	2,00	2,52	3,00	4,00
0,75	1,00	1,14	1,27	1,38	1,46	1,62	1,72	1,77	1,82
1,0	1,00	1,18	1,32	1,44	1,55	1,7	1,8	1,84	1,88
1,5	1,00	1,20	1,38	1,51	1,63	1,68	1,87	1,91	1,95

Параметры шкивов и их материалы. Размеры шкивов обычно принимаются в соответствии с ГОСТ 17383, который устанавливает диаметр и ширину шкива, их предельные отклонения и стрелу выпуклости (см. гл.19). Шкивы обычно изготавливают литьем из чугуна (СЧ15) или стали (25Л), легких сплавов (АЛ-3, МЛ-5) и реже сварными. Шкивы из пластмасс применяют для уменьшения массы. Эти шкивы имеют малые маховые моменты, экономичны при массовом производстве и не требуют механической обработки.

Ширина обода шкива в зависимости от ширины ремня принимается по табл.19.16.

Контроль начального (предварительного) натяжения в передаче. Осуществляется путем измерения стрелы прогиба f в середине ветви ремня под действием нагрузки F_{zp} (силой тяжести груза от 10 до 50 Н). Величина расчетного прогиба ветви ремня f_p определяется по формуле, мм

$$f_p = \frac{0,25F_{zp}l}{F_o}, \quad (9.32)$$

где F_o – начальное натяжение ветви ремня, Н (см. ф-лу 9.18); $l \approx a$ – длина ветви ремня, мм.

9.2. КЛИНОРЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

9.2.1. Общие сведения

В настоящее время в общем машиностроении широко применяются клиновые ремни трех типов: нормальные, узкие и поликлиновые. Размеры передач с поликлиновыми ремнями вследствие их высокой тяговой способности получаются значительно меньшими, чем с клиновыми. Однако, поликлиновые ремни очень чувствительны к непараллельности валов и осевому смещению шкивов. Рекомендуется, чтобы отклонение от параллельности валов в передаче не превышало 20', а угол смещения рабочих поверхностей шкивов был не более 15'.

Общий диапазон рекомендуемых скоростей для клиновых передач от 4 до 25, 40 и 35 м/с - соответственно для нормальных клиновых, узких и поликлиновых ремней. Передаточное число $u \leq 7$. Малые габариты и компактность этих передач обеспечиваются преимущественно в интервале мощностей до 50 кВт. Коэффициент полезного действия передач при скорости ремня $v < 25$ м/с $\eta = 0,9 \dots 0,96$ и снижается при большей скорости вследствие аэродинамических потерь.

Расчет клиновых и поликлиновых ремней производится по наибольшему напряжению с учетом долговечности и тяговой способности.

9.2.2. Проектировочный расчет

Выбор типа и профиля ремня. Тип ремня выбирается в зависимости от условий работы передачи и необходимых габаритов. В передачах различных назначений наиболее применимы клиновые ремни нормальных сечений по ГОСТ 1284.1 и ГОСТ 1284.3.

Клиновые узкие ремни (ТУ 38-40534 и ТУ 38-105161) применяются при скорости $v > 15$ м/с или необходимости уменьшения габаритов передачи. Эти ремни имеют корд повышенной прочности, допускают большие напряжения и обладают большей тяговой способностью, чем нормальные. Четыре сечения узких ремней по передаваемому моменту обычно заменяют семь сечений нормальных клиновых ремней.

Передачи поликлиновыми ремнями (ТУ 38-105763) обеспечивают большее постоянство передаточного числа, обладают повышенной плавностью работы при больших скоростях и малыми габаритами. Распределение нагрузки по рабочей поверхности у поликлиновых ремней более равномерное, что приводит к уменьшению ширины шкивов по сравнению с комплектом клиновых ремней.

Характеристики и размеры клиновых и поликлиновых ремней приведены в табл.9.13.

Профиль клиновых и поликлиновых ремней выбирают в соответствии с указанными в табл. 9.13 значениями T_1 при условии, что они должны быть не меньше наибольшего момента на ведущем валу передачи, Нм

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1}, \quad (9.33)$$

где P_1 - мощность на ведущем валу, кВт; n_1 - частота вращения ведущего вала, мин^{-1} , при переменном режиме $n_1 = n_{1\text{min}}$.

Расчет и выбор размеров и параметров передачи. 1. Определение расчетного диаметра ведущего шкива d_1 для выбранного типа и сечения ремня.

Минимально допустимые диаметры ведущего шкива – $d_{1\text{min}}$ для выбранного типа и сечения ремня приведены в табл. 9.13. Для увеличения долговечности ремня и КПД передачи следует применять возможно большие диаметры шкивов, если передача не ограничена определенными габаритами. Поэтому целесообразно диаметр ведущего шкива определять по формуле, мм

$$d'_1 = K_d \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot 10^3}{n_1}} \geq d_{1\text{min}}, \quad (9.34)$$

где K_d - коэффициент принимаемый для клиновых ремней нормального сечения равным 80 ... 90, для узких - 40 и поликлиновых - 65 .

Для малоскоростных передач иногда задаются минимально допустимой скоростью $v_{\text{min}} = 3$ м/с и далее определяется диаметр ведущего шкива с использованием формулы (9.2) при выполнении условия $d'_1 \geq d_{1\text{min}}$.

В некоторых случаях диаметр ведущего шкива задается на основании конструктивных соображений, в частности, с учётом требуемого диаметра ведомого шкива.

2. Определение диаметра d'_2 ведомого шкива производится по формулам (9.3).

Оба расчетных диаметра шкивов d'_1 и d'_2 рекомендуется округлять до ближайших стандартных значений по ГОСТ 17383 (табл.9.3).

После выбора нормированных значений d_1 и d_2 определяются фактические передаточное число u_ϕ и частота вращения ведомого шкива ($n_{2\phi} = n_1 / u_\phi$), а также их отклонения от заданных величин, которые не должны превышать допустимые ($\Delta u = \frac{u - u_\phi}{u} \cdot 100\% \leq \pm 5\%$).

3. Определение скорости ремня производится по формуле (9.4), которая не должна превышать наибольшую допустимую: для клиновых нормальных сечений $v \leq 25$ м/с, узких $v \leq 40$ м/с и поликлиновых $v \leq 35$ м/с.

4. Межосевое расстояние a' , если оно не задано или не определяется конструкцией привода, целесообразно принимать по зависимости

$$a' = 2 \sqrt[3]{\frac{d_2}{u}}, \quad (9.35)$$

причем $a_{\min} < a' < a_{\max}$. Здесь: $a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + h$ и $a_{\max} = 2(d_1 + d_2)$, где h – высота клинового ремня (табл. 9.13), для поликлиновых – $h = H$.

5. Определение расчетной длины ремня L' (мм) по выбранному межосевому расстоянию a' производится по формуле (9.6) с ограничением по $L_{\min}$ при $|i_{\max}| = 10 \dots 15$. Расчетная длина ремня округляется до стандартной по табл. 9.14.

6. С учетом стандартной длины ремня L по формуле (9.8) определяется окончательное межосевое расстояние a и устанавливаются пределы его изменения.

Для надевания бесконечных ремней и компенсации вытяжки в конструкции передачи должна быть предусмотрена возможность изменения межосевого расстояния в сторону уменьшения на $0,015a$ и в сторону увеличения на $0,055a$.

Таблица 9.13

Характеристики и размеры клиновых и поликлиновых ремней

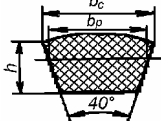
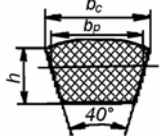
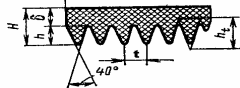
Сечение	b_c , мм	b_p , мм	h , мм	A_1 , мм ²	d_{1min} , мм	q , кг/м	L ,мм	T_1 , Нм	Типы ремня
О(З)	10	8,5	6	47	63	0,06	400...2500	<30	Нормального сечения по ГОСТ 1284.1 и по ГОСТ 1284.3 
А(А)	13	11	8	81	90	0,10	560...4000	15...60	
Б(В)	17	14	10,5	138	125	0,18	800...6300	40...150	
В(С)	22	19	13,5	230	200	0,30	1800...10600	120...600	
Г(Д)	32	27	19	476	315	0,60	3150...15000	450...2400	
Д(Е)	38	32	23,5	692	500	0,90	4500...18000	1600...6000	
Е(ЕО)	50	42	30	1170	800	1,52	6300...18000	>2500	
УО	10	8,5	8	56	63	0,07	630...3550	<80	Узкий по ТУ 38-40534 и ТУ 38-105161 
УА	13	11	10	93	90	0,12	800...4500	60...400	
УБ	17	14	13	159	140	0,20	1250...8000	300...2000	
УВ	22	19	18	278	224	0,36	2000...8000	>1500	
Примечание. В скобках указаны обозначения ремней в международной системе; A_1 -площадь сечения ремня.									
Сечение	h , мм	t , мм	H , мм	A_1 , мм ²	d_{1min} , мм	q , кг/м	L , мм	T_1 ,Нм	Поликлиновой по ТУ 38-105763 
К	2,35	2,4	4	6	40	0,01	400...2500	≤40	
Л	4,85	4,8	9,5	33	80	0,045	1250...4000	20...200	
М	10,35	9,5	16,7	114	180	0,16	2000...4000	>150	
Примечание. A_1 – площадь сечения одного ребра.									

Таблица 9.14

Длина ремня L мм, (ГОСТ 1284.1)

400, (425), 450, (475), 500, (530), 560, (600), 630, (670), 710, (750), 800, (850), 900, (950), 1000, (1060), 1120, (1180), 1250, (1320), 1400, (1500), 1600, (1700), 1800, (1900), 2000, (2120), 2240, (2360), 2500, (2650), 2800, (3000), 3150, 3350, 3550, (3750), 4000, (4250), 4500, (4750), 5000, (5300), 5600, (6000), 6300, (6700), 7100, (7500), 8000, (8500), 9000, (9500), 10000, (10600), 11200, (11800), 12500, (13200), 14000, (15000), 16000, (17000), 18000.

7. Определение угла обхвата α_1 на ведущем шкиве по формуле (9.9).
Рекомендуется $\alpha_1 \geq 120^\circ$, но допустимы и углы обхвата до 90° .

8. Определение частоты пробегов ремня, c^{-1}

$$i = \frac{10^3 \cdot V}{L} \leq 10 \dots 15. \quad (9.36)$$

Расчет числа ремней. 1. Определение окружной силы, Н по зависимости

$$F_t = \frac{10^3 \cdot P_1}{V} = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_1}, \quad (9.37)$$

где P_1 , кВт; V , м/с; T_1 , Н.м; d_1 , мм.

При переменном режиме принимается наибольшие значения отношения P_1/v или T_1 .

2.Определение допускаемого полезного напряжения, МПа:

а) для клиновых ремней:

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_o C_\alpha C_P. \quad (9.38)$$

Здесь: $[\sigma_F]_o$ - приведенное полезное напряжение, МПа, определяемое: для клиновых ремней нормальных сечений (ГОСТ 1284) при расчетной долговечности $L_h = 24000$ ч по зависимости

$$[\sigma_F]_o = \frac{5,55}{i^{0,09}} - 6 \frac{b_p^{1,57}}{d_{экв}} - 10^{-3} v^2; \quad (9.39)$$

для узких ремней (ТУ 38-40534 и ТУ 38-105161) по формуле

$$[\sigma_F]_o = (27,1 - 5,1 \lg i) b_p^{-0,421} - 49 \frac{b_p}{d_{экв}} - 1,12 \cdot 10^{-3} v^2, \quad (9.40)$$

где b_p - расчетная ширина ремня, мм (табл.9.13); $d_{экв} = d_1 \cdot K_u$ - эквивалентный диаметр, мм;

K_u - коэффициент, установленный на основе теории линейного суммирования усталостных повреждений, который определяется по зависимости

$$K_u = \frac{1}{2 \left\{ \frac{1}{2} \left[1 + \left(\frac{u+1}{2u} \right)^{11,1} \right] \right\}^{0,09} - 1}; \quad (9.41)$$

u	1.03	1.13	1.18	1.25	1.40	1.75	>2
K_u	1.02	1.05	1.07	1.09	1.11	1.12	1.14

C_α - коэффициент, учитывающий влияние на тяговую способность угла обхвата α_1 , определяемый по табл. 9.15 или по зависимости

$$C_\alpha = 1,08 \cdot \frac{e^{\frac{\alpha_1}{70}} - 1}{e^{\frac{\alpha_1}{70}}}; \quad (9.42)$$

C_P - коэффициент, учитывающий режим работы передачи, определяемый по табл. 9.9 или зависимости (9.14).

Таблица 9.15

Значение коэффициента C_α , учитывающего влияние угла обхвата α_1 на ведущем шкиве

Угол обхвата α_1 , град	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180
Коэффициент обхвата C_α	0,68	0,74	0,78	0,82	0,86	0,89	0,91	0,93	0,95	0,97	0,98	1,0

б) для поликлиновых ремней

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_o C_\alpha C_P C_v C_d C_L, \quad (9.43)$$

где $[\sigma_F]_o$ - приведенное полезное напряжение для ремней сечений: К-3,8МПа, Л и М-2,5МПа;

C_v - коэффициент, учитывающий влияние скорости ремня на передаваемую нагрузку, определяемый по табл. 9.16 или приведенным в ней зависимостям.

Таблица 9.16

Значение коэффициента C_v , учитывающего влияние скорости ремня

Сечение ремня	Скорость ремня v , м/с						
	5	10	15	20	25	30	
К	1,0	0,93	0,86	0,79	0,72	0,65	$C_v=1,07-0,014v$
Л	0,81	0,74	0,67	0,6	0,53	0,46	$C_v=0,875-0,014v$
М	0,83	0,74	0,64	0,55	0,45	0,36	$C_v=0,925-0,019v$

C_d - коэффициент, учитывающий влияние диаметра ведущего шкива, определяется по табл. 9.17 или приведенным в ней зависимостям.

Таблица 9.17

Значение коэффициента C_d , учитывающего влияние диаметра ведущего шкива

Сечение ремня	Диаметр ведущего шкива d_1 , мм										
	30	40	45	50	56	63	71	80	90	100	112
К	0,9	1	1,15	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,85	1,9
Л	–	–	–	–	–	–	–	1	1,3	1,45	1,6

Сечение ремня	Диаметр ведущего шкива, d_1 , мм										
	125	140	160	180	200	224	250	280	315	355	
К	2	2	2,05	–	–	–	–	–	–	–	
Л	1,75	1,85	2	2,1	2,2	2,25	2,35	2,4	2,45	2,5	
М	–	–	–	1,05	1,4	1,6	1,75	1,85	2	2,1	

Примечания: Для ремней сечения "К" $C_d=0,645\ln d_1-1,222$; для ремней сечения "Л" при $d_1<160$ мм $C_d=0,372\ln(d_1-75)+0,405$; при $d_1>160$ $C_d=0,372\ln(d_1-75)+0,255$; для ремней сечения "М" $C_d=0,438\ln(d_1-162,4)-0,2$.

C_L - коэффициент, учитывающий влияние длины ремня, определяется по табл.9.18 или указанным в ней зависимостям.

Таблица 9.18

Значение коэффициента C_L , учитывающего влияние длины ремня

Сечение ремня	Расчетная длина ремня L , мм						
	от 440 до 600	от 600 до 900	от 950 до 1250	от 1320 м угле (=	от 1900 до 2500	от 2650 до 3150	от 3350 до 4000
К	0,95	1,0	1,05	1,15	1,2	–	–
Л	–	–	–	–	1,0	1,05	1,1
М	–	–	–	1,0	1,05	1,1	1,15

Примечания: Для ремней сечения "К" $C_L=1,25 \cdot 10^{-4}L+0,89$; для ремней сечения "Л" $C_L=6,7 \cdot 10^{-5}L+0,83$; для ремней сечения "М" $C_L=6,8 \cdot 10^{-5}L+0,88$.

Коэффициенты C_α и C_P определяются по табл.9.15 и 9.9.

3.Определение числа ремней или ребер:

а) для клиноременных передач предварительное число ремней

$$Z' = \frac{F_t}{[\sigma_F] A_1}, \quad (9.44)$$

где A_1 - площадь сечения одного ремня, мм² (табл.9.13).

Окончательное число ремней

$$Z = Z' / C_Z, \quad (9.45)$$

где C_Z - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ремням, определяется по табл. 9.19 или приведенной в ней зависимости.

Таблица 9.19

Значение коэффициента C_Z , учитывающего число ремней в комплекте

Число ремней Z'	2...3	4...6	Более 6	$C_Z=1,025-0,025 Z'$
Коэффициент C_Z	0,95	0,90	0,85	

Рекомендуемое максимальное число ремней: 5...6 для ремней нормальных сечений и узких с сечением УО и УА и 8...12 для сечений УБ и УВ.

б) для поликлинового ремня число ребер

$$Z = \frac{F_t}{A_1[\sigma_F]}, \quad (9.46)$$

где A_1 – площадь сечения одного ребра поликлинового ремня, мм² (табл.9.13).

Число ребер поликлиновых ремней рекомендуется принимать четным. Рекомендуемое число двойных рабочих поверхностей (ребер) $Z=2...36$ для ремней сечения “К” и $Z=4...20$ для ремней сечений “Л” и “М”.

Ширина ремня

$$b = Z \cdot t, \quad (9.47)$$

где t – шаг ребер (табл. 9.13).

Если по расчету число ремней получилось больше предельного, то следует принять для передачи ремень (ремни) с большим размером сечения.

9.2.3. Проверочный расчет

В проверочном расчете определяются: рабочий коэффициент тяги, силы натяжения ветвей ремня и действующие на валы передачи, а также параметры шкивов и их материал.

Определение рабочего коэффициента тяги. Для клиновых и поликлиновых ремней рабочий коэффициент тяги определяется по формуле

$$\varphi = \varphi_o C_\alpha C_p, \quad (9.48)$$

где φ_o – исходный коэффициент тяги, соответствующий углу обхвата $\alpha_1=180^\circ$; для клиновых ремней $\varphi_o=0,67$; для поликлиновых ремней с профилем К $\varphi_o=0,75...0,85$, а с профилями Л и М $\varphi_o=0,65 ... 0,75$; меньшее значение φ_o – для малых диаметров шкивов.

В формуле (9.48) коэффициент C_p принимается для односменной работы передачи (табл. 9.9). Значение коэффициента C_α приведены в табл.9.15.

Определение сил, действующих в передаче.

1. Натяжение ведущей и ведомой ветвей ремня, Н

$$F_1 = \frac{m}{m-1} F_t + F_y \quad \text{и} \quad F_2 = \frac{1}{m-1} F_t + F_y, \quad (9.49)$$

$$\text{где} \quad m = \frac{1 + \varphi}{1 - \varphi}. \quad (9.50)$$

2. Натяжение ветвей ремня от действия центробежных сил, Н $F_y = qv^2 Z$, (9.51)

где q – масса 1-го метра ремня, кг/м (табл.9.13), для поликлинового ремня соответствует его ширине с одним ребром;

Z – количество клиновых ремней в комплекте или ребер в поликлиновом ремне.

3. Начальное натяжение ветвей ремня (при клиновых ремнях – для всего комплекта), Н, необходимое для передачи окружного усилия

$$F_o = 0,5 F_t \frac{m+1}{m-1} + (1 - \chi) F_y, \quad (9.52)$$

где $\chi = 0,1...0,25$ – коэффициент, учитывающий влияние соотношения податливости ремня и опор валов (меньшее значение при малой податливости опор, а при малом влиянии провисания ветвей на прижатие ремня к шкиву $\chi \cong 0$); при автоматическом натяжении $\chi = 1$.

Усилия в ветвях ремня на холостом ходу $F_{хол} = F_o + \chi F_y$.

4. Сила F_r , действующая на валы, Н, при передаче окружного усилия

$$F_r = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2F_1F_2 \cdot \cos \alpha_1} \cong 2[F_o - (1 - \chi)F_y] \sin \frac{\alpha_1}{2}; \quad (9.53)$$

в покое $F_r \cong 2F_o \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}$,

где угол α_1 определяется по формуле (9.9).

Угол θ отклонения вектора силы F_r от линии, соединяющей центры шкивов (рис. 9.1), определяется по формуле

$$\theta = \arctg \left[\frac{F_t}{2[F_o - (1 - \chi)F_u]} \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} \right]. \quad (9.54)$$

Здесь $\gamma = 180^\circ - \alpha_1^\circ$ - угол между ветвями ремня. Усилие F_r отклоняется от линии центров в сторону вращения шкива. При угле $\alpha_1 \geq 150^\circ$ усилие F_r можно направлять по линии центров.

Параметры шкивов и их материалы. Размеры канавок шкивов, мм приведены в табл. 9.20.

Таблица 9.20

Размеры канавок шкивов, мм

Профиль (шифр) ремней	сеч. ремня	H	b	t	f	r	φ=34°		φ=36°		φ=38°		φ=40°	
d							b ₁	d	b ₁	d	b ₁	d	b ₁	
О	9,5	2,5	12	8	0,5	63-71	10	80-100	10,1	112-160	10,2	≥180	10,3	
А	12	3,3	15	10	1,0	90-112	13,1	125-160	13,3	180-400	13,4	≥450	13,5	
Б	15	4,2	19	12,5	1,0	125-160	17,0	180-224	17,2	250-500	17,4	≥560	17,6	
В	20	5,7	25,5	17	1,5	200	22,7	224-315	22,9	355-630	23,1	≥710	23,3	
Г	28	8,1	37	24	2,0	-	-	315-450	32,3	500-900	32,6	≥1000	32,5	
Д	33	9,6	44,5	29	2,0	-	-	500-560	38,2	630-1200	38,6	≥1250	38,9	
Е	43	12,5	58	38	2,5	-	-	-	-	800-1400	-	≥1600	50,1	
УО	12,5	2,5	12	8	0,5	63-80	10	-	-	≥ 80	10,2	-	-	
УА	16	3	15	10	1,0	90-112	12,8	-	-	≥112	13,1	-	-	
УБ	21	4	19	12,5	1,0	140-180	16,4	-	-	≥180	16,7	-	-	
УВ	24	5	26	17	1,5	224-315	22	-	-	≥315	22,4	-	-	

		h		h ₁	t	f	r ₁	r ₂	d
К	2,15...2,53	3,3		2,4 ^{± 0,02}	3,5	0,2 ... 0,3	0,2... 0,3	40...500	
Л	4,68...5,06	6,6		4,8 ^{± 0,03}	5,5	0,4 ... 0,5	0,4... 0,5	80...800	
М	9,6...10,35	13,06		9,5 ^{± 0,05}	10	0,5 ... 0,7	0,6...0,8	180...1000	

Наружные диаметры шкивов:

а) для клиновых ремней $d_e = d + 2b$; (9.55)

б) для поликлиновых ремней $d_e = d - \delta$, (9.56)

где $\delta = (H - h)$ - толщина плоской части ремня (см. табл. 9.13).

Ширина шкивов

$$M = 2f + (Z - 1)t. \quad (9.57)$$

где Z - число канавок на шкиве.

Материалы шкивов для клиновых и поликлиновых ремней в основном те же, что и шкивов для плоских ремней, а способ изготовления шкивов - см. гл.19.

Контроль начального (предварительного) натяжения в передачах. В передачах с клиновым и поликлиновым ремнями осуществляется аналогично передаче с плоским ремнем.

Величина расчетного прогиба ветви ремня под действием нагрузки F_{zp} , Н определяется по формуле, мм

$$f_p = \frac{0,25F_{zp}l}{F'_o}, \quad (9.58)$$

где $F'_o = \frac{F_o}{Z}$ - начальное натяжение ветви одного ремня комплекта клиновых ремней, Н;

для поликлиновых ремней $F'_o = F_o$; $l \approx a$ - длина ветви ремня, мм.

Расчет передач желательно вести для двух возможных сечений ремней и для каждого сечения при нескольких значениях диаметра d_1 , близких к оптимальному, определяемому по формуле (9.34). Окончательный вариант выбирается по заданным габаритам и с учетом стоимости комплекта ремней, которая может быть определена по формуле $G = gLZ$, где g -

ориентировочная относительная стоимость одного метра ремня; для сечений 0; А; Б; В; Г; Д-г соответственно принимается 1; 1,3; 2; 2,8; 5; 7.

9.3. ЗУБЧАТО-РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

9.3.1. Общие сведения

Зубчато-ременные передачи сочетают в себе достоинства ременных и цепных передач: высокую нагрузочную способность и долговечность, отсутствие проскальзывания, компактность привода и сравнительно невысокие предварительные натяжения и нагрузки на валы и опоры. Их применяют в широком диапазоне окружных скоростей (от 0,5 до 80 м/с), мощностей (от 0,2 до 200кВт) и передаточных чисел (до 10 и выше), КПД передач составляет 0,94...0,98.

Ремни выполняются двух типов: с трапецидальной (табл.9.21) и с полукруглой формой зубьев (табл. 9.22). Второй из них обеспечивает более равномерное распределение напряжений в ремне, плавный вход зубьев в зацепление, возможность повышения нагрузок до 40 %.

Ремни изготавливаются двух видов - литые (длиной до 800 мм) или сборочные (до 3142,5мм) из армированного металлотросом (стеклокордом) неопрена или реже полиуретана. Для повышения износостойкости зубья ремня покрывают тканым нейлоном. Каркас ремня выполняется в виде расположенных вдоль его длины витков тягового элемента, обычно металлотроса. Каркас кинематических зубчатых ремней изготавливают из стекловолокон или полимерного шнура. Для устранения сбегания ремня со шкива в передаче с вертикальными осями и при $u \geq 3$ устанавливают боковые фланцы на обоих шкивах, в остальных - на малом.

Основными критериями работоспособности передач с зубчатым ремнем являются усталостная прочность зубьев ремня, испытывающих в основном деформацию сдвига, и их износостойкость.

9.3.2. Проектировочный расчет

Основным конструктивным параметром зубчато-ременной передачи является модуль $m = p/\pi$, где p - шаг ремня, мм (табл. 9.21 и 9.22).

Таблица 9.21

Основные параметры зубчатых ремней с трапецидальным профилем зубьев по ОСТ 38-05114

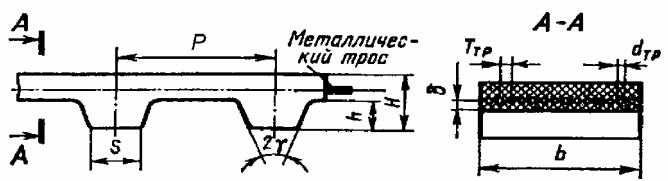
								
Параметры	Модуль ремня m , мм							
	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	7,0	10,0
Шаг зубьев ремня p , мм	3,14	4,71	6,28	9,42	12,57	15,71	21,99	31,42
Толщина ремня H , мм	1,6	2,2	3,0	4,0	5,0	6,5	11,0	15,0
Высота зуба h , мм	0,8	1,2	1,5	2,0	2,5	3,5	6,0	9,0
Наименьшая толщина зуба S , мм	1,0	1,5	1,8	3,2	4,4	5,0	8,0	12,0
Расстояние от оси троса до впадины ремня δ , мм	0,4	0,4	0,6	0,6	0,8	0,8	0,8	0,8
Диаметр троса d_T мм	0,36			0,65...0,75				
Угол профиля зуба 2γ , град.	50°			40°				
Податливость каркаса ремня шириной 1мм на длине одного шага $\lambda \cdot 10^4$, мм ² /Н	7	8	9	14	6	8	11	16
Линейная масса ремня шириной 1 мм $q \cdot 10^3$, кг/м·мм	2,0	2,5	3,0	4,0	6,0	7,0	8,0	11,0

Таблица 9.22

Основные параметры зубчатых ремней с полукруглым профилем зубьев ТУ 38-905560

Параметры						
Модуль m , мм	Шаг ремня p , мм	Радиус профиля зуба R_1 , мм	Высота зуба h , мм	Толщина ремня H , мм	Расстояние от оси троса до впадины ремня δ , мм	Податливость каркаса ремня шириной 1 мм на длине одного шага $\lambda \cdot 10^4$, мм ² /Н
3,0	9,42±0,05	2,5 - 0,1	4,0 - 0,1	6,0 - 0,2	0,6 ± 0,08	9
4,0	12,57±0,06	3,5 - 0,1	5,0 - 0,1	7,5 - 0,2	0,8 ± 0,1	4
5,0	15,71±0,07	4,5 - 0,1	6,0 - 0,1	9,6 - 0,2	0,8 ± 0,1	6

Значение модуля, мм исходя из усталостной прочности зубьев ремня, определяется по формуле

$$m = K_d \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot 10^3 \cdot C_p}{n_1}}, \quad (9.59)$$

где P_1 - мощность на ведущем валу, кВт; n_1 - частота вращения ведущего вала, мин⁻¹ (при наличии нескольких режимов и постоянной мощности - наименьшая); C_p - коэффициент режима работы (табл. 9.23); коэффициент $K_d=3$ для ремней с трапецидальной формой зубьев и $K_d=2,5$ - с полукруглой.

Таблица 9.23

Значение коэффициента динамичности и режима работы C_p

Примеры оборудования	Приводные двигатели с кратковременными перегрузками		
	< 150%	< 250%	< 400%
Электрические генераторы, станки с непрерывным процессом резания. Ленточные конвейеры.	1,1	1,2	1,5
Станки-автоматы. Подъемные механизмы, цепные конвейеры.	1,2	1,5	1,8
Ревверсивные приводы. Поршневые насосы и компрессоры.	1,5	1,8	2,0
Экскаваторы. Прессы. Ножницы.	1,8	2,0	2,2
Примечание. На основе обобщений данных каталогов.			

Полученное значение модуля округляют до стандартного (табл. 9.21 и 9.22).

Определение основных параметров передачи. 1. Число зубьев ведущего шкива z_1 принимается в зависимости от частоты его вращения и модуля в соответствии с рекомендациями табл. 9.24.

Таблица 9.24

Значение наименьших допустимых чисел зубьев ведущего шкива z_1 в зависимости от частоты вращения n_1 и модуля m

Частота вращения ведущего шкива n_1 , мин ⁻¹	Модуль m , мм				
	1,0	1,5 и 2,0	3,0	4,0 и 5,0	7,0 и 10,0
750	—	—	—	—	18
1000	13	10	12	16	22
1500	14	11	14	□ □ □ □ □	24
3000	15	12	16	20	—

Число зубьев ведомого шкива определяется соотношением

$$z_2 = z_1 \cdot u,$$

где $u = \frac{n_1}{n_2} \leq u_{\max}$ - передаточное число (табл. 9.25).

Таблица 9.25

Рекомендуемые значения чисел зубьев шкива z_2 при наибольшем передаточном числе u_{max} , предельные значения чисел зубьев z_p и ширины ремня b (ГОСТ 38-05114)

Модуль ремня m , мм	1	1,5	2	3	4	5	7	10
Наибольшее число зубьев z_2 шкива	100		115		120			85
Наибольшее передаточное число u_{max}	7,7	10	11,5	12	8	8	5,7	4,7
Предельные значения чисел зубьев ремня z_p	40 ... 160				48...250	48...200	56...140	56...100
Предельные значения ширины ремня b , мм	3...12,5	3...20	5...20	12,5...100	20...100	25...125	40...150	50...200
Примечания. 1. Число зубьев ремня z_p выбирается из ряда: 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 112, 115, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 235, 250. 2. Ширину ремня b выбирается из ряда: 3; 4; 5; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200.								

Полученное число зубьев округляют до целого числа с учетом рекомендаций табл.9.25.

Диаметры делительных окружностей шкивов, мм

$$d_{1(2)} = mz_{1(2)}. \quad (9.60)$$

Межосевое расстояние a' , мм выбирается в интервале

$$a_{min} \leq a' \leq a_{max},$$

где $a_{min} = 0,5 (d_1 + d_2) + 2m$ - при $m \leq 5$ мм и $a_{min} = 0,5 (d_1 + d_2) + 4m$ - при $m > 5$ мм;

$a_{max} = [250 - 0,8 \sqrt[3]{u(z_1 + z_2)}]m$ - при $m \leq 3$ мм и $a_{max} = [155 - 0,8 \sqrt[3]{u(z_1 + z_2)}]m$ - при $m \geq 4$ мм.

Число зубьев ремня при принятом межосевом расстоянии a'

$$z_p = \frac{2a'}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a'}, \quad (9.61)$$

где p - шаг зубьев ремня, мм (табл. 9.21 и 9.22)

Полученное значение z_p округляют до ближайшего стандартизованного (табл. 9.25) и определяют расчетную длину ремня, мм

$$L_p = z_p \cdot p. \quad (9.62)$$

Действительное значение межосевого расстояния, мм

$$a = \frac{1}{4} \left[L_p - \frac{\pi}{2} (d_1 + d_2) + \sqrt{\left[L_p - \frac{\pi}{2} (d_1 + d_2) \right]^2 - 2(d_2 - d_1)^2} \right]. \quad (9.63)$$

Расчетная ширина ремня b' , мм определяется по формуле

$$b' = \frac{F_p \Psi C_H}{z_o h |p|}. \quad (9.64)$$

В этой зависимости $F_p = \frac{10^3 P_1 C_p}{V}$ - расчетная нагрузка, передаваемая ремнем, Н, где

$$V = \frac{\pi d_{1(2)} n_{1(2)}}{6 \cdot 10^4} \text{ - скорость ремня, м/с;}$$

$z_o = z_1 \frac{\alpha_1^\circ}{360^\circ}$ - число зубьев ремня, находящихся в зацеплении с малым шкивом, где

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \cdot 57,3^\circ \text{ - угол обхвата на ведущем шкиве;}$$

h - высота зуба ремня с трапецидальным профилем (табл.9.21) и $h=R_1C_1$ - для зубьев ремня с полукруглым профилем, где $C_1=1,1$ при $m=3$ и 5 и $C_1=1$ для $m=4$ мм; R_1 – радиус профиля зуба (табл.9.22); C_H - коэффициент, учитывающий наличие натяжного или направляющего ролика; при установке одного ролика $C_H=1,1$; при двух - $C_H=1,25$; при отсутствии натяжных роликов $C_H=1$;

ψ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями по дуге обхвата шкива (рис.9.2), при введении поправки на наружный диаметр шкива $\psi = 1,1 \dots 1,2$; при отсутствии поправки $\psi = 1,15(1+7,5 z_o G \lambda)$, где λ - коэффициент податливости каркаса ремня, мм²/Н (табл. 9.21 и 9.22); G - модуль сдвига, МПа (табл. 9.26) (данные значения коэффициента ψ соответствуют погрешности шагов ремня не более 0,1%, при увеличении погрешности до 0,3% значения коэффициента ψ должны быть увеличены в 1,3...1,5 раза);

$|p|$ - допускаемое среднее давление, МПа, на зубья ремня

$$|p| = \frac{1,7\sigma_{\epsilon}}{\varphi_t \sqrt[6]{N_u}} \quad \text{при } m \leq 3 \text{ мм} \quad \text{и} \quad |p| = \frac{2,1\sigma_{\epsilon}}{\varphi_t \sqrt[6]{N_u}} \quad \text{при } m \geq 4 \text{ мм.} \quad (9.65)$$

В выражениях (9.65) σ_{ϵ} - предел прочности связи резины с каркасом, МПа; при стальном металлотросе - $\sigma_{\epsilon}=4$ МПа; при латунированном - $\sigma_{\epsilon}=7$ МПа;

Таблица 9.26

Модуль сдвига материала зубьев ремня в зависимости от его твердости

Твердость резины по ТМ-2	55 ... 65	65 ... 75	75 ... 85
Модуль сдвига G , МПа	0,75...1,1	1,1...1,5	1,5...2,2

N_u - расчетное число циклов нагружения зубьев ремня: при постоянном режиме работы

$$N_u = 60 \frac{z_1}{z_p} n_1 L_h ; \quad (9.66)$$

при переменном режиме

$$N_u = 60 \frac{z_1}{z_p} \sum_{i=1}^k n_{1i} L_{hi} \left(\frac{F_{pi}}{F_p} \right), \quad (9.67)$$

где L_h - общее время работы передачи в часах; F_{pi} , L_{hi} , n_{1i} – соответственно расчетная нагрузка, время и частота вращения ведущего шкива при i -ом режиме; F_p - максимальная длительно действующая нагрузка, по которой ведется расчет;

φ_t - коэффициент, учитывающий снижение адгезионной прочности связи резины с каркасом из-за диссипативного нагрева

$$\varphi_t = \sqrt[6]{\frac{n_1}{10^3}} \geq 1. \quad (9.68)$$

Полученная с учетом формулы (9.64) ширина ремня b' округляется до ближайшего большего размера по табл.9.25.

Наружный диаметр шкивов, мм

$$d_{a(2)} = d_{1(2)} - 2\delta \pm K_{1(2)}, \quad (9.69)$$

где δ - расстояние от оси тягового элемента (троса) до впадин ремня (табл. 9.21 и 9.22); K_1 и K_2 - поправки, учитывающие величину нагрузки и податливость каркаса, мм, (для ведущего шкива K_1 принимается со знаком “+”, для ведомого K_2 со знаком “-”), определяемые по зависимости

$$K_{1(2)} = 0,2 \frac{F_p}{b} \lambda z_{1(2)}. \quad (9.70)$$

9.3.3. Проверочный расчет

Предельно - допускаемая окружная сила, определяемая из условия износостойкости ремня, H , должна обеспечивать выполнение условия

$$|F_t| = \frac{Gz_o b}{\Psi} [hK - 0,5d_{a1}(\varphi_k - \sin\varphi_k)] \geq F_p. \quad (9.71)$$

Здесь коэффициент $K=0,46$ для ремней с $m \leq 2$ мм и $K=0,36$ – при $m \geq 3$ мм;

$\varphi_k = \sqrt{\frac{4h}{d_{a1} C_2}}$, где $C_2 = 0,9$ – для ремней при $m \leq 2$ мм и $C_2 = 0,94$ – при $m \geq 3$ мм.

По результатам проверки условия по формуле (9.71) окончательно устанавливается типоразмер ремня.

Сила, действующая на валы передачи и направленная по линии центров, H

$$F_r = (1,1 \dots 1,2) F_p.$$

Зубчатый ремень устанавливается на шкивы свободно с последующим начальным натяжением $2F_o$, контроль которого обычно осуществляется путем измерения стрелы прогиба f в середине ветви ремня под действием нагрузки F_{zp} и сравнение её с расчетной по зависимости

$$f_p = \sqrt[3]{x + \Delta} + \sqrt[3]{x - \Delta}. \quad (9.72)$$

$$\text{Здесь: } x = \frac{F_{zp} \cdot a^3}{8E_c} \text{ и } \Delta = \sqrt{\frac{F_o^3 a^6}{(3E_c)^3} + \frac{F_{zp}^2 a^6}{(8E_c)^2}},$$

где $E_c = E'_c \cdot b$; $F_{zp} = F'_{zp} \cdot b$ и $F_o = F'_o b$ - продольная жесткость, поперечная нагрузка и начальное натяжение для ветви ремня шириной b , Н; E'_c, F'_{zp} , и F'_o – соответственно те же величины, приходящиеся на один мм ширины ремня, Н/мм (табл.9.27); a - межосевое расстояние, мм.

При высоких скоростях ($V > 15 \dots 20$ м/с) к начальному натяжению необходимо добавить натяжение ремня от действия центробежных сил $F_u = q' b V^2$, Н, где q' - масса ремня шириной 1 мм и длиной 1 м (табл. 9.21); V - скорость ремня, м/с; b - ширина ремня, мм.

При перегрузках и больших динамических нагрузках рекомендуемое начальное натяжение $F_o = (0,3 \dots 0,4) F_p$.

Таблица 9.27

Значения продольной жесткости, поперечной нагрузки и начального натяжения, отнесенные к 1 мм ширины зубчатого ремня в зависимости от модуля, Н/мм

Модуль m , мм	$E'_c \cdot 10^{-3}$, Н/мм	F'_{zp} , Н/мм	F'_o , Н/мм
1,0; 1,5	2,5	0,5	0,3; 0,4
2,0; 3,0	3,5	0,8	0,7; 0,9
4,0; 5,0	9,0	1,0	1,8; 2,5
7,0; 10,0	10,0	1,2	3,0; 5,0

Геометрические параметры шкивов для зубчатых передач с трапецидальным профилем приведены в табл. 9.28, а с полукруглым - в табл. 9.29.

Размеры профиля зубьев шкивов контролируются аналогично цилиндрическим зубчатым колесам в соответствии с ГОСТ 1643.

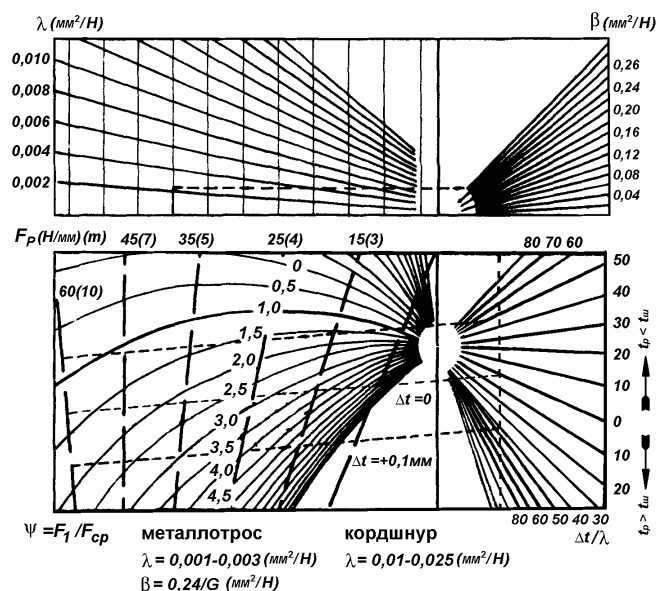


Рис.9.2. Номограмма для определения коэффициента ψ

Таблица 9.28

Параметры трапецеидального профиля впадины шкива

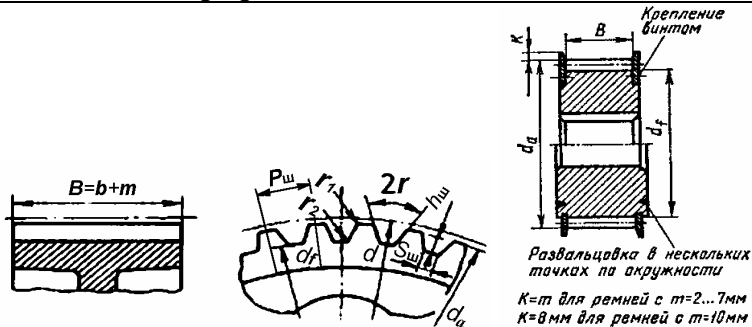
Окружной шаг шкива по средней линии зуба и внутренний диаметр шкива $p_{ш} = \frac{\pi (d_{a_{1(2)}} - h_{ш})}{z_{1(2)}}; d_{f_{1(2)}} = d_{a_{1(2)}} - 2h_{ш}$									
Параметры зуба, шкива, мм									
Модуль m	Толщина $S_{ш}$	Высота $h_{ш}$	Угол профиля 2γ	Радиус					
				r_1		r_2			
1,0	$1,0 \pm 0,1$	$1,3 \pm 0,1$	$50 \pm 2^\circ$	0,3	$\pm 0,1$	0,3	$\pm 0,1$		
1,5	$1,5 \pm 0,15$	$1,8 \pm 0,15$		0,4		0,4			
2,0	$1,8 \pm 0,15$	$2,2 \pm 0,15$		0,5		0,5			
3,0	$3,2 \pm 0,2$	$3,0 \pm 0,2$		0,7		1,0			
4,0	$4,0 \pm 0,2$	$4,0 \pm 0,2$	$40 \pm 2^\circ$	1,0	$\pm 0,15$	1,3	$\pm 0,15$		
5,0	$4,8 \pm 0,2$	$5,0 \pm 0,2$		1,5		2,0			
7,0	$7,5 \pm 0,3$	$8,5 \pm 0,3$		$2,5 \pm 0,2$		$3,0 \pm 0,2$			
10,0	$11,5 \pm 0,3$	$12,5 \pm 0,3$		$3,0 \pm 0,3$		$3,5 \pm 0,3$			
Примечание. При необходимости уменьшения зазора между боковыми гранями ремня и шкива величина $S_{ш}$ может быть уменьшена.									

Таблица 9.29

Параметры полукруглого профиля впадины шкива

Окружной шаг шкива по средней линии зуба и внутренний диаметр шкива: $p_{ш} = \frac{\pi (d_{a_{1(2)}} - h_{ш})}{z_{1(2)}}; \quad d_{f_{1(2)}} = d_{a_{1(2)}} - 2h_{ш}$			
Параметры зуба шкива, мм			
Модуль	Радиусы впадин R	Высота впадины hш	Радиус закругления r
3	2,75 + 0,1	4,05 + 0,05	1,2 + 0,15
4	3,75 + 0,1	5,05 + 0,05	1,4 + 0,15
5	4,75 + 0,1	6,05 + 0,05	1,75 + 0,2

ГЛАВА 10 ВАЛЫ

10.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Валы и оси служат для закрепления установленных на них деталей и обеспечивают геометрическую ось их вращения. В отличие от валов оси не передают вращающий момент и испытывают лишь деформацию изгиба, а валы - совокупность деформаций изгиба (растяжения-сжатия) и кручения.

По конструкции наиболее распространены прямолинейные валы, имеющие ступенчатую форму для возможности посадок различных деталей (подшипников, зубчатых колес и т. д.) на соответствующие места без повреждения соседних участков.

Места сопряжения двух соседних участков различных диаметров для снижения концентрации напряжений обычно выполняются в виде галтелей, а для осевой фиксации деталей по бурту вала с кольцевыми проточками для выхода шлифовального круга. Последние из-за значительной концентрации напряжений желательно применять лишь на малонагруженных участках валов.

Для угловой фиксации деталей на валах обычно используют шпоночные, шлицевые или профильные соединения.

Для средненапряженных валов, размеры которых определяются в основном жесткостью, применяются углеродистые конструкционные улучшенные стали марок 20, 30, 40, 45, 50 и редко Ст3, Ст4, Ст5. Тяжелонагруженные валы изготавливаются из легированных сталей марок 20Х, 40Х, 40ХН, 40ХНМА, 30ХГСА и др., подвергнутых улучшению или закалке ТВЧ. При выполнении вала заодно с зубчатыми колесами (венцами) материал для них выбирают по критериям прочности зубьев. Механические характеристики материалов валов приведены в табл. 10.1.

Таблица 10.1

Механические характеристики основных материалов

Марки стали	Диаметр заготовки, мм, не менее	Твердость НВ, не ниже	σ_b	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	Ψ_σ	Ψ_τ
			МПа						
Сталь 5	Любой	190	520	280	150	220	130	0,05	0
Сталь 45	Любой	200	560	280	150	250	150	0,05	0
	120	240	800	550	300	350	210	0,1	0,05
	80	270	900	650	390	380	230	0,1	0,05
Сталь 40Х	Любой	200	730	500	280	320	200	0,15	0,1
	200	240	800	650	390	360	210	0,15	0,1
	120	270	900	750	450	410	240	0,15	0,1
Сталь 40ХН	Любой	240	820	650	390	360	210	0,2	0,1
	200	270	1000	800	450	420	250	0,2	0,1
Сталь 20	60	145	400	240	120	170	100	0,05	0
Сталь 20Х	120	197	650	400	240	300	160	0,15	0,1
Сталь 12ХНЗА	120	260	950	700	490	420	210	0,2	0,1
Сталь 18ХГТ	60	330	1150	950	665	520	280	0,25	0,15
Сталь 30ХГТ	Любой	320	1150	950	665	520	310	0,25	0,15

10.2. ВИДЫ ПОВРЕЖДЕНИЙ И КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ

Характеристикой нагруженности вала являются эпюры изгибающих и вращающих моментов. Поломки валов в зоне концентраторов напряжений из-за действия циклически изменяющихся напряжений свидетельствуют о недостаточной их усталостной прочности.

Для валов, работающих с перегрузками, может оказаться более опасной недостаточная статическая прочность.

При нагружении вал испытывает линейные и угловые деформации (прогибы и углы поворота упругой линии, углы закрутки), определяющие его жесткость. Если эти деформации превышают допустимые, то жесткость вала не обеспечена.

При некоторых частотах вращения вала возможно их совпадение с частотой собственных колебаний, следствием чего является возникновение резонанса.

Следовательно, критериями работоспособности валов являются:

- 1) усталостная прочность (выносливость);
- 2) статическая прочность;
- 3) жесткость;
- 4) виброустойчивость.

У шеек валов, работающих в паре с подшипниками скольжения, необходимо обеспечить требуемую износостойкость.

10.3. РАСЧЕТНАЯ СХЕМА ВАЛА

При расчетах валы рассматриваются как шарнирно-опертые балки. Для радиального подшипника опора балки совпадает с серединой ширины подшипника (рис.10.1,а), для радиально-упорного подшипника опора располагается на точке пересечения оси вала с линией, проходящей через точку контакта шарика с наружным кольцом (рис.10.1,б) или перпендикулярной к рабочей поверхности наружного кольца, проведенной через середину длины его ролика (рис.10.1,в). Эта линия располагается относительно вертикали под углом, равным углу контакта подшипника α . Расстояние этой точки от торца подшипника для однорядного радиально-упорного шарикоподшипника (рис. 10.1,б) $a = 0,5 [B + 0,5 (d + D) \operatorname{tg} \alpha]$; для однорядного конического роликоподшипника (рис. 10.1,в) $a = 0,5 [T + (d + D) e / 3]$, где B - ширина кольца; T - монтажная высота; e - коэффициент осевого нагружения; α - угол контакта, d и D - диаметры колец (выбираются по табл. П.9 - П.19).

Если подшипники качения установлены по два в опоре, то условно опора располагается на расстоянии одной трети расстояния между подшипниками от середины внутреннего (рис.10.1,г).

Для подшипников скольжения опора располагается на расстоянии, равном $(0,25 \dots 0,3)l$ от его конца со стороны пролета (рис.10.1,д).

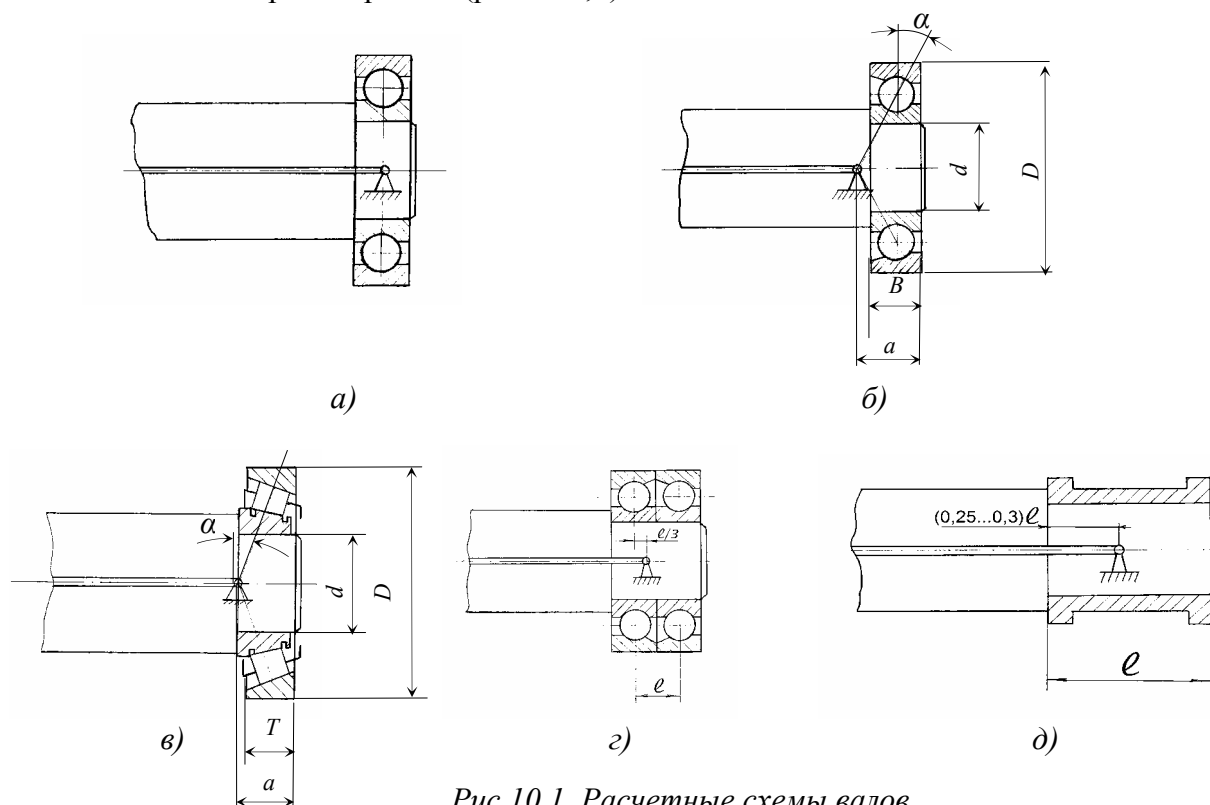


Рис.10.1. Расчетные схемы валов

При расчете валов силы и моменты, передаваемые ступицами смонтированных на них деталей, принимают за сосредоточенные, приложенные в среднем сечении длины посадочной поверхности.

Величины действующих усилий на валы при различных передачах определяются с учетом зависимостей, приведенных в соответствующих главах.

При этом в зубчатых и червячных передачах направление окружной силы (F_t) для ведущего колеса (червяка) обратно направлению его вращения, а для ведомого совпадает, радиальные силы (F_r) направлены по радиусу к оси валов, а осевые силы (F_x) приложены на начальных (делительных) диаметрах зубчатых колес (червяков) и на средних для конических колес и направлены вдоль осей валов. Для ременных и цепных передач усилие натяжения (Q) приближенно направлено по линии центров. Размеры вдоль оси вала между опорами и до точки приложения соответствующих сил определяются по чертежу. На основе схемы загрузки валов в двух взаимно-перпендикулярных плоскостях (вертикальной и горизонтальной) определяются реакции в опорах и строятся эпюры изгибающих и вращающих моментов. При этом окружные силы переносятся в плоскость оси вала и возникающие при этом моменты изображаются на эпюре вращающих моментов, а осевые силы на ось вала, что вызывает в соответствующих сечениях действие сосредоточенных моментов и появление “скачков” на эпюре изгибающих моментов.

Силы в зацеплении, действующие к горизонтальной или вертикальной плоскости под углом, не превышающем 20° , могут быть приняты действующими в соответствующих плоскостях. В противном случае они раскладываются по указанным плоскостям. Примеры схем нагружения валов силами в соответствии с имеющими место передачами для двух вариантов редукторов, а также эпюры изгибающих и вращающих моментов для них приведены на рис. 10.2 и 10.3.

Эпюры изгибающих моментов обычно строятся со стороны растянутых волокон.

На рис.10.2 представлена схема нагружения валов силами в зацеплении для коническо-цилиндрического редуктора с косозубой цилиндрической передачей.

Для снижения нагрузки на подшипники промежуточного вала целесообразно, чтобы осевые силы, действующие на зубья колес этого вала, были бы направлены в противоположные стороны, частично уравновешивая друг друга. Это достигается соответствующим выбором наклона линии зубьев колес косозубой цилиндрической передачи с учетом направления их вращения.

Для цилиндрических редукторов при наличии косозубых передач, выполненных по развернутой схеме (рис.2.1,а), указанное требование обеспечивается при одинаковом направлении зубьев колеса и шестерни промежуточного вала. Аналогичное условие должно соблюдаться и для цилиндрического соосного редуктора (рис.2.2,а).

При изменении направления вращения валов (реверсировании) относительно противоположное направление осевых сил не изменится. Силы, возникающие в шевронном зацеплении (рис.2.1,б) аналогичны действию сил в косозубой передаче. При этом осевые силы на полушевронах направлены в противоположные стороны, т.е. взаимно уравновешиваются, а для ведущего и ведомого валов на эпюре изгибающих моментов имеют место равные односторонние “скачки”.

Быстроходный и тихоходный валы многопоточного редуктора (рис.2.2,б) при равномерном распределении нагрузки между потоками нагружается только вращающим моментом, так как силы в зацеплении взаимно уравновешиваются.

Схема нагружения валов силами, действующими в червячном зацеплении, изображена на рис.10.3. Направление окружной силы для червячного колеса зависит как от направления вращения, так и от направления винтовой линии червяка. На рис.10.3 направление окружной силы для колеса соответствует применению правого червяка.

Результирующие (суммарные) значения реакций в опорах и изгибающих моментов в характерных сечениях определяются зависимостями:

$$F_{A(B)} = \sqrt{\left(F_{A(B)}^B\right)^2 + \left(F_{A(B)}^r\right)^2} ; \quad M_{изг} = \sqrt{\left(M_{изг}^B\right)^2 + \left(M_{изг}^r\right)^2} .$$

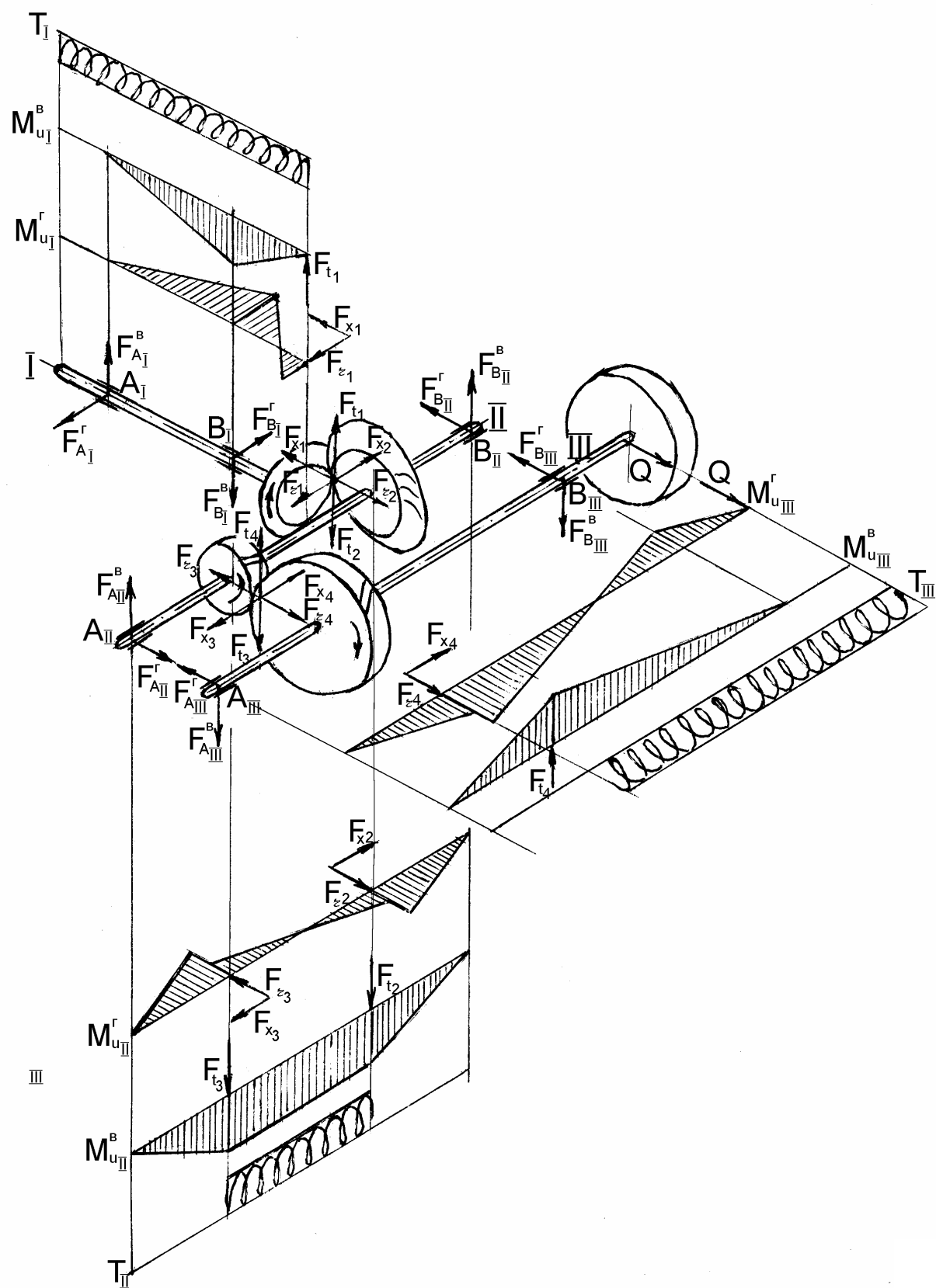


Рис. 10.2. Силы, действующие в зацеплении коническо-цилиндрического редуктора и эпюры нагружения валов

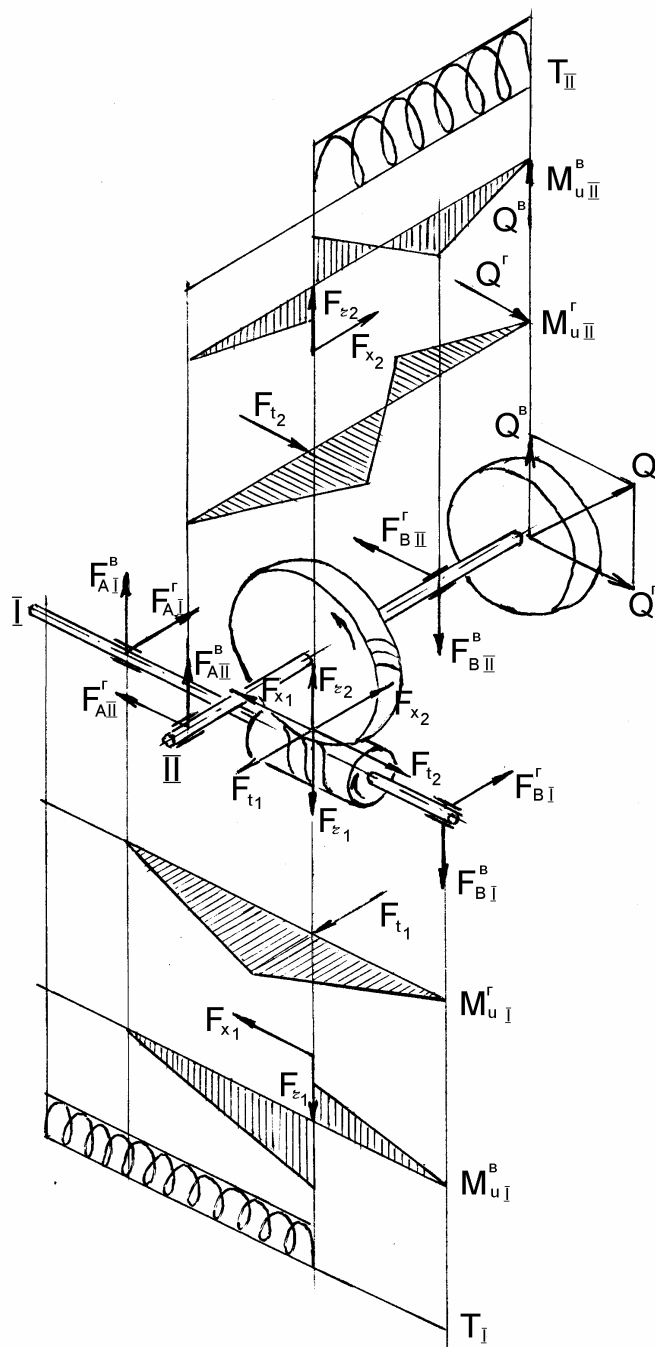


Рис.10.3. Силы, действующие в зацеплении червячного редуктора и эпюры нагружения валов

На консольных концах быстроходного и тихоходного валов могут быть смонтированы соединительные муфты. В результате погрешностей их монтажа, ошибок изготовления и неравномерного износа элементов на вал от муфты будет действовать радиальная сила, вызывающая его изгиб.

Ориентировочно эта сила F_M (Н), приложенная к консольному концу вала в плоскости наиболее тяжелого его нагружения, обычно определяется по следующим зависимостям:

для одноступенчатого цилиндрического или конического редуктора

$$F_M = 50\sqrt{T_{вр}} ;$$

для червячного редуктора, а также для двух- и трехступенчатых цилиндрических и коническо-цилиндрических редукторов

$$F_M = 100\sqrt{T_{вр}},$$

где $T_{вр}$ – вращающий момент на валу, Н·м.

10.4. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ

Предварительно диаметры валов для эскизного проекта устанавливаются расчетом, базирующемся на простейших зависимостях между диаметром вала, вращающим моментом, условным допускаемым напряжением при кручении (без учета влияния изгиба) или допускаемым углом закручивания.

По условному допускаемому напряжению при кручении ($|\tau| = 15 \dots 25 \text{ МПа}$) диаметр вала, мм

$$d = (150 \dots 125) \sqrt[3]{\frac{P}{n}}, \quad (10.1)$$

где P - мощность, передаваемая валом; кВт, n - частота вращения вала, мин^{-1} .

По допускаемому углу закручивания для валов коробок скоростей и редукторов ($|\varphi| = 0,5^\circ$ на 1 м длины вала) его диаметр, мм

$$d = 110 \sqrt[4]{\frac{P}{n}}. \quad (10.2)$$

Полученное значение диаметра округляют до ближайшего из ряда нормальных размеров (табл.П.3).

Расчетный диаметр вала для ступенчатых валов длиной $L > 6d$ является минимальным, при $L \leq 6d$, а также для промежуточных валов - средним.

При переменном режиме работы расчет вала ведется по наиболее тяжелому режиму.

Диаметр консольного конца быстроходного вала, соединяемого с валом электродвигателя, рекомендуется назначать не меньше 0,8 диаметра последнего для возможности соединения валов стандартной муфтой.

10.5. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ

После выявления в разрабатываемом механизме конструкции вала составляется его расчетная схема, определяются реакции в опорах, строятся эпюры изгибающих и вращающих моментов и проводятся соответствующие проверочные расчеты.

Проверочный расчет выполняется для сечений, где ожидаются наименьшие запасы прочности, учитывая величину нагрузок (по эпюрам) и наличие концентраторов напряжений (галтелей, канавок, пазов, шлиц, резьбы и т. д.)

10.5.1. Расчет на статическую прочность

Проводится по наибольшим возможным кратковременным нагрузкам (перегрузкам), повторяемость действия которых – менее 10^4 циклов (например, по нагрузке в момент пуска).

Для редукторов и коробок скоростей (передач) наибольшая кратковременная нагрузка обычно пропорциональна расчетной и оценивается коэффициентом перегрузки. Учитывая, что валы работают, в основном, в условиях изгиба и кручения, а напряжения от осевых сил малы, эквивалентное напряжение по энергетической теории прочности определяется зависимостью:

$$\sigma_{эв\max} = k_n \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \frac{32 \cdot 10^3}{\pi \cdot d^3} k_n \sqrt{M_{изг}^2 + 0,75 T_{вр}^2}, \quad (10.3)$$

где $M_{изг}$ и $T_{вр}$ - изгибающий и вращающий моменты в расчетном сечении Н·м;
 k_n - коэффициент перегрузки.

Коэффициент перегрузки обычно определяется по характеристикам двигателя; при применении электродвигателей – по отношению пускового момента к номинальному, при этом $k_n = 2,0 \dots 2,5$. Возможно его определение по предельному моменту при наличии предохранительных элементов, инерционному моменту при резком торможении и т.п.

Запас прочности по пределу текучести

$$s_T = \frac{\sigma_T K_{dT}}{\sigma_{\text{экв max}}} \geq |s_T|, \quad (10.4)$$

где $K_{dT} = 1$ для углеродистых сталей, для легированных сталей коэффициент K_{dT} определяется по графику на рис.1.8.

Обычно $|s_T| = 1,2 \dots 1,8$.

10.5.2. Расчет на сопротивление усталости

Расчеты на сопротивление усталости (выносливость) проводятся с учетом длительно действующих нагрузок, повторяемость действия которых - более 10^4 циклов.

Коэффициент запаса усталостной прочности s определяется по зависимости

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq |s|, \quad (10.5)$$

где s_σ и s_τ - соответственно коэффициенты запаса усталостной прочности по нормальным и касательным напряжениям;

$|s|$ - допускаемые значения коэффициента запаса усталостной прочности (табл. 10.2).

Таблица 10.2

Значения коэффициента запаса усталостной прочности

Степень точности расчетных нагрузок и схем, достоверность механических характеристик	$ s $
Высокая	1,3...1,5
Приближенная (большинство валов общего машиностроения)	1,5...1,8
Пониженная и для валов большого диаметра ($d > 200$ мм)	1,8...2,5

Коэффициенты запаса усталостной прочности по нормальным и касательным напряжениям определяются выражениями:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad (10.6)$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}.$$

Здесь: σ_{-1} и τ_{-1} - пределы выносливости материала соответственно при изгибе и кручении со знакопеременным симметричным циклом изменения напряжений (табл.10.1), МПа;

σ_a и τ_a - переменные (амплитудные) составляющие цикла изменения нормальных и касательных напряжений, МПа;

σ_m и τ_m - постоянные (средние) составляющие цикла изменения нормальных и касательных напряжений, МПа;

$K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ - приведенные коэффициенты концентрации напряжений, учитывающие влияние различных фактов на сопротивление усталости при изгибе и кручении;

ψ_σ и ψ_τ - коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла напряжений, $\psi_\sigma \cong 0,02 + k \cdot 10^{-4} \sigma_s$; $\psi_\tau \cong 0,5 \psi_\sigma$ ($k=1$ и $k=2$ соответственно для углеродистых и легированных сталей) или табл. 10.1.

Переменные и постоянные составляющие цикла изменения напряжений определяются следующим образом. Нормальные напряжения: амплитудные от действия изгибающего момента

$$\sigma_a = M_{изг} \cdot 10^3 (1 + \varphi) / W; \quad (10.7)$$

средние от действия осевого усилия

$$\sigma_m = \frac{F_x}{A}. \quad (10.8)$$

Касательные напряжения (амплитудные и средние) при нереверсивном вращении валов принимаются изменяющимися по пульсирующему (отнулевому) циклу

$$\tau_a = \tau_m = 0,5 T_{\epsilon p} \cdot 10^3 (1 + \varphi) / W_{\kappa}, \quad (10.9)$$

а при реверсивном вращении – по симметричному циклу

$$\tau_a = T_{\epsilon p} \cdot 10^3 (1 + \varphi) / W_{\kappa}; \tau_m = 0. \quad (10.10)$$

В выражениях 10.7-10.10 $M_{изг}$ и $T_{\epsilon p}$ – результирующий (суммарный) изгибающий и вращающий моменты, Н·м;

F_x – осевое усилие, Н;

φ – коэффициент динамичности нагрузки, $\varphi = 0,5(K_v - 1)$,

где K_v – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении (см. гл.3 и 4);

$A = \frac{\pi d^2}{4}$ – площадь сечения вала диаметром d , мм²; для шлицевого вала $d = d_{cp}$;

W и W_{κ} – моменты сопротивления сечения вала изгибу и кручению, мм³: для вала сплошного круглого поперечного сечения

$$W = \frac{\pi d^3}{32}, \quad W_{\kappa} = \frac{\pi d^3}{16};$$

для вала, ослабленного шпоночным пазом с размерами bt_1

$$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 (d - t_1)^2}{2d}, \quad W_{\kappa} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 (d - t_1)^2}{2d};$$

для шлицевого вала с диаметром d и D , имеющего z прямобоочных шлицев шириной b

$$W = \frac{1}{32D} \left[\pi d^4 + zb(D - d)(D + d)^2 \right], \quad W_{\kappa} = 2W;$$

для вала с эвольвентными шлицами при наружном диаметре D и модуле зацепления m

$$W = \frac{\delta \pi (D - m)^4}{32 D}, \quad W_{\kappa} = 2W,$$

где $\delta = 0,95 \dots 1,0$ при $z = 16 \dots 40$.

Приведенные коэффициенты концентрации напряжений определяются зависимостями:

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + K_{F\sigma} - 1 \right) / K_y; \quad K_{\tau D} = \left(\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} + K_{F\tau} - 1 \right) / K_y, \quad (10.11)$$

где K_{σ} и K_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации напряжений (табл. 10.3-10.5);

при оценке концентрации напряжений в местах установки на валу деталей по посадке используются отношения $K_{\sigma} / K_{d\sigma}$ и $K_{\tau} / K_{d\tau}$ (табл.10.6);

$K_{d\sigma}$ и $K_{d\tau}$ – коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения вала (табл.10.7);

$K_{F\sigma}$ и $K_{F\tau}$ – коэффициенты влияния качества поверхности (табл. 10.8);

K_y - коэффициент, учитывающий для валов влияние поверхностного упрочнения (табл. 10.9), при отсутствии упрочнения $K_y = 1$.

При действии в расчетном сечении нескольких концентраторов напряжений (например, наличие одновременно шпоночного паза и посадки) в расчете принимается большее из значений $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$.

Дополнительные сведения по определению коэффициентов ψ_σ ; ψ_τ ; $K_{\sigma D}$; $K_{\tau D}$ приведены в разделе 1.5.1.

При меняющихся во времени (нестационарных) нагрузках из условия применимости скорректированной теории суммирования повреждений расчет на сопротивление усталости ведется для более полного использования ресурсов прочности по эквивалентным напряжениям

$$\sigma_{\text{экв}} = q \sqrt{\frac{1}{aN_G} \sum_1^k \sigma_i^q N_i} \leq \sigma_{\text{max}}, \quad (10.12)$$

где N_G - базовое число циклов, соответствующее точке перегиба кривой усталости, обычно принимаемое $(2...5) \cdot 10^6$ - для валов небольших и 10^7 - для валов больших сечений; N_i - число циклов нагружений при напряжении $\sigma_i = K_{\sigma D} \sigma_{ai} + \psi_\sigma \sigma_{mi}$; i - номер ступени нагружения; q - показатель степени кривой усталости, $q = (10 + \sigma_b/100)/K_{\sigma D}$ (для стальных валов обычно $q \approx 6...9$); σ_{max} - напряжение при максимально длительно действующей нагрузке; a - см. формулу (1.22), при упрощенном расчете $a = 0,4...0,6$; при отсутствии перегрузок с малой продолжительностью их действия $a = 1$.

При известном значении $\sigma_{\text{экв}}$ запас прочности находится обычным методом, т.е. $S_\sigma = \sigma_{-1}/\sigma_{\text{экв}}$. Если $\sigma_{\text{экв}} > \sigma_{\text{max}}$, то принимается $\sigma_{\text{экв}} = \sigma_{\text{max}}$, т.к. вал в этом случае работает в зоне неограниченной долговечности (в зоне горизонтального участка кривой усталости). Аналогично определяется $\tau_{\text{экв}}$ и S_τ .

Таблица 10.3

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений K_σ и K_τ для валов с галтельными переходами

σ_{B_2} МПа	h/r													
	1					2					3		5	
	r/d													
	0,01	0,02	0,03	0,05	0,10	0,01	0,02	0,03	0,05	0,01	0,02	0,03	0,01	0,02
	Эффективные коэффициенты концентрации K_σ/K_τ													
400	<u>1,34</u> 1,26	<u>1,41</u> 1,33	<u>1,59</u> 1,39	<u>1,54</u> 1,42	<u>1,38</u> 1,37	<u>1,51</u> 1,37	<u>1,76</u> 1,53	<u>1,76</u> 1,52	<u>1,70</u> 1,50	<u>1,86</u> 1,54	<u>1,90</u> 1,59	<u>1,89</u> 1,61	<u>2,07</u> 2,12	<u>2,09</u> 2,03
500	<u>1,36</u> 1,28	<u>1,44</u> 1,35	<u>1,63</u> 1,40	<u>1,59</u> 1,43	<u>1,44</u> 1,38	<u>1,54</u> 1,39	<u>1,81</u> 1,55	<u>1,82</u> 1,54	<u>1,76</u> 1,53	<u>1,90</u> 1,57	<u>1,96</u> 1,62	<u>1,96</u> 1,65	<u>2,12</u> 2,18	<u>2,16</u> 2,08
600	<u>1,38</u> 1,29	<u>1,47</u> 1,39	<u>1,67</u> 1,42	<u>1,64</u> 1,44	<u>1,50</u> 1,39	<u>1,57</u> 1,40	<u>1,86</u> 1,58	<u>1,88</u> 1,57	<u>1,82</u> 1,57	<u>1,94</u> 1,59	<u>2,02</u> 1,66	<u>2,03</u> 1,68	<u>2,17</u> 2,24	<u>2,23</u> 2,12
700	<u>1,40</u> 1,29	<u>1,49</u> 1,37	<u>1,71</u> 1,44	<u>1,69</u> 1,46	<u>1,55</u> 1,42	<u>1,59</u> 1,42	<u>1,91</u> 1,59	<u>1,94</u> 1,59	<u>1,88</u> 1,59	<u>1,99</u> 1,61	<u>2,08</u> 1,69	<u>2,10</u> 1,72	<u>2,23</u> 2,30	<u>2,30</u> 2,17
800	<u>1,41</u> 1,30	<u>1,52</u> 1,37	<u>1,76</u> 1,45	<u>1,73</u> 1,47	<u>1,61</u> 1,43	<u>1,62</u> 1,43	<u>1,96</u> 1,61	<u>1,99</u> 1,61	<u>1,95</u> 1,62	<u>2,03</u> 1,64	<u>2,13</u> 1,72	<u>2,16</u> 1,74	<u>2,28</u> 2,37	<u>2,38</u> 2,22
900	<u>1,43</u> 1,30	<u>1,54</u> 1,39	<u>1,80</u> 1,47	<u>1,78</u> 1,50	<u>1,66</u> 1,45	<u>1,64</u> 1,44	<u>2,01</u> 1,62	<u>2,05</u> 1,64	<u>2,01</u> 1,65	<u>2,08</u> 1,66	<u>2,19</u> 1,75	<u>2,23</u> 1,77	<u>2,34</u> 2,42	<u>2,45</u> 2,26
1000	<u>1,45</u> 1,31	<u>1,57</u> 1,39	<u>1,84</u> 1,48	<u>1,83</u> 1,51	<u>1,72</u> 1,46	<u>1,67</u> 1,46	<u>2,06</u> 1,65	<u>2,11</u> 1,66	<u>2,07</u> 1,68	<u>2,12</u> 1,68	<u>2,52</u> 1,79	<u>2,30</u> 1,81	<u>2,39</u> 2,48	<u>2,52</u> 2,31
1200	<u>1,49</u> 1,32	<u>1,62</u> 1,42	<u>1,92</u> 1,52	<u>1,93</u> 1,54	<u>1,83</u> 1,50	<u>1,72</u> 1,47	<u>2,16</u> 1,68	<u>2,23</u> 1,71	<u>2,19</u> 1,74	<u>2,21</u> 1,73	<u>2,37</u> 1,86	<u>2,44</u> 1,88	<u>2,50</u> 2,60	<u>2,66</u> 2,40

Таблица 10.7

**Коэффициенты влияния абсолютных размеров $K_{d\sigma}$ и $K_{d\tau}$
в зависимости от диаметра вала**

Коэффициент	Материал	Диаметр вала, мм								
		15	20	30	40	50	70	100	120	≥ 150
$K_{d\sigma}$	Углеродистая сталь	0,95	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71	0,66	0,60
	Высокопрочная легированная сталь	0,87	0,83	0,78	0,74	0,70	0,65	0,60	0,57	0,55
$K_{d\tau}$	Любая сталь	0,87	0,83	0,78	0,74	0,70	0,65	0,60	0,57	0,55

Таблица 10.8

Коэффициенты влияния качества поверхности K_F

Механическая обработка поверхности	Среднее арифметическое отклонение профиля Ra , мкм	Значения коэффициента $\frac{K_{F\sigma}}{K_{F\tau}}$ при σ_b , МПа		
		$K_{F\tau}$		
		400	800	1200
Суперфиниширование	0,4...0,1	$\frac{1,01...1,0}{1,01...1,0}$	$\frac{1,03...1,0}{1,02...1,0}$	$\frac{1,04...1,0}{1,02...1,0}$
Шлифование тонкое				
Шлифование чистовое	1,6...0,4	$\frac{1,06...1,01}{1,03...1,01}$	$\frac{1,12...1,03}{1,06...1,02}$	$\frac{1,16...1,04}{1,09...1,02}$
Обтачивание тонкое				
Обтачивание чистовое	6,3...1,6	$\frac{1,10...1,06}{1,06...1,04}$	$\frac{1,23...1,16}{1,12...1,07}$	$\frac{1,31...1,18}{1,16...1,10}$
Обтачивание черновое				
Необработанная поверхность	–	$\frac{1,15...1,10}{1,08...1,06}$	$\frac{1,36...1,23}{1,18...1,12}$	$\frac{1,52...1,31}{1,25...1,16}$
		$\frac{1,25}{1,13}$	$\frac{1,6}{1,3}$	$\frac{2,0}{1,4}$

Таблица 10.9

Коэффициенты влияния упрочнения K_v при поверхностной обработке

Вид упрочнения	Образец	
	без концентрации напряжений	с концентрацией напряжений
Закалка ТВЧ углеродистых и легированных сталей	1,2...1,5	1,5...2,5
Азотирование при глубине слоя 0,1...0,4 мм	1,1...1,15	1,3...2,0
Цементация при глубине слоя 0,2...0,6 мм	1,1...1,5	1,2...2,0
Обкатка роликами углеродистых и легированных сталей	1,1...1,25	1,3...1,8
Обдувка дробью углеродистых и легированных сталей	1,1...1,2	1,1...1,5

10.5.3. Расчет валов на жесткость

Обычно при недостаточной жесткости действующие нагрузки вызывают недопустимые деформации валов и осей, нарушающие нормальную работу механизма. Повышенные прогибы нарушают нормальную работу передач, особенно при несимметричном расположении зубчатых колес, шкивов, звездочек относительно опор, понижают точность выполняемых машиной технологических операций. Повышенные углы наклона упругой линии вала при изгибе влияют на работоспособность подшипников и могут привести к выходу их из строя вследствие защемления. Повышенные углы закручивания ухудшают условия работы зубчатых и червячных передач вследствие увеличения концентрации нагрузки в зацеплении (по длине зубьев).

При проектировании валов следует проверять прогибы оси вала и углы поворота его сечений. Их обычно определяют, используя интеграл Мора или правило Верещагина. Для простых расчетных случаев при определении прогибов y и углов поворота θ в различных сечениях вала могут быть использованы зависимости, приведенные в табл. 10.10.

При этом перемещения определяются для условного вала, расчетный диаметр которого составляет

$$d_p = d_{\max} \cdot j,$$

где j - коэффициент, определяемый по табл.10.11 в зависимости от отношения $d_{\max}/d_{\min}$; $d_{\min}$, $d_{\max}$ - наименьший и наибольший из диаметров ступеней вала.

Таблица 10.10

Зависимости для определения углов поворота сечений и прогибов оси двухопорного вала

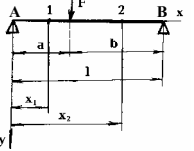
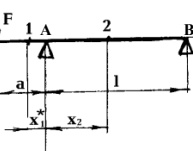
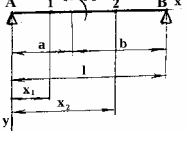
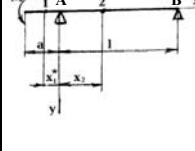
Определенная величина							
Схема I		Схема II		Схема III		Схема IV	
							
θ_A	$ab(l+b)$	$-2al^2$	$\times \frac{F}{6EJl}$	$a^3+3a^2b-2b^3$	$-2l^3$	$\times \frac{10^3 \cdot M}{6EJl^2}$	
θ_1^{**}	$ab(l+b) \pm 3bx_1^2$	$-l(2al+6ax_1-3x_1^2)$		$a^3+3a^2b-2b^3 \pm 3lx_1^2$	$-2l^2(l+3x_1)$		
$\theta_{F(M)}$	$2ab(b-a)$	$-al(3a+2l)$		$-2(a^3+b^3)$	$-2l^2(3a+l)$		
θ_2	$3a(l-x_2)^2-ab(l+a)$	$a(6lx_2-2l^2-3x_2^2)$		$3ab^2+b^3-2a^3-3l(l-x_2)^2$	$l(6lx_2-2l^2-3x_2^2)$		
θ_B	$-ab(2a+b)$	al^2		$3ab^2+b^3-2a^3$	l^3		
y_1^{**}	$ab(a+2b)x_1 \pm bx_1^3$	$l(2alx_1+3ax_1^2-x_1^3)$		$(a^3+3a^2b-2b^3)x_1 \pm lx_1^3$	$l^2(2lx_1+3x_1^2)$		
$y_{P(M)}$	$2a^2b^2$	$2a^2l(a+l)$		$-2abl(b-a)$	$al^2(3a+2l)$		
y_2	$(2a^2b+ab^2)(l-x_2)-a(l-x_2)^3$	$-a(x_2^3+2l^2x_2-3lx_2^2)$		$-(3ab^2+b^3-2a^3)(l-x_2)+l(l-x_2)^3$	$-l(x_2^3+2l^2x_2-3lx_2^2)$		
Примечания: * Абсциссы, отсчитываемые по абсолютной величине; ** Знак "минус" при $x = x_1$; знак "плюс" при $x = -x_1$							

Таблица 10.11

Значения коэффициента j

$d_{\max}/d_{\min}$	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
j	1,0	1,028	1,05	1,07	1,087	1,10	1,113	1,125	1,133	1,14	1,146

В табл.10.10 E - модуль упругости МПа; J - момент инерции при изгибе, $J = \frac{\pi d_p^4}{64}$, мм⁴;

F - поперечная сила, Н;

M - изгибающий момент, Н·м;

l ; a ; b ; x_1 ; x_2 - линейные размеры, мм.

При пользовании табл. 10.10 следует учитывать:

1. Зависимости верны при $a \leq b$; $x_1 \leq a$; $a \leq x_2 \leq (a+b)$ - для схем I и III и при $0 \leq x_2 \leq l$ для схем II и IV.

2. Углы θ наклона упругой линии отсчитываются от положительного (указанного на схеме) направления оси x к положительному направлению оси y .

3. Знаки величин θ справедливы при условии, что участок a расположен слева. Если участок a (меньшая часть пролета для схем I и III или консоль для схем II и IV) расположен справа, то знаки величин θ меняются на обратные; при этом знаки величин y остаются без изменения.

4. Направления силы и момента учитываются знаком “плюс” при направлении F и M как показано на схеме или “минус” в случае противоположного направления. Направление момента M считается положительным, если он стремится повернуть балку в сторону опускания опоры A (со стороны меньшей части пролета для схемы III или консоли для схемы IV) независимо от направления момента по отношению к направлению движения часовой стрелки.

При действии нескольких силовых факторов в данной плоскости полные прогиб и угол поворота определяются методом суперпозиции путем алгебраического суммирования соответствующих перемещений (с учетом знака) от каждого из силовых факторов.

После определения прогибов и углов поворота для каждой из взаимно перпендикулярных плоскостей результирующие их значения определяются геометрическим суммированием

$$y_i = \sqrt{(y_{i\text{гор}})^2 + (y_{i\text{вер}})^2} \leq |y| \quad \text{и} \quad \theta_i = \sqrt{(\theta_{i\text{гор}})^2 + (\theta_{i\text{вер}})^2} \leq |\theta|, \quad (10.13)$$

где $y_{i\text{гор}}$; $\theta_{i\text{гор}}$ - прогиб и угол поворота в i -ом сечении в горизонтальной плоскости;

$y_{i\text{вер}}$; $\theta_{i\text{вер}}$ - прогиб и угол поворота в i -ом сечении в вертикальной плоскости;

$|y|$; $|\theta|$ - значения допустимых прогибов оси вала и углов поворота его сечений.

При уточненном расчете жесткости валов могут быть учтены насаженные на вал детали большой жесткости (их ступицы) при условии, что $D/d \geq 1,7$, где d и D диаметры вала и ступицы. Увеличение при этом жесткости соответствующих участков вала приближенно учитывается заменой их диаметров на эквивалентные $d_{\text{экв}}$. Эквивалентный диаметр в зависимости от отношения B/d (ширины ступицы к посадочному диаметру вала) и относительных натягов от 0 до $10 \cdot 10^{-4}$ определяется по табл. 10.12, либо по формуле

$$d_{\text{экв}} = d \left(1 + k \frac{B}{d} \right),$$

где $k = 0,08; 0,12$ и $0,18$ соответственно для относительных натягов $\Delta d/d = 0; 3 \cdot 10^{-4}$ и $10 \cdot 10^{-4}$.

Таблица 10.12

Значения отношения эквивалентного диаметра к диаметру вала

B/d	0,2	0,4	0,6	0,8	1
$d_{\text{экв}}/d$	1,016...1,036	1,032...1,072	1,048...1,108	1,064...1,144	1,08...1,18
B/d	1,2	1,4	1,6	1,8	2
$d_{\text{экв}}/d$	1,096...1,216	1,112...1,252	1,128...1,288	1,144...1,324	1,16...1,36

Допустимые перемещения (прогибы и углы поворота сечений вала) зависят от требований, предъявляемых к конструкции, и особенностей ее работы.

Допустимые значения углов поворота $|\theta|$ сечений вала (в радианах) в местах расположения деталей - подшипники качения: игольчатые - 0,0005; роликовые конические и шариковые радиально-упорные - 0,0015; роликовые цилиндрические - 0,002; шариковые однорядные - 0,0030; шариковые и роликовые сферические - 0,0500; подшипники скольжения - 0,0010...0,0020; зубчатые колеса - 0,0010.

Допустимые значения прогибов оси вала $|y|$:

в середине между опорами $(0,0002...0,0003)l$;

под цилиндрическим колесом – $0,01m$;

под коническим или гипоидным колесами – $0,005m$, где m - модуль зацепления, мм;

l - расстояние между опорами, мм.

10.5.4. Расчет валов на виброустойчивость

Колебания валов связаны с периодическими изменениями передаваемой нагрузки, неуравновешенностью вращающихся масс, неравномерностью распределения нагрузки в зоне сопряжения валов с другими деталями и т. д. Следовательно, основная задача расчета конструкции на виброустойчивость состоит в установлении допустимого диапазона рабочих режимов (по частоте вращения вала) исходя из условия исключения резонанса, имеющего место при критической частоте вращения.

Критическая частота вращения определяется зависимостью

$$n_{кр} = 9,46 \cdot 10^2 y_c^{-0,5}, \text{ мин}^{-1}, \quad (10.14)$$

где y_c - статический прогиб, мм.

Первоочередная проверка отсутствия недопустимых колебаний сводится к сравнению частоты вращения вала n с критической $n_{кр}$.

При работе вала в докритической области должно быть соблюдено условие $n \leq 0,7n_{кр}$, а при работе в закритической области $n \geq 1,4n_{кр}$.

ГЛАВА 11 ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

11.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Подшипники скольжения являются опорами вращающихся деталей и конструктивно образованы поверхностью вращающейся детали (цапфы или шейки) с охватывающей ее неподвижной поверхностью (вкладышем), работающих в условиях скольжения через слой смазки или без него. Вкладыш, установленный в корпусе подшипника, воспринимает передаваемую цапфой нагрузку и поэтому является наиболее ответственной деталью подшипника.

Для уменьшения влияния перекосов применяются самоустанавливающиеся подшипники, в которых вкладыши выполняются со сферической опорной поверхностью.

Подшипники скольжения делятся на радиальные (воспринимают радиальную нагрузку), упорные (воспринимают осевую нагрузку) и комбинированные.

Для снижения износа трущихся поверхностей подшипники должны смазываться. В подшипниках скольжения могут использоваться жидкие, пластичные, твердые и газообразные смазочные материалы. Наиболее широко применяются жидкие смазки: минеральные (нефтяные), растительные, животные и синтетические.

В зависимости от вида и режима смазки, подшипники скольжения разделяются на опоры с граничным, полужидкостным и жидкостным трением. Жидкостное трение обеспечивается гидродинамическим (газодинамическим) или гидростатическим (газостатическим) эффектом. В первом случае избыточное давление создается в клиновидном зазоре в соответствии с законами гидродинамики, когда несущий смазочный слой, образующийся при вращении вала, в результате адсорбции (прилипания) смазки к поверхностям цапфы и вкладыша и взаимодействия между ее частицами затягивается под цапфу (рис. 11.1). Смазка в подшипник подается под давлением 1-2 атмосферы и прокачивается через ненагруженную зону в объеме 1 -5 литров в минуту.

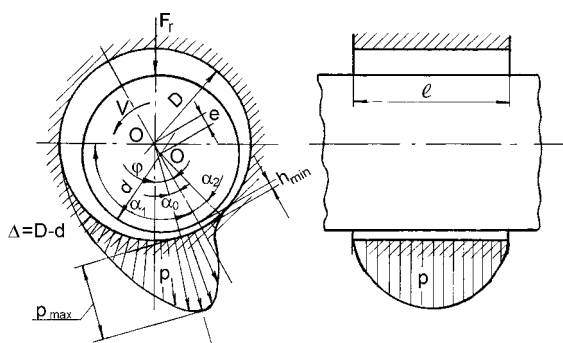


Рис. 11.1. Подшипник скольжения одноклиновой

Несущий слой смазки возникает у места сужения зазора и заканчивается за зоной минимального зазора. Вдоль вала (на длине l) давление распределяется по закону параболы и снижается до нуля у концов подшипника. Вследствие того, что в данном подшипнике имеется один суживающийся зазор, этот подшипник, являющийся одноклиновым, не обеспечивает стабильное положение оси вала при больших скоростях и малых нагрузках.

Для шпинделей металлорежущих станков и другого технологического оборудования требуются подшипники, обеспечивающие высокую точность и стабильность положения оси

вращения вала при любом уровне нагрузки. Этим условиям удовлетворяют многоклиновые подшипники, имеющие несколько несущих слоев смазки, охватывающих вал равномерно со всех сторон и надежно удерживающих его во взвешенном состоянии (рис.11.2). В многоклиновом подшипнике имеющее место взаимное нагружение слоев смазки обычно во много раз превосходит внешнюю нагрузку, что позволяет иметь высокую жесткость несущих слоев смазки, стабильность положения оси вала при работе вхолостую и под нагрузкой.

Клиновидный зазор в многоклиновых подшипниках создается фасонным растачиванием рабочих поверхностей вкладыша, упругим его деформированием или самоустановкой вкладышей при вращении вала (рис. 11.2).

В гидростатических подшипниках создание давления в слое смазки между рабочими поверхностями опоры, необходимого для уравнивания внешней нагрузки при невысоких оборотах, обеспечивается весьма сложной и дорогостоящей гидросистемой, предназначенной для подачи смазочного материала с переменным его расходом в зависимости от режима работы подшипника, в зону гидравлического давления.

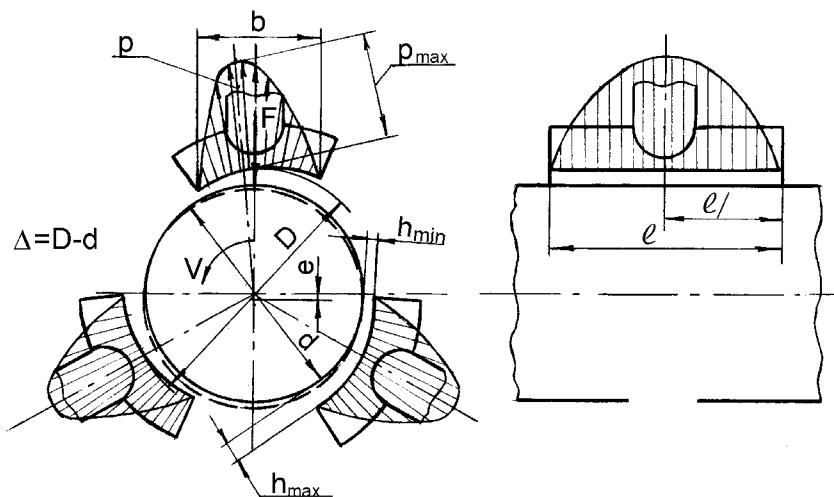


Рис.11.2. Подшипник скольжения многоклиновой

Подшипники скольжения применяются: в узлах машин, где по условиям сборки они должны быть разъемными (коленчатые валы) или при необходимости обеспечения минимальных диаметральных размеров; в шпиндельных опорах жидкостного трения, обеспечивающих высокую точность вращения в радиальном и осевом направлениях; в узлах машин, подверженных большим вибрационным и ударным нагрузкам (опоры прессов и прокатных станков), а так же работающих при особо высоких частотах вращения, измеряемых десятками тысяч оборотов в минуту (газовые и магнитные подшипники).

Недостатки подшипников скольжения: при отсутствии жидкостного трения большие потери на трение, сопровождаемые нагревом; значительные размеры в осевом направлении; необходимость применения для вкладышей дорогостоящих цветных сплавов; не обеспеченность взаимозаменяемости при ремонте из-за отсутствия стандартизации для большинства типов подшипников скольжения.

При работе подшипникового узла при высоких температурах в агрессивных средах используется прессовый графит с коэффициентом сухого трения 0,04...0,05 или композиционные материалы на его основе (углепласты, графитопласты).

Значения твердости и допустимых основных рабочих параметров для узлов трения из различных материалов вкладышей приведены в табл. 11.1.

Таблица 11.1

Допустимые характеристики рабочих параметров для материалов вкладышей

Материал	Давление $ p $, МПа	Скорость $ v $, м/с	$ pv $, МПа·м/с	Твердость, НВ	Температура $ t $, °C
Б83	20	50	75	20...25	115
Б88	15			25...32	
Б16	10...15			25...30	
БН	10...15	30	30	25...30	
БС6	15	–	–	16...17	90
БрО10Ф1	15	10	15	90	
БрО5Ц5С5	8	3	12	60	
БрО6Ц6С3	5	3	10		
БрО4Ц4С17	10	4	10		
БрА9Ж4	15		12	110	
БрА9Ж3Л	15			110	
БрА 10Ж3М1,5Ц	20	5		120	
БрА7Ж1Б5С1,5	25	8	20	70	
БрС30	25	12	30	25	
ЛКС80-3-3	12	2	10	–	
ЛМцЖ52-4-1	4	2	6	–	
ЦАМ10-5	15	10	15	–	80
АЧС-1	2,5 / 12	5 / 0,3	12 / 2,5	180...241	
АЧС-2	0,1 / 10	3 / 0,3	0,3 / 2,5	180...229	
АЧС-3	6	1	5	160...190	
АЧС-4	15	0,5	40	180...229	
АЧС-5	20 / 30	1 / 0,4	20 / 12,5	180...290	
АЧС-6	9	4	9	100...120	
АЧВ-1	1,5 / 20	10 / 1	12 / 20	210...260	
АЧВ-2	1 / 12	5 / 1	3 / 12	167...192	
АЧК-1	20	2	20	187...229	
АЧК-2	0,5 / 12	5 / 1	2,5 / 12	167...197	
Фторопласт-4	1,5	5	–	–	200...250
Фторопласт-4 с наполнителем	3,5...4	8	–	–	200...250
Полиамид АК-7	15...20	4	20	–	100
Капрон 5	2,0...2,5	5	20	–	100
Текстолит при наличии смазки	10	5...10	25	–	85...100
Резина при смазывании водой	4...10	10...20	–	–	–
Металлокерамика жг	0,8 / 15	4 / 0,1	7	–	–

11.2. ПОТЕРИ В ПОДШИПНИКАХ СКОЛЬЖЕНИЯ. КПД

Трение поверхностей цапфы и вкладыша, а так же находящийся в зазоре подшипника смазочный материал оказывает сопротивление вращению. Момент трения в подшипнике скольжения определяется зависимостью

$$T_{mp} = 0,5 F \cdot f \cdot d, \quad (11.1)$$

где F – нагрузка на подшипнике; f – коэффициент трения; d – диаметр цапфы.

Потери на трение в подшипниках скольжения тем больше, чем больше коэффициент трения, который изменяется в зависимости от характеристики режима ($\mu \cdot n / p$), где μ – вязкость смазки; p – удельное давление; n – частота вращения. С увеличением ($\mu \cdot n / p$) потери на трение снижаются.

Коэффициенты трения имеют следующие значения: жидкостное – $f = 0,001...0,005$; полужидкостное – $f = 0,008...0,16$.

Коэффициент полезного действия подшипников, работающих в режиме полужидкостного трения – $\eta = 0,94 \dots 0,98$; в режиме жидкостного трения – $\eta = 0,98 \dots 0,99$.

11.3. ВИДЫ РАЗРУШЕНИЯ И КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ

Подшипники скольжения, работающие в условиях граничного и полужидкостного трения, подвержены абразивному изнашиванию, заеданию (схватыванию) из-за разрушения граничных пленок смазки при высоких температурах, пластическому деформированию и усталостному разрушению.

Эти повреждения зависят от состояния и вязкости смазки, характера и величины удельной нагрузки, температуры и других параметров режима работы подшипника, а так же в значительной степени от материалов цапфы и вкладыша, которые должны образовывать антифрикционную пару. В соответствии с видами повреждений подшипников скольжения при граничном и полужидкостном трении их критериями работоспособности являются: износостойкость, теплостойкость (для предотвращения заедания), прочность.

Для подшипников скольжения жидкостного трения критерием работоспособности является наличие слоя смазки, достаточного для восприятия нагрузки, минимальная величина которого должна быть больше суммы высот неровностей поверхностей цапфы и вкладыша.

Для гидродинамических подшипников имеют место все перечисленные выше критерии работоспособности, так как в периоды пуска, медленного вращения и остановки они работают в условиях граничного и полужидкостного трения, вследствие чего возможно появление задиров, если не предусмотрена гидростатическая разгрузка.

11.4. МАТЕРИАЛЫ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Опирающиеся на подшипники или подпятники детали (валы, оси и др.) обычно выполняют стальными. Вкладыши или их рабочие поверхности выполняются из антифрикционных материалов. Выбор материала вкладыша зависит от условий эксплуатации подшипника, характера нагружения, скорости цапфы, режима смазки. В качестве антифрикционных материалов для подшипников скольжения применяются сплавы металлов (баббиты, бронзы и др.), чугуны, металлокерамика, пластмассы (табл. 11.1). Для обеспечения сочетания прочности конструкции с низким коэффициентом трения вкладыши часто изготавливают биметаллическими, в которых антифрикционный слой наносится на стальную основу.

В подшипниках скольжения используются пластичные (твердость не более 50НВ), мягкие (50...100НВ), твердые (не менее 100НВ) материалы. К пластичным материалам относятся баббиты, свинцовые бронзы и алюминиевые сплавы; к мягким – оловянные бронзы; к твердым – чугун и алюминиево-железистые бронзы.

Пластичные подшипниковые материалы применяются для высоконагруженных многооборотных подшипников, рассчитанных на работу в области жидкостного трения, а мягкие и твердые материалы для изготовления подшипников граничного и полужидкостного трения, работающих при умеренных скоростях.

Баббиты – сплавы на основе олова и свинца – отличаются хорошей прирабатываемостью, износостойкостью, пластичностью и низким коэффициентом трения. Основным недостатком баббитов является сравнительно низкая выносливость, особенно при высокой температуре. Для увеличения долговечности баббиты обычно работают с шейками валов, имеющих твердость $> 50\text{HRC}$, но допустимы и меньшие твердости. По химическому составу баббиты подразделяются на четыре группы: оловянные (Б83, Б88), оловянно-свинцовые (Б16, БС6), свинцовые (БКА, БКГ), а так же безоловянные кальциевые баббиты (БК2), хорошо работающие при ударных нагрузках и повышенных температурах.

Бронзы, являющиеся медными сплавами с различными легирующими элементами, по химическому составу делятся на оловянные и безоловянные. Бронзы характеризуются высокими антифрикционными свойствами, хорошей коррозионной стойкостью, повышенной, по сравнению с баббитами, усталостной прочностью, хорошо обрабатываются резанием. Оловянно-фосфористая бронза БрО10Ф1 эффективна при высоких давлениях и средних скоростях. Применение ее ограничено высоким содержанием олова и при

определенных условиях может быть заменено оловянно-цинково-свинцовыми бронзами БрО4Ц4С17 и БрО6Ц6С3. При применении бронзовых вкладышей требования к твердости цапф (обязательно закалка) более высокие, чем при применении баббитов.

При переменных нагрузках (двигатели внутреннего сгорания) и высоких скоростях применяется свинцовая бронза БрС30, обладающая повышенным сопротивлением усталости. Часто металлические антифрикционные материалы (баббиты, свинцовые бронзы) на внутреннюю поверхность вкладышей заливают центробежным способом, а на наружную поверхность шеек вала – под гидростатическим давлением.

Заменителями баббитов и бронз могут быть достаточно дешевые сплавы на основе цинк–алюминий–медь (ЦАМ10–5 с содержанием 10% алюминия и 5% меди), обладающие хорошими антифрикционными свойствами, но в то же время плохой прирабатываемостью и низкой допустимой рабочей температурой.

При больших нагрузках, но малых скоростях скольжения возможно использование латунных вкладышей. В качестве дешевых заменителей бронз применяются антифрикционные чугуны: серые АЧС, высокопрочные АЧВ и ковкие АЧК. Основными условиями применения антифрикционных чугунов в узлах трения являются качественная смазка и отсутствие ударных нагрузок.

Металлокерамические материалы для изготовления вкладышей получают путем высокотемпературного прессования порошков бронзы или железа с добавлением графита, меди, олова или свинца, что обеспечивает его высокую (до 30% объема) пористость и, следовательно, хорошую пропитку смазкой.

Для вкладышей подшипников скольжения используются так же полиамиды, текстолиты, фторопласты, композиционные материалы на основе различных полимеров.

Полиамиды хорошо сопротивляются истиранию, обладают низким коэффициентом трения, могут работать без смазки при температуре до 100...110°C в условиях вибрационных и ударных нагрузок, но обладают низкой теплопроводностью.

Для текстолитовых подшипников рабочая температура ограничена 85°C, а коэффициент трения при отсутствии смазки составляет 0,2...0,38. Фторопласт–4 сохраняет работоспособность при температуре вкладыша до 250°C, обладает высокой стойкостью к агрессивным средам, наиболее низким коэффициентом трения (0,004...0,009) при скорости скольжения до 0,01м/с, но при скоростях скольжения более 1,5м/с он возрастает до 0,35.

Фторопласт–4 и полиамиды обычно тонким слоем наносят на металлическую основу вкладыша подшипника, что снижает влияние низкой теплопроводности пластмасс на работоспособность подшипника.

11.5. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ В РЕЖИМЕ ПОЛУЖИДКОСТНОГО ТРЕНИЯ

11.5.1. Проектировочный расчет

При проектировочном расчете задаются значением $\varphi = l / d$, где l и d – длина и диаметр цапфы (шейки вала). Для опор с неподвижным вкладышем $\varphi = 0,4...1,0$ ($\varphi_{\max} = 1,5$) и для самоустанавливающихся вкладышей $\varphi = 1,5...2,0$, причем меньшие значения φ рекомендуются принимать при значительных нагрузках и частотах вращения вала, большие – при высокой точности изготовления и сборки, а так же жестких валах.

С учетом принятого значения φ ориентировочное значение диаметра цапфы, мм

$$d \geq \sqrt{\frac{F_r}{\varphi |p|}}, \quad (11.2)$$

где F_r – радиальная нагрузка на подшипнике, Н; $|p|$ – допускаемое удельное давление, МПа (табл. 11.1).

Для принятого значения d длина вкладыша $l = \varphi \cdot d$.

При внутреннем диаметре вкладыша D величина относительного зазора в подшипнике

$$\psi = \Delta / d = 2,86 |\sigma_H|^2 / pE, \quad (11.3)$$

где Δ – диаметральный зазор, $\Delta = D - d$; $|\sigma_H|$ – допускаемое контактное напряжение, выбираемое в зависимости от твердости материала вкладыша (табл.11.1), $|\sigma_H| = (0,3 \dots 0,5) H_{HB}$, МПа; $p = F_r / dl$ – удельное давление, МПа; E – приведенный модуль упругости первого рода материалов вкладыша подшипника и вала,

$$E = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}; E_1 \text{ и } E_2 - \text{модули упругости вкладыша и вала, МПа.}$$

Для вкладышей из баббитов на оловянной основе рекомендуемые значения $\psi = (0,4 \dots 1,0) \cdot 10^{-3}$, из оловянной бронзы – $\psi = (1,5 \dots 4,5) \cdot 10^{-3}$.

После определения величины ψ зазоры обеспечиваются выбором соответствующих подвижных посадок с зазором (H7/e8; H7/d8...).

11.5.2. Проверочный расчет

С целью ограничения износа и обеспечения наличия смазки между рабочими поверхностями вкладыша подшипника и цапфы

$$p = \frac{F_r}{ld} \leq |p|. \quad (11.4)$$

Для обеспечения нормального теплового режима работы подшипника, исключающего снижение вязкости смазки, и, следовательно, для предотвращения заедания

$$pv \leq |pv|, \quad (11.5)$$

где $v = \frac{\pi \cdot dn}{6 \cdot 10^4}$ – окружная скорость цапфы, м/с; n – частота вращения вала, мин⁻¹.

Здесь $|p|$, МПа и $|pv|$, МПа·м/с определяются по табл.11.1 в зависимости от материала вкладыша.

Расчет плоского подпятника выполняется аналогично, т.е.

$$p = \frac{F_a}{A} \leq |p| \text{ и } pv_{cp} \leq |pv|, \quad (11.6)$$

где F_a – осевая нагрузка, Н; A – площадь опорной поверхности пяты, мм²;

$v_{cp} = \frac{\pi \cdot d_{cp} \cdot n}{6 \cdot 10^4}$ – средняя расчетная скорость, м/с, d_{cp} – средний диаметр пяты, мм.

Для сплошной пяты

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \quad d_{cp} = \frac{d}{3};$$

для кольцевой пяты (с центральным отверстием диаметра d_o)

$$A = \frac{\pi}{4}(d^2 - d_o^2), \quad d_{cp} = \frac{2}{3} \cdot \frac{d^3 - d_o^3}{d^2 - d_o^2}.$$

11.6. РАСЧЕТ ОДНОКЛИНОВОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ В РЕЖИМЕ ЖИДКОСТНОГО ТРЕНИЯ

Исходными данными для гидродинамического расчета одноклинового подшипника являются: нагрузка на опору F_r , Н; частота вращения вала n , мин⁻¹; диаметр цапфы d , мм, определяемый из расчета вала; материал вкладыша; шероховатость поверхностей цапфы Rz_1 и вкладыша Rz_2 , мкм (табл.11.2); динамическая вязкость смазки μ , Па·с.

Шероховатость рабочих поверхностей валов и втулок (вкладышей)

Материал	Вид механической чистовой обработки	Параметр шероховатости R_z , мкм
Валы		
Стали, подвергаемые нормализации и улучшению ($H=250...350$ HB)	Тонкое точение	6,3...1,6
	Шлифование	3,2...0,8
Стали, подвергаемые закалке с нагревом ТВЧ ($H>55$ HRC), цементации ($H=58...62$ HRC), азотированию	Полирование и другие отделочные операции	0,8...0,05
Втулки (вкладыши)		
Антифрикционные чугуны	Тонкое растачивание, шлифование	6,3...1,6
	Шабрение	10...3,2
Все остальные антифрикционные материалы	Протягивание, развертывание, тонкое растачивание	10...1,6

Смазка должна обладать тем большей вязкостью, чем больше нагрузка на опору и меньше скорость скольжения (окружная скорость цапфы).

Обычно для подшипников скольжения температура смазки колеблется в пределах 45...65°C. Зависимость динамической вязкости некоторых видов смазки от температуры приведена на рис.11.3. Определение температуры смазки производится в результате выполнения теплового расчета.

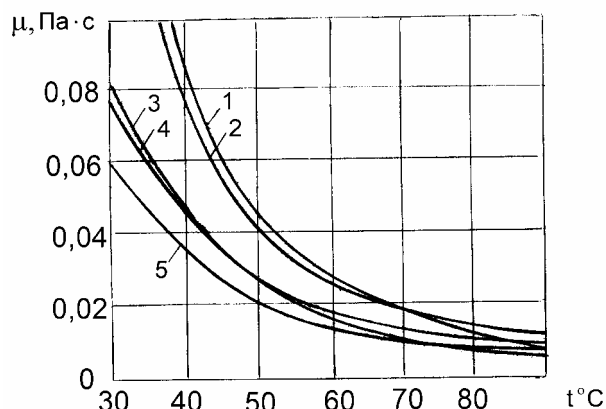


Рис. 11.3. Зависимость динамической вязкости смазки от температуры:

1 – турбинное Т46; 2 – индустриальное И-Г-А-68; 3 – турбинное Т30;
4 – индустриальное И-Г-А-46; 5 – индустриальное И-Г-А-32

Среднее значение относительного зазора в подшипнике при рабочей температуре определяется по зависимости

$$\psi \cong 0,8 \cdot 10^{-3} \sqrt[4]{V}, \quad (11.7)$$

где V – окружная скорость цапфы, м/с.

Для некоторых видов механизмов и машин отношение длины подшипника l и диаметрального зазора Δ к диаметру цапфы ($\varphi = l/d$ – относительная длина и $\psi = \Delta/d$ – относительный зазор) выбираются в соответствии с табл.11.3. Относительный зазор выбирается тем большим, чем больше частота вращения и отношение l/d , меньше давление и тверже материал вкладышей. При малых зазорах толщина масляного слоя может оказаться недостаточной, а его температура слишком высокой. При больших зазорах растёт расход смазки и ухудшается центрирование вала.

В подшипниках валов, требующих очень точного вращения (шпиндели прецизионных станков), относительный зазор иногда снижают до 10^{-4} .

Величина зазора $\Delta = \psi \cdot d$ согласуется с одной из стандартных посадок: Н7/д8; Н7/е8; Н7/ф7; Н8/ф7; Н8/ф8 и другими в зависимости от абсолютных размеров подшипника (см. приложение П.7).

Таблица 11.3

Значения относительной длины φ и относительного зазора ψ

Область применения подшипника	Материал опорной поверхности подшипника	$\varphi = l / d$	$\psi = \Delta / d$
Зубчатые и червячные редукторы	Баббит БС6 Бронза БрА9ЖЗЛ и др.	0,8...1,2	0,0005...0,0015
Трансмиссионные валы и передачи	Бронза БрА9ЖЗЛ и др. Латунь ЛМцЖ52-4-1 и др.	0,4...1,5	0,003...0,005
Шпиндели металлорежущих станков	Баббиты Б16, БН Бронза БрО10Ф1 и др.	0,5...1,0	0,0007...0,003
Электродвигатели, генераторы, центробежные насосы	Баббиты Б83, Б16, БН Бронза БрО10Ф1 и др.	0,6...1,2	0,001...0,003
Гидротурбогенераторы, турбокомпрессоры, вентиляторы и другие машины при малых давлениях и высоких скоростях	Баббиты Б83, Б16, БС6, БН Бронза БрО10Ф1 и др. Пластмассы Резинографит	0,25...1,0	0,0005...0,005
Прокатные станы, ковочные машины, манипуляторы, тяжелые металло-режущие станки, тихоходные дизели	Баббиты Б83, Б88, Б16, БС6, БН Бронзы БрС30, БрО10Ф1	0,8...1,25	0,0003...0,001

Для выбранной посадки подшипника скольжения с учетом полей допусков для диаметров цапфы – $d_{\min}$, $d_{\max}$ и вкладыша (внутренний) – $D_{\min}$, $D_{\max}$ максимальный и минимальный зазоры

$$\Delta_{\max} = D_{\max} - d_{\min} \text{ и } \Delta_{\min} = D_{\min} - d_{\max}. \quad (11.8)$$

При этом предельные значения относительного зазора

$$\psi_{\max} = \Delta_{\max} / d \text{ и } \psi_{\min} = \Delta_{\min} / d. \quad (11.9)$$

Проверочный гидродинамический расчет подшипника скольжения для предупреждения касания сопряженных поверхностей в зоне их наибольшего сближения проводится из условия

$$S' = h'_{\min} / h_{кр} \geq |S|; \quad S'' = h''_{\min} / h_{кр} \geq |S|. \quad (11.10)$$

Здесь $h'_{\min}$; $h''_{\min}$ – минимальные значения толщины слоя смазки, причем

$$h'_{\min} = \frac{\Delta_{\max}}{2} (1 - \chi'); \quad h''_{\min} = \frac{\Delta_{\min}}{2} (1 - \chi''), \quad (11.11)$$

где χ' ; χ'' – относительный эксцентриситет ($\chi = 2e/\Delta$, рис.11.1), определяемый по графику на рис. 11.4 в зависимости от отношения $l/d = \varphi$ и безразмерного коэффициента нагруженности подшипника Φ' и Φ'' .

Коэффициенты нагруженности определяются по зависимостям

$$\Phi' = \frac{10^7 F_r \cdot \psi_{\max}^2}{\mu n l d} = 10^7 \cdot \psi_{\max}^2 \frac{p}{\mu n};$$

$$\Phi'' = \frac{10^7 F_r \cdot \psi_{\min}^2}{\mu n l d} = 10^7 \cdot \psi_{\min}^2 \frac{p}{\mu n}, \quad (11.12)$$

где p – в МПа; n – в мин⁻¹; μ – вязкость смазки в Па·с при средней температуре 45...65 °С (рис.11.3), уточняется после выполнения теплового расчета.

Критическое значение толщины слоя смазки

$$h_{кр} = Rz_1 + Rz_2 + y_0, \quad (11.13)$$

где Rz_1 ; Rz_2 – шероховатость поверхностей цапфы и вкладыша (рекомендуется назначать шероховатость поверхности цапфы $Rz_1 \leq 3,2$ мкм, вкладыша $Rz_2 \leq 6,3$ мкм); y_0 – прогиб цапфы, определяемый в зависимости от прогиба вала y_ϵ , длины вкладыша l и расстояния между опорами L

$$y_0 = 1,6 y_\epsilon \frac{l}{L}. \quad (11.14)$$

Коэффициент запаса надежности подшипника по толщине слоя смазки, при $v > 0,5$ м/с рекомендуется принимать $|S| \geq 2$.

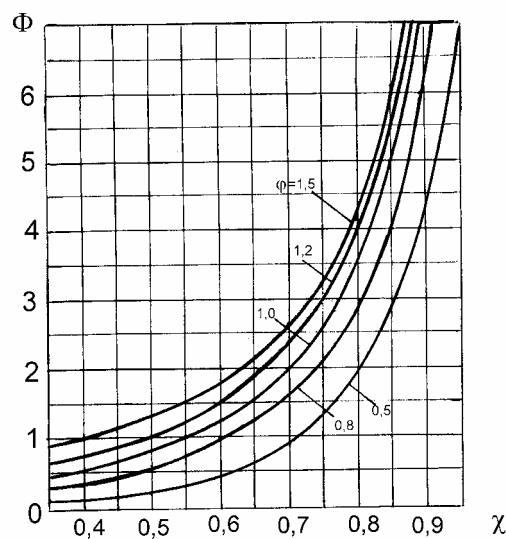


Рис. 11.4. Зависимость относительного эксцентриситета от коэффициента нагруженности подшипника

Если проверочный расчет подшипника показывает, что при данных параметрах подшипника не обеспечивается выполнение условия (11.10), необходимо внести в них корректировки: изменить в большую сторону отношение l/d ; назначить другую посадку или шероховатость поверхности, выбрать другую марку смазки с большим коэффициентом вязкости или понизить ее рабочую температуру.

Проверка подшипника скольжения в режиме полужидкостного трения (в периоды пуска и остановки) производится в соответствии с зависимостями (11.4) и (11.5) и с учетом принятого материала вкладыша (табл. 11.1).

В ответственных случаях проверяют также температурный режим подшипника.

11.7. РАСЧЕТ МНОГОКЛИНОВОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ В РЕЖИМЕ ЖИДКОСТНОГО ТРЕНИЯ

Многоклиновые гидродинамические подшипники в точном технологическом оборудовании имеют от трех до восьми несущих масляных клиньев. Их выполняют либо в виде цельной втулки, либо в виде отдельных вкладышей (рис. 1 1.2).

Исходными данными для расчета многоклинового подшипника являются: нагрузка на опору F_r , Н; частота вращения вала n , мин⁻¹; диаметр цапфы вала d , мм; материал вкладыша; шероховатость поверхностей цапфы Rz_1 и вкладыша Rz_2 , мкм (табл.11.2); динамическая вязкость смазки μ , Па·с.

Выбор длины рабочей поверхности вкладыша – l , размера дуги рабочей поверхности вкладыша – b и диаметального зазора – Δ производится по рекомендациям станкостроения. В шлифовальных станках $l = (0,5...0,75)d$; в прецизионных токарных и расточных станках $l = (0,75... 0,9)d$. Длина дуги сегмента $b = (0,65... 0,85)l$. Диаметальный (рабочий) зазор Δ выбирается при скоростях до 8...10 м/с в зависимости от диаметра цапфы: при $d = 30...50$ мм $\Delta = 9...15$ мкм; при $d = 50...100$ мм $\Delta = 15...30$ мкм; при $d = 100...150$ мм $\Delta = 30...45$ мкм. При скоростях скольжения больше 10...12 м/с величина Δ выбирается из условия, чтобы температура несущего слоя смазки не превышала допустимую.

Несущая способность многоклинового подшипника (допустимая), Н

$$|F_r| = F_o \left[\frac{1}{(1 - k_\epsilon \cdot \chi)^2} - \frac{1}{(1 + \chi)^2} \right]. \quad (11.15)$$

Здесь: k_ϵ – коэффициент количества вкладышей, для трехвкладышного подшипника $k_\epsilon = 0,5$; для четырехвкладышного – $k_\epsilon = 1$.

$$F_o = 5,1 \cdot 10^{-10} \frac{\mu \cdot n d b l C_L}{\Delta^2}, \text{ Н}, \quad (11.16)$$

где $C_L = \frac{1,25}{1 + \left(\frac{b}{l}\right)^2}$; d, b, l, Δ – в мм; μ – в Па·с; n – в мин⁻¹.

В зависимости от точности вращения вала принимается величина смещения центра вала e и с учетом значения относительного эксцентриситета $\chi = 2e/\Delta$ по формуле (11.15) определяется несущая способность подшипника. Если полученное значение несущей способности меньше заданного, необходимо внести изменения в геометрические параметры подшипника: b, l, Δ и, возможно, диаметра цапфы d , либо заменить смазку на другую, имеющую более высокую вязкость.

При известном значении χ определяется минимальное значение толщины слоя смазки (с учетом перепада значений Δ)

$$h_{\min} = \frac{\Delta}{2}(1 - \chi) \quad (11.17)$$

и проверяется условие обеспечения жидкостного трения

$$S = h_{\min} / h_{кр} \geq |S|, \quad (11.18)$$

где $h_{кр}$ – см. формулу (1 1.13) и $|S| \geq 2$.

11.8. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА

Тепловой расчет является обязательным прежде всего для быстроходных подшипников.

Тепло, выделяемое в подшипнике, отводится через корпус и вал за счет теплопередачи, а так же при необходимости отводится смазкой за счет ее прокачивания.

Момент трения на цапфе (вследствие вязкого сдвига смазки) определяется по формуле

$$T_{mp} = \frac{\mu n d^2 l}{2 \cdot 10^{10} \Psi} \left(\frac{\pi}{\sqrt{1-\chi}} + 0,438 \chi \cdot \Phi \sqrt{1-\chi^2} \right), \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (11.19)$$

В данной зависимости d, l , мм; μ , Па·с; n , мин⁻¹.

Среднее теплообразование в подшипнике

$$P = 0,1 \cdot T_{mp} \cdot n, \text{ Вт}. \quad (11.20)$$

Температура подшипника при отсутствии искусственного охлаждения, °С

$$t_n = t_o + \frac{P}{jk_t A} \leq |t_n|, \quad (11.21)$$

где t_o – температура окружающей среды (цеха), °С;

k_t – коэффициент теплоотдачи от корпуса подшипника, $k_t = 15 \dots 30 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$;

A – свободная поверхность подшипникового узла, м², $A \cong 25d^2$ или $A \cong 20dl$;

j – коэффициент, учитывающий дополнительный теплоотвод через вал, $j = 1, 2 \dots 1, 3$;

$|t_n|$ – допустимая температура подшипника, $|t_n| = 60 \dots 75^\circ\text{С}$.

При выполнении условия (11.21) подбирается марка смазочного материала так, чтобы он имел выбранную ранее вязкость при полученной в процессе расчета температуре.

Если расчетная температура окажется выше допустимой, ее можно уменьшить за счет прокачивания смазочного материала через подшипник. Перед поступлением смазки в подшипник ее обычно тщательно фильтруют и охлаждают до температуры окружающей среды $\sim 20^\circ\text{С}$. Возможно и большая температура на входе в подшипник при условии, что на выходе она не будет превышать допустимую.

Необходимый расход смазочного материала через подшипник для обеспечения заданной разницы его температур на выходе и входе $-\Delta t_{cm}$ из условия теплового баланса при стационарном режиме определяется зависимостью

$$G \geq \frac{60 \cdot 10^3 (P - jk_t A \Delta t)}{c \rho \Delta t_{cm}}, \text{ л/мин}, \quad (11.22)$$

где c – теплоемкость смазки, $c = (1,7 \dots 2,1) \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{С})$;

ρ – плотность смазки, для промышленных смазок $\rho = 870 \dots 890 \text{ кг}/\text{м}^3$;

Δt_{cm} – разница температур смазочного материала на выходе $t_{вых}$ и входе t_{ex} (прогрев масла), $\Delta t_{cm} = 10 \dots 20^\circ\text{С}$;

Δt – разница температур подшипника и окружающей среды, $\Delta t = t_n - 20^\circ\text{С}$.

ГЛАВА 12

ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

12.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Подшипники качения являются основным видом опор для вращающихся деталей (валов, зубчатых колес, шкивов и т.п.). Они состоят из наружного и внутреннего колец с дорожками качения, между которыми в сепараторе расположены тела качения (шарики, ролики, иголки).

Достоинствами подшипников качения являются сравнительно низкая их стоимость и взаимозаменяемость, относительно малые осевые габариты и эксплуатационные расходы. Это связано с использованием для их изготовления сталей с недорогими легирующими присадками (ШХ15, ШХ15СГ, 12ХГТ и 20Х2Н4А), высокой степенью стандартизации, массовостью производства, сравнительной простотой обслуживания и замены.

К недостаткам подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения относятся: повышенные вибрации и шум при высоких частотах вращения, меньшая демпфирующая способность, повышенные диаметральные габариты.

Подшипники качения классифицируются по следующим признакам: по направлению воспринимаемой нагрузки (радиальные, радиально-упорные, упорно-радиальные и упорные); по числу рядов тел качения (однорядные, двухрядные и т.д.); по способности самоустанавливаться (самоустанавливающиеся и несамоустанавливающиеся); по форме тел качения (шариковые, роликовые, игольчатые), по габаритным размерам.

Для получения высокой нагрузочной способности подшипников качения наряду с высокой твердостью контактирующих поверхностей необходима соответствующая точность для обеспечения более равномерного распределения нагрузки между телами качения и минимального биения посадочных поверхностей. Выпускаемые в России подшипники делятся на пять классов точности, обозначаемых 0,6,5,4 и 2, расположенных в порядке ее повышения. Наибольшее распространение при отсутствии жестких требований к опорным узлам и умеренных частотах вращения получили подшипники нормального класса точности 0. С повышением класса точности возрастает стоимость подшипника. Например, подшипник класса точности 2 примерно в десять раз дороже подшипника класса точности 0.

12.2. ПОТЕРИ НА ТРЕНИЕ. КПД И СМАЗКА

Сопротивление вращению подшипников определяется силами трения качения, скольжения и гидравлическими потерями. Минимальные потери имеют место в роликоподшипниках с цилиндрическими роликами (качение в наиболее чистом виде). Значительно большие потери имеют место в конических роликоподшипниках.

Трение скольжения возникает между телами качения и сепаратором, а в конических роликоподшипниках значительное трение скольжения имеет место между большим торцом роликов и буртами внутренних колец.

Гидравлические потери при данных размерах подшипника зависят от скорости и способа подачи смазки. При малых скоростях гидравлические потери незначительны, что имеет место и при больших скоростях, если смазка осуществляется разбрызгиванием (масляным туманом). При смазке в масляной ванне гидравлические потери зависят от скорости, глубины погружения в смазку и ее вязкости.

В процессе расчетов потери на трение в подшипниках качения оцениваются коэффициентом полезного действия (КПД), численное значение которого можно принимать для пары подшипников $\eta = 0,995 \dots 0,99$.

Для смазки подшипников качения применяются пластичные и жидкие смазочные материалы. Пластичные смазки применяют для смазывания подшипников, работающих в загрязненной среде, в местах труднодоступных для частого обслуживания, в конструкциях, не очень сложных для разборки и промывки.

Жидкие смазочные материалы обеспечивают более надежное смазывание, чем пластичные, существенно улучшают теплоотвод. Поэтому их применение в ответственных конструкциях предпочтительно.

Подшипниковые узлы необходимо тщательно защищать от попадания пыли и грязи. В противном случае долговечность подшипников резко снижается.

Варианты смазки и уплотнения подшипниковых узлов изложены в гл.28.

12.3. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

При проектировании механизмов и машин подшипники качения выбираются из ряда стандартных. Методика подбора подшипников качения стандартизована (см. ГОСТ 18854 и 18555) и осуществляется по двум критериям: 1) динамической грузоподъемности; 2) статической грузоподъемности.

Значения динамической - C_r , Н и статической - C_{or} , Н грузоподъемности для каждого типоразмера подшипника приводятся в каталогах или справочниках (табл. П9-П19). Для упорных подшипников (подпятников) приводятся значения C_a и C_{oa} (табл. П20).

При выборе типоразмера подшипника для заданных условий работы необходимо учитывать: величину, направление и характер действующей нагрузки; частоту вращения подшипника; необходимую долговечность в часах или миллионах оборотов; особые требования, зависящие от конструкции узла или машины и условий их эксплуатации; стоимость подшипника (табл. 12.1).

Выбор подшипника рекомендуется проводить в следующей последовательности:

1. Предварительно наметить тип подшипника. При использовании радиальных подшипников предпочтение следует отдавать шарикоподшипникам по сравнению с более дорогими и трудоемкими в изготовлении роликоподшипниками. Если осевая нагрузка составляет 25% и более от радиальной, следует применять радиально-упорные подшипники. При этом следует учитывать, что радиально-упорные шариковые подшипники дороже роликовых. Если по расчету шарикоподшипники оказываются непригодными, то рекомендуется перейти на роликоподшипники. Последние также применяются при необходимости обеспечения высокой жесткости опор или при действии больших динамических нагрузок.

При установке в опоре в виде сдвоенных двух радиально-упорных подшипников они рассматриваются как один радиально-упорный двухрядный подшипник, динамическая грузоподъемность которого $C'_r = k C_r$, где C_r – динамическая грузоподъемность одинарного (однорядного) подшипника, $k = 1,625$ и $k = 1,715$ – соответственно для шариковых и роликовых подшипников. Статическая радиальная грузоподъемность такого комплекта равна удвоенной номинальной грузоподъемности одного однорядного подшипника, т.е. $C'_{or} = 2 C_{or}$.

2. Назначить класс точности подшипника. При отсутствии особых требований к точности вращения узла в редукторах общего назначения, коробках скоростей станков и других машинах применяются подшипники нормального класса точности 0. Подшипники более высоких классов точности следует применять для узлов, к которым предъявляются требования высокой точности и плавности вращения (валы и оси приборов, шпиндели металлорежущих станков), а также для особо быстроходных валов.

3. Подобрать типоразмер подшипника. В процессе проектирования подшипникового узла габаритные размеры подшипника – посадочный диаметр и серия – предварительно

Таблица 12.1

Сравнительная оценка типов подшипников по эксплуатационным и экономическим характеристикам

N пп	Типы подшипников	Воспринимаемая нагрузка		C_r	C_{0r}	n_{max}	Способность самостоятельно устанавливаться при перекосах осей	Жесткость в направлении		Относительная стоимость
		F_r (радиальная)	F_a (осевая)	Относительные значения				радиальном	осевом	
1.	Шарикоподшипники радиальные однорядные (0000, 60000, 80000)	F_r	$\leq 0,3 F_r$	1	1	1	Перекос до 10'...15'	Относительно низкая, особенно в осевом		1
2.	Шарикоподшипники радиальные двухрядные сферические самоустанавливающиеся (1000,11000, 111000)	F_r	$\leq 0,2 F_r$	0,71	0,55	1	Перекос до 2°...3°			1,15
3.	Роликоподшипники радиальные однорядные (2000, 12000, 32000, 42000)	F_r	—	1,56	1,56	1	—	Относительно высокая	Низкая	1,2
4.	Роликоподшипники радиальные двухрядные сферические самоустанавливающиеся(3000, 13000, 113000)	F_r	$\leq 0,25 F_r$	2,03	2,63	0,63	Перекос до 3°			3,0
5.	Шарикоподшипники радиальноупорные однорядные: 36000 с $\alpha=12^\circ$ 46000 с $\alpha=26^\circ$ 66000 с $\alpha=36^\circ$	F_r	$\leq 0,35...0,8 F_r$ $\leq 0,81...1,2 F_r$ $>1,2 F_r$	1,1 1,16 1,25	1,2 1,23 1,23	1,25 1 0,5	—	В радиальном направлении выше у подшипников с малым α , в осевом с большим α		1,8
6.	Роликоподшипники конические радиально-упорные однорядные: 7000 с $\alpha=10...17^\circ$ 27000 с $\alpha=25...29^\circ$	F_r	$\leq 0,2...0,45 F_r$ $0,8 F_r$	1,84	1,95	0,63-0,8	—			
7.	Шарикоподшипники упорные однорядные (8000)	—	F_a	C_a 1,43	C_{0a} 4,4	0,4	—	—	Высокая	1,1

Примечание. Двухрядные радиальные роликовые подшипники (318200 и 328200), шарикоподшипники радиально–упорные сдвоенные (236000,246000,266000- установлены по схеме “О”, т.е. наружные кольца обращены друг к другу широкими торцами, 336000, 346000 и 366000 - установлены по схеме “X”, т.е. наружные кольца обращены друг к другу узкими торцами), а также двухрядные конические радиально–упорные роликоподшипники (97000, 47000) применяют при значительных радиальных и осевых нагрузках.

подбираются по конструктивным соображениям, обычно исходя из диаметра вала, определяемого из расчета его на прочность или жесткость. Конкретный типоразмер подшипника устанавливается расчетом по приведенной ниже методике.

12.3.1. Расчет подшипников на динамическую грузоподъемность (долговечность)

Расчет подшипника по динамической грузоподъемности (ГОСТ 18855) выполняется при частоте вращения $n \geq 10 \text{ мин}^{-1}$ (при $n=1 \dots 10 \text{ мин}^{-1}$ расчет ведут, исходя из $n=10 \text{ мин}^{-1}$).

Долговечность (ресурс) выбранного типоразмера подшипника соответственно в миллионах оборотов или часах

$$L = (C/P)^p \text{ или } L_h = (10^6/60n)(C/P)^p, \quad (12.1)$$

где C – динамическая грузоподъемность, Н (радиальная – C_r , C'_r или для упорных подшипников – осевая – C_a нагрузка, которую с 90% надежностью выдерживает подшипник исходя из контактной выносливости в течении 10^6 оборотов);

P – эквивалентная динамическая нагрузка (радиальная – P_r или для упорных подшипников осевая – P_a), Н; p – показатель степени, равный 3 для шарикоподшипников и 3,33 для роликоподшипников.

Расчетная долговечность не должна быть меньше заданной.

Рекомендуемые значения долговечности L_h для подшипников различных типов машин и оборудования приведены в табл. 12.2.

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка для радиальных и радиально-упорных шарико- и роликоподшипников

$$P_r = (XVF_r + YF_a)K_\delta K_T, \quad (12.2)$$

где F_r и F_a – соответственно расчетные радиальная и осевая нагрузки на подшипник, Н; V – коэффициент вращения, при вращении внутреннего кольца $V=1$ и в случае вращения наружного кольца $V=1,2$ (для радиально-сферических подшипников в любом случае $V=1$); X и Y – коэффициенты соответственно радиальной и осевой нагрузок (табл. 12.3); K_δ – коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки, определяемый по табл. 12.4; K_T – температурный коэффициент, определяемый по табл. 12.5.

Для нахождения величин коэффициентов X и Y необходимо определить по табл. 12.3 величину коэффициента осевого нагружения e , представляющего собой предельное значение отношения F_a/VF_r , до достижения которого осевая нагрузка F_a не влияет на долговечность подшипника с одним рядом тел качения, что позволяет вести расчет только на радиальную нагрузку, т.е. при $F_a/VF_r \leq e$ $X=1$, $Y=0$ и, следовательно, при этом

$$P_r = VF_r K_\delta K_T. \quad (12.3)$$

Для подшипников с двумя рядами тел качения в этом случае $X=1$, а Y определяется по табл. 12.5 и, следовательно, в этом случае

$$P_r = (VF_r + YF_a)K_\delta K_T, \quad (12.4)$$

В случае $F_a/VF_r > e$ необходимо определить для соответствующего типа подшипника значения X и Y из приведенных в табл. 12.3, и эквивалентная динамическая нагрузка при этом находится по зависимости (12.2).

Таблица 12.2

Рекомендуемые значения расчетной долговечности L_h для различных типов машин

Машины и оборудование	L_h , ч	
Неответственные механизмы, используемые в течение коротких периодов времени: механизмы с ручным приводом, легкие конвейеры, подъемные краны в сборочных цехах	≥ 4000	$L_h = 8760 \cdot \Gamma \cdot K_\epsilon \cdot K_c$, где Γ – срок службы в годах; K_ϵ и K_c – коэффициенты годовой и суточной загрузки оборудования соответственно
Ответственные механизмы, работающие с перерывами: лифты, конвейеры, не часто используемые металлорежущие станки	≥ 8000	
Машины для односменной работы с неполной загрузкой: стационарные электродвигатели, редукторы общего назначения, часто используемые металлорежущие станки	≥ 12000	
Машины, работающие с полной нагрузкой в одну смену: машины общего машиностроения, подъемные краны, вентиляторы	≈ 20000	

Таблица 12.3

Значения e , X и Y для однорядных и двухрядных радиальных, радиально–упорных и упорных шариковых и роликовых подшипников

N пп	Тип Подшипника	Угол контакта α	Значение e	Отношение			
				$F_a/VF_r \leq e$		$F_a/VF_r > e$	
				X	Y	X	Y
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Шариковый однорядный радиальный: 0000; 50000; 60000; 80000; 160000; 180000	0	$0,518(F_a/C_{or})^{0,24} \geq 0,19$	1	0	0,56	$(1-X)/e$
2	Роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами однорядный: 2000; 12000; 32000; 42000; 52000; 62000; 92000	0	0	1	0	1	0
3	Роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами двухрядный: 262000; 722000; 662000 3182000; 3282000	0	0	1	0	1	0
4	Роликовый радиальный игольчатый: 74000; 24000; 940 114000; 244000;	0	0	1	0	1	0
5	Шариковый радиальный двухрядный сферический: 1000; 11000; 111000	$6^\circ \dots 17^\circ$	$1,5 \operatorname{tg} \alpha$	1	$0,42 \operatorname{ctg} \alpha$	0,65	$0,65 \operatorname{ctg} \alpha$
6	Роликовый радиальный двухрядный сферический: 3000; 13000; 113000	$9^\circ \dots 15^\circ$	$1,5 \operatorname{tg} \alpha$	1	$0,45 \operatorname{ctg} \alpha$	0,67	$0,67 \operatorname{ctg} \alpha$
7	Шариковый радиально-упорный однорядный со скосом на одном из колец: 36000 46000 66000	12°	$0,625(F_a/C_{or})^{0,175} \geq 0,30$	1	0	0,45	$(1-X)/e$
		(15°)	$0,625(F_a/C_{or})^{0,135} \geq 0,36$	1	0	0,44	$(1-X)/e$
		$18^\circ \dots 20^\circ$	0,57	1	0	0,43	1,00
		$24^\circ \dots 26^\circ (25^\circ)$	0,68	1	0	0,41	0,87
		$35^\circ \dots 36^\circ$	0,95	1	0	0,37	0,66
		(40°)	1,14	1	0	0,35	0,57
8	Роликовый радиально-упорный конический, однорядный: 7000; 67000 27000	$11^\circ \dots 16^\circ$ $25^\circ \dots 29^\circ$	$1,5 \operatorname{tg} \alpha$	1	0	0,4	$0,4 \operatorname{ctg} \alpha$
9	Сдвоенный шариковый радиально-упорный двухрядный схема "О" схема "Х" 236000 336000 246000 346000 266000 366000	12°	$0,625(F_a/C'_{or})^{0,175} \geq 0,30$	1	$0,624/e$	0,74	$(1,628-X)/e$
		(15°)	$0,625(F_a/C'_{or})^{0,135} \geq 0,36$	1	$0,628/e$	0,72	$(1,632-X)/e$
		$18^\circ \dots 20^\circ$	0,57	1	1,09	0,70	1,63
		$24^\circ \dots 26^\circ (25^\circ)$	0,68	1	0,92	0,67	1,41
		$35^\circ \dots 36^\circ$	0,95	1	0,66	0,60	1,07
		(40°)	1,14	1	0,55	0,57	0,93
10	Роликовый радиально-упорный конический двухрядный: 97000; Сдвоенный роликовый радиально-упорный конический двухрядный: 7000; 27000	$10^\circ \dots 17^\circ$	$1,5 \operatorname{tg} \alpha$	1	$0,45 \operatorname{ctg} \alpha$	0,67	$0,67 \operatorname{ctg} \alpha$
		$11^\circ \dots 16^\circ$ $25^\circ \dots 29^\circ$					
11	Шариковый упорно-радиальный однорядный/двухрядный	45°	1,25	-1,18	-0,59	0,66	1
		60°	2,17	-1,90	-0,54	0,92	
		75°	4,67	-3,89	-0,52	1,66	
		85°	14,29	-11,75	-0,51	4,80	
12	Роликовый упорно-радиальный однорядный/двухрядный	$45^\circ \dots 90^\circ$	$1,5 \operatorname{tg} \alpha$	$-1,5 \operatorname{tg} \alpha$	-0,67	$\operatorname{tg} \alpha$	1

Продолжение табл. 12.3

1	2	3	4	5	6	7	8
13	Шариковый упорный одинарный, двойной: 8000; 38000	90°	0	-	-	0	1
14	Роликовый упорный одинарный, двойной: 429000; 69000	90°	0	-	-	0	1
Примечания: 1. Данные таблицы справедливы при $F_a / C_{ор} \leq 0,5$. 2. $C'_{ор} = 2C_{ор}$. 3. В опорах 1 и 2 возможна установка подшипников разных типоразмеров. 4. Для упорно-радиальных подшипников $V=1$. 5. () – выпускаются в настоящее время.							

Таблица 12.4

Значения коэффициента безопасности K_δ в зависимости от характера нагрузки

Характер нагрузки на подшипник	K_δ
Спокойная, толчки отсутствуют: маломощные редукторы, ролики ленточных конвейеров, блоки	1,0
Легкие толчки, кратковременные перегрузки до 125% от основной нагрузки: металлорежущие станки (кроме строгальных и долбежных), электродвигатели малой и средней мощности, малые вентиляторы, механизмы подъема, электротали и монорельсовые тележки	1,0...1,3
Умеренные толчки, кратковременные перегрузки до 150%: редукторы всех конструкций, коробки скоростей, центрифуги, мощные электрические машины, механизмы передвижения крановых тележек	1,3...1,8
Значительные толчки и вибрации, кратковременные перегрузки до 200%: дробилки, кривошипно-шатунные механизмы, строгальные и долбежные станки, мощные вентиляторы	1,8...2,5
Сильные удары, кратковременные перегрузки до 300%: ковочные машины, копры, валки прокатных станов, лесопильные рамы, рабочие рольганги, лесопильные рамы	2,5...3,0

Таблица 12.5

Значения температурного коэффициента K_T в зависимости от рабочей температуры подшипника

Рабочая температура подшипника, °С	До 100	125	150	175	200	225	250
Температурный коэффициент K_T	1,00	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,40

Расчетными радиальными нагрузками F_r на подшипники являются результирующие радиальные реакции в опорах (см. раздел 10.3).

Расчетные осевые нагрузки F_a , действующие на радиально-упорные подшипники, определяют исходя из схемы установки подшипников (рис. 12.1).

Величина расчетной осевой нагрузки, воспринимаемая каждым из двух подшипников, определяется по соответствующим зависимостям (табл. 12.6), где F_{S1} и F_{S2} – осевые силы на подшипники, возникающие от радиальных нагрузок F_{r1} и F_{r2} , приложенных соответственно в опорах 1 и 2, а F_x – осевая сила в зацеплении (суммарная с учетом направления при наличии нескольких зацеплений).

Осевая сила на подшипник при отсутствии радиального зазора и натяга

$$F_s = e' F_r. \quad (12.5)$$

Здесь для конических роликоподшипников фактор нагружения $e' = 0,83e$ и для радиально-упорных шарикоподшипников с углом контакта $\alpha \geq 18^\circ$ $e' = e$, где e – см. табл. 12.3.

Для радиально-упорных подшипников с углом контакта $\alpha = 12^\circ$ фактор нагружения $e' = 0,57(F_r / C_{ор})^{0,2}$ и с углом контакта $\alpha = 15^\circ$ $e' = 0,57(F_r / C_{ор})^{0,12}$ или их значения определяются по табл. 12.7.

Эквивалентная динамическая осевая нагрузка для упорных подшипников

$$P_a = F_a K_\delta K_T. \quad (12.6)$$

При переменном режиме работы расчет подшипников проводят по приведенной эквивалентной динамической нагрузке

$$P_{np} = \sqrt[3]{\frac{\sum_{i=1}^n P_i^3 L_i}{\sum_{i=1}^n L_i}}, \quad (12.7)$$

где P_i - эквивалентная динамическая нагрузка, действующая в течение L_i миллионов оборотов;

$L_i = \frac{60 L_{hi} n_i}{10^6}$; L_{hi} и n_i - время работы, ч и частота вращения, мин^{-1} при i -ом режиме.

При этом в ф-ле (12.1) $n = n_{np} = \frac{\sum L_{hi} n_i}{\sum L_{hi}}$.

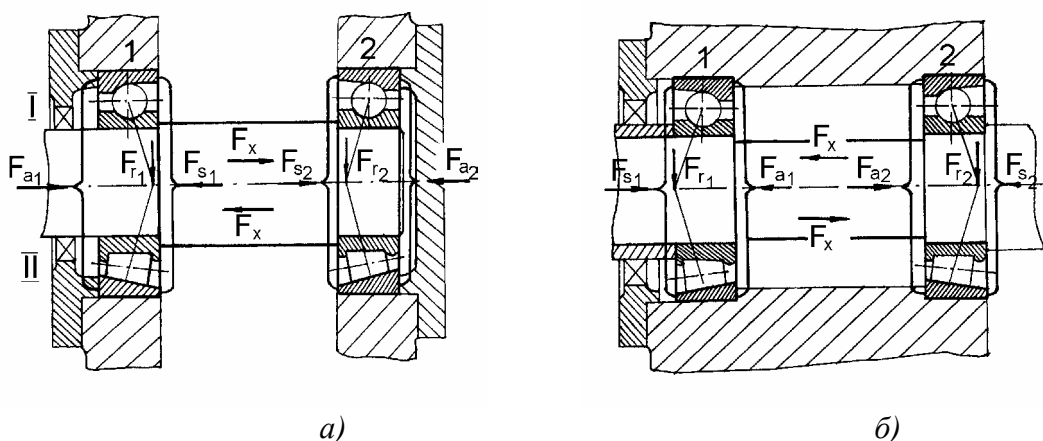


Рис.12.1. Схема установки шариковых или роликовых радиально-упорных подшипников: а - схема установки «враспор» (схема X); б - схема установки «врастяжку» (схема O)

Таблица 12.6

Зависимости для определения осевой нагрузки F_a , действующей на радиально-упорные подшипники (рис.12.1)

Вариант действия силы F_x	Условие нагружения	Расчетная осевая нагрузка	
		Опора 1	Опора 2
I	$F_{s1} + F_x \geq F_{s2}$	$F_{a1} = F_{s1}$	$F_{a2} = F_{s1} + F_x$
	$F_{s1} + F_x \leq F_{s2}$	$F_{a1} = F_{s2} - F_x$	$F_{a2} = F_{s2}$
II	$F_{s1} - F_x \geq F_{s2}$	$F_{a1} = F_{s1}$	$F_{a2} = F_{s1} - F_x$
	$F_{s1} - F_x \leq F_{s2}$	$F_{a1} = F_{s2} + F_x$	$F_{a2} = F_{s2}$

Примечание. Усилия F_r при определении F_s принимают как постоянные величины, независимо от направления их действия.

Таблица 12.7

Значение коэффициента e' для радиально-упорных шарикоподшипников с углом контакта $\alpha = 12^\circ$ и $\alpha = 15^\circ$

Угол контакта α , град	Коэффициент e' при отношении $F_r/C_{ог}$									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
12	0,36	0,41	0,45	0,47	0,50	0,52	0,53	0,55	0,56	0,57
15	0,43	0,47	0,49	0,51	0,52	0,54	0,55	0,56	0,57	0,57

Если эквивалентная динамическая нагрузка изменяется по линейному закону от P_{min} до P_{max} , то приведенная эквивалентная динамическая нагрузка

$$P_{np} = (P_{min} + 2 \cdot P_{max}) / 3. \quad (12.8)$$

Быстроходность каждого типоразмера подшипника ограничивается указанной в каталоге предельной частотой вращения $n_{пред}$, свыше которой его расчетная долговечность не гарантируется.

Если полученный по зависимостям (12.1) ресурс меньше заданного, то без изменения посадочного диаметра вала выбирается подшипник другого типоразмера (серии) или даже меняется тип подшипника, следствием чего является изменение динамической грузоподъемности C_r и эквивалентной динамической нагрузки P .

12.3.2. Расчет подшипников на статистическую грузоподъемность

Если подшипник воспринимает действующую нагрузку, находясь в неподвижном состоянии или вращаясь с частотой $n < 1 \text{ мин}^{-1}$, а так же, если его работа сопровождается кратковременными перегрузками при $n > 1 \text{ мин}^{-1}$, то он выбирается исходя из статической грузоподъемности по условию (ГОСТ 18854)

$$P_o \leq C_o, \quad (12.9)$$

где C_o – статическая грузоподъемность, Н (радиальная – C_{or} или для упорных подшипников – осевая – C_{oa} нагрузка, которую выдерживает подшипник без появления недопустимых остаточных деформаций на рабочих поверхностях его деталей в виде вмятин, лунок и т.д.); P_o – эквивалентная статическая нагрузка (радиальная – P_{or} или для упорных подшипников осевая – P_{oa}), Н.

Величина P_{or} для радиальных шарикоподшипников, радиально–упорных шарико– и роликоподшипников определяется по зависимости

$$P_{or} = X_o \cdot F_r + Y_o \cdot F_a \geq F_r, \quad (12.10)$$

где F_r и F_a – соответственно радиальная и осевая нагрузки, принимаемые за статические, Н; X_o и Y_o – коэффициенты соответственно радиальной и осевой статических нагрузок.

Значение X_o и Y_o определяются по табл. 12.8 в зависимости от типа подшипника.

Для упорных подшипников $P_{oa} = F_a$.

Таблица 12.8

Значение коэффициента радиальной X_o и осевой Y_o статической нагрузки

Тип подшипника	Однорядные		Двухрядные	
	X_o	Y_o	X_o	Y_o
Шариковые радиальные	0,6	0,5	0,6	0,5
Шариковые радиально–упорные с углом контакта:				
$\alpha=12^\circ$	0,5	0,48	1	0,96
$\alpha=15^\circ$	0,5	0,46	1	0,92
$\alpha=18^\circ$	0,5	0,43	1	0,86
$\alpha=26^\circ$	0,5	0,37	1	0,74
$\alpha=36^\circ$	0,5	0,28	1	0,56
$\alpha=40^\circ$	0,5	0,25	1	0,5
Конические радиально–упорные	0,5	$0,22 \cdot \text{ctg} \alpha$	1	$0,44 \cdot \text{ctg} \alpha$
Шариковые и роликовые самоустанавливающиеся				
Упорно–радиальные	$2,3 \cdot \text{tg} \alpha$	1	-	-
Упорные	0	1	-	-
Примечания: Для двух однорядных радиально–упорных подшипников, установленных узкими или широкими торцами наружных колец друг к другу, следует принимать те же значения коэффициентов X_o и Y_o , что и для двухрядного подшипника. Для двух или более одинаковых однорядных радиально–упорных подшипников, установленных последовательно – ”тандем”, следует принимать те же значения X_o и Y_o , что и для однорядного радиально–упорного подшипника.				

12.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ ПРИ ПОВЫШЕННЫХ ТРЕБОВАНИЯХ К ИХ НАДЕЖНОСТИ

Если условия смазывания в опоре отличаются от указанных или 90% вероятность безотказной работы неприемлема, то номинальную долговечность подшипника (ф-ла 12.1) уточняют путем введения коэффициентов a_1 и a_{23} , т.е.

$$L_{ha} = a_1 \cdot a_{23} \cdot L_h^* \quad (12.11)$$

Здесь a_1 – коэффициент долговечности, который в соответствии с ГОСТ 18855 выбирается в зависимости от вероятности безотказной работы $-P_t$, % по табл. 12.9.

Таблица 12.9

Значения коэффициента долговечности a_1

$P_t, \%$	80	85	90	95	97	98	99
a_1	1,68	1,35	1	0,61	0,43	0,32	0,20

Для более точной оценки долговечности подшипника при различной вероятности безотказной работы может быть использована зависимость

$$L_{hp} = 4,72 a_{23} L_h^{1,45} \sqrt{\ln \frac{100}{P_t \%}} \quad (12.12)$$

a_{23} – коэффициент долговечности, зависящий от материала деталей подшипников и условий его эксплуатации.

Для подшипников, изготовленных из обычных для них сталей в случае наличия повышенных перекосов колец и отсутствия надежного гидродинамического режима смазки значения коэффициента a_{23} составляют: для шарикоподшипников – 0,7...0,8; для шарикоподшипников сферических и роликоподшипников цилиндрических – 0,5...0,6; для роликоподшипников конических – 0,6...0,7; роликоподшипников сферических – 0,3...0,4.

При наличии гарантированного гидродинамического режима смазки между трущимися поверхностями и отсутствии повышенных перекосов в узле для перечисленных типов подшипников значения коэффициента a_{23} составляют соответственно: 1,0; 0,8; 0,9; 0,6. При аналогичных условиях работы подшипников, но с деталями, изготовленными из сталей электрошлакового или вакуумного переплава, значения коэффициента a_{23} должны быть увеличены в 1,3...1,5 раза – для роликоподшипников и в 1,2...1,4 – для шарикоподшипников.

12.5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ НА ТРЕНИЕ В ПОДШИПНИКАХ

Определение коэффициента потерь на трение в подшипниках качения производится по формуле

$$\Psi_n = \frac{\sum_{i=1}^{j_n} T_{mpi} n_i}{T_{вых} \cdot n_{вых}} \quad (12.13)$$

где T_{mpi} n_i – момент трения и частота вращения i -го подшипника; j_n – количество подшипников в механизме; $T_{вых}$ и $n_{вых}$ – момент и частота вращения выходного вала механизма.

Значение момента трения в подшипнике определяется из зависимости, Нм

$$T_{mp} = 0,5 P d f \quad (12.14)$$

где P – эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник, Н – см. формулы (12.2 и 12.6); d – внутренний диаметр подшипника (для упорного подшипника – средний), м; f – коэффициент трения в подшипнике.

Ориентировочные значения коэффициентов трения f обычно принимаются: для радиальных шариковых однорядных и двухрядных сферических подшипников – 0,0015; для радиальных с цилиндрическим роликом – 0,002; для радиально-упорных однорядных шариковых – 0,003; для радиально-упорных роликовых – 0,006.

* С целью учета состояния смазочного материала – его загрязнения и вязкости – коэффициент a_{23} заменяется на коэффициент a_{SKF} (см. Приложение П.1.2).

ГЛАВА 13

МУФТЫ

Муфтами являются устройства, предназначенные для передачи вращающего момента между валами или валом и установленными на нем деталями (зубчатыми колесами, шкивами и др.).

Кроме передачи вращающего момента муфты выполняют и другие функции: обеспечивают взаимную неподвижность соединяемых деталей (глухие муфты); компенсируют в определенных пределах ошибки изготовления и монтажа соединяемых валов, а также осевые, радиальные, угловые и комбинированные смещения их осей (компенсирующие муфты); улучшают динамические характеристики привода (упругие муфты); ограничивают передаваемый момент (предохранительные муфты); соединяют и разъединяют валы и другие детали на ходу или в неподвижном состоянии (сцепные управляемые муфты); передают момент только в одном направлении (обгонные муфты). Наиболее распространенные муфты стандартизованы. Среди паспортных данных (габариты, размеры посадочных мест, масса, момент инерции и др.) указывается передаваемый вращающий момент T , Нм.

13.1. ПОСТОЯННЫЕ (НЕРАСЦЕПЛЯЕМЫЕ) МУФТЫ

Из всего многообразия постоянных (нерасцепляемых) муфт ниже рассматриваются: глухие, компенсирующие, упругие и сильфонные муфты.

Глухие муфты (ГОСТ 24246) обеспечивают взаимную неподвижность соединяемых деталей. Их применение определяется, в основном, условиями монтажа и необходимостью ограничения размеров. Валы, соединяемые глухой муфтой, работают как одно целое, поэтому кроме вращающего момента муфта может воспринимать изгибающий момент, поперечные и осевые силы.

Простейшую конструкцию при минимальных радиальных габаритах имеет втулочная муфта. Усилие между валами и муфтой передается штифтами (рис. 13.1,а), работающими на срез, шпонками (рис. 13.1,б) или зубчатыми (штицевыми) соединениями, работающими на смятие. При монтаже и демонтаже соединяемые муфтой валы обычно смещаются в осевом направлении. Поэтому для втулочных муфт не используются посадки с гарантированным натягом. Эти муфты применяют для диаметров валов не более 60...70 мм.

Из глухих муфт наибольшее распространение получили фланцевые (поперечно-свертные) муфты по ГОСТ 20761 (рис 13.1,в), в которых вращающий момент передается за счет работы болтов на срез при их установке без зазора (исполнение I), либо за счет сил трения между фланцами при установке болтов с зазором (исполнение II).

Муфта на рис. 13.1,а рассчитывается по формуле 15.6, а муфта на рис. 13.1,б – по формуле (15.1). При исполнении I (рис. 13.1,в) муфта рассчитывается по формуле (14.12) при $F_{сд}=2 \cdot 10^3 \cdot T / (D \cdot z)$ и $i=1$, где T - вращающий момент, Нм; D – диаметр окружности расположения осей болтов, мм; z - число болтов, а при исполнении II по формуле (14.8) при $F=F_{зат}$, определяемой по формуле (14.17).

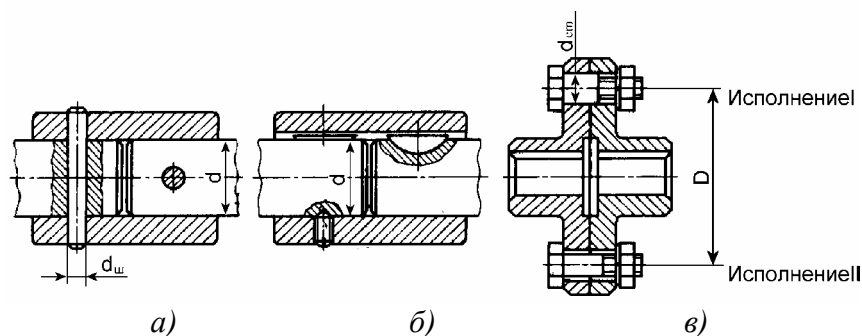


Рис.13.1. Глухие муфты

Зубчатые компенсирующие муфты (ГОСТ 5006). Их широко используют в машиностроении для соединения концов быстроходных или тихоходных валов. Они обладают большой несущей способностью при небольших габаритах и массе, просты в монтаже и надежны в работе. Широко применяются в подъемно-транспортном оборудовании.

Наибольшее распространение получил первый тип муфты – МЗ (рис. 13.2,а; основные размеры в табл. 13.1), состоящей из двух зубчатых втулок с внешними зубьями эвольвентного профиля и двух обойм с внутренними зубьями, соединенных болтами, работающими на срез (исполнение I), либо одной общей обоймы без фланцевого соединения (исполнение II).

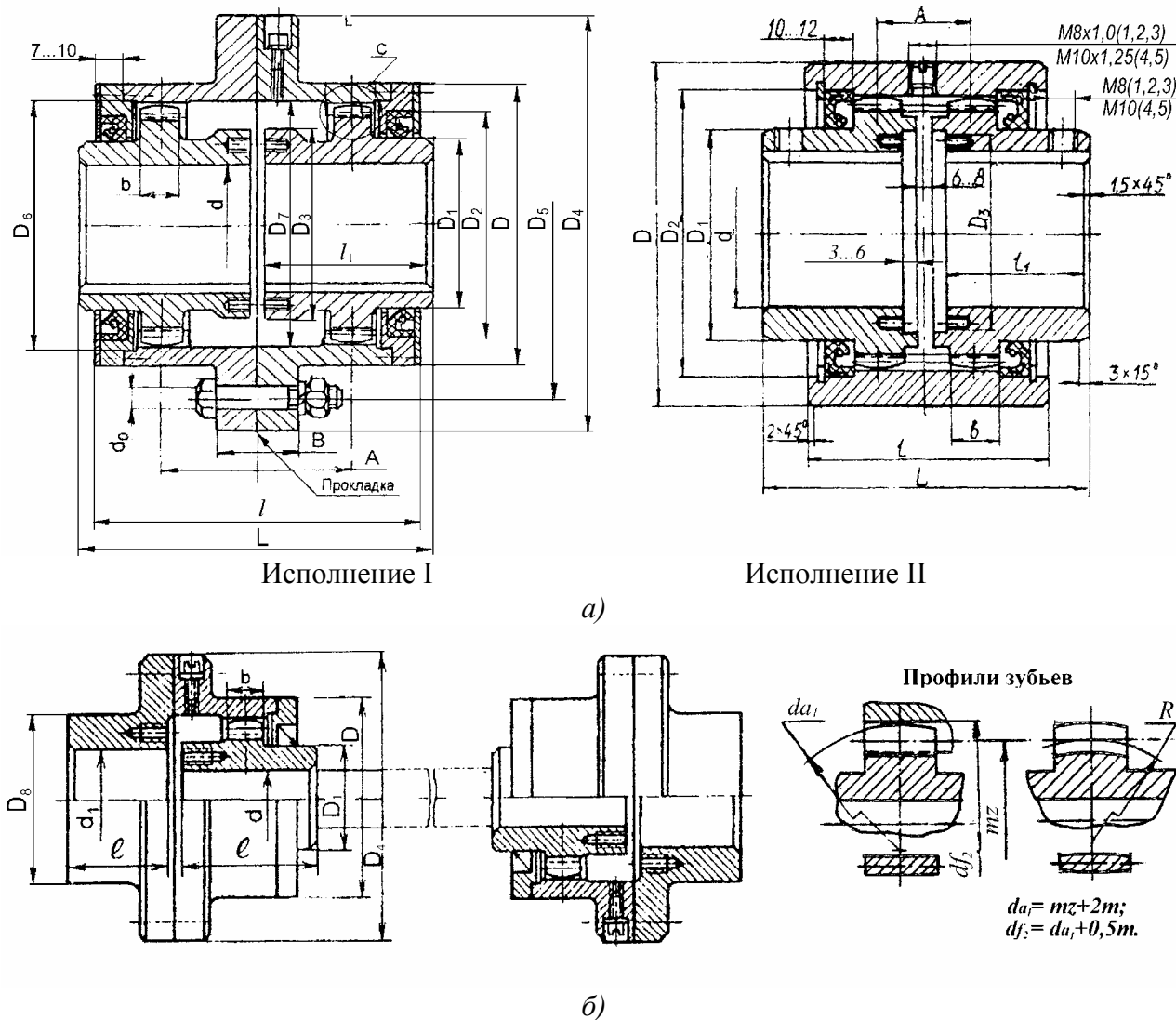


Рис.13.2 Муфта зубчатая: а - МЗ, б - МЗП.

Компенсирующая способность зубчатой муфты обеспечивается наличием радиального зазора между сопряженными зубьями и приданием зубьям втулок бочкообразной формы в сечении по образующей и сферического очертания по окружности выступов.

Второй тип муфты – МЗП (рис. 13.2,б) представляет собой комплект из двух муфт. Каждая муфта комплекта состоит из одной зубчатой втулки и одной обоймы, которая крепится болтами к фланцу другой втулки. Муфты МЗП служат для соединения механизмов с применением промежуточного вала.

Твердость рабочей поверхности зубьев не ниже 45 HRC. Отверстия втулок могут быть расточены под цилиндрический или конический конец вала. Зубчатые муфты обеспечивают значительную компенсацию смещения валов (радиального, углового или комбинированного), при этом перекос оси каждой втулки относительно оси обоймы допускается до 30'.

При несоосности валов происходит взаимное скольжение профилей зубьев, вызывающее их износ. Неравномерность распределения нагрузки между зубьями и по их длине создают дополнительные нагрузки на валы в пределах $(0,2...0,4) F$, где F – окружная сила на делительном диаметре зубчатого венца втулки. Для уменьшения износа во внутреннюю полость муфты заливают жидкую смазку повышенной вязкости с противозадирными присадками. Для устранения утечек смазки предусматриваются манжетные уплотнения между обоймами и втулками, а также уплотнение шпоночного паза.

Таблица 13.1

Основные параметры и размеры зубчатых муфт, мм

Основные параметры и размеры для типов муфт, мм													
№	T, Нм	n_{max} , мин ⁻¹	d_{max} (H7)	$d_{1\text{max}}$	D	D ₁ (d10)	D ₂ (H8)	D ₃	D ₄	D ₅ (±0,2)	D ₆ = D ₇	D ₈	L
1	$\frac{-}{140}$		$\frac{-}{32}$	$\frac{-}{-}$	$\frac{-}{84}$	$\frac{-}{52}$	$\frac{-}{72}$	$\frac{-}{55}$	$\frac{-}{-}$	$\frac{-}{-}$	$\frac{-}{-}$	$\frac{-}{-}$	$\frac{-}{85}$
2	$\frac{710}{280}$	6300	$\frac{40}{40}$	$\frac{60}{-}$	$\frac{110}{95}$	$\frac{55}{60}$	$\frac{75}{80}$	$\frac{65}{65}$	$\frac{170}{-}$	$\frac{140}{-}$	$\frac{85}{-}$	$\frac{95}{-}$	$\frac{130}{105}$
3	$\frac{1400}{860}$	5000	$\frac{50}{55}$	$\frac{70}{-}$	$\frac{125}{120}$	$\frac{70}{80}$	$\frac{95}{105}$	$\frac{80}{80}$	$\frac{185}{-}$	$\frac{155}{-}$	$\frac{105}{-}$	$\frac{110}{-}$	$\frac{165}{115}$
4	$\frac{3150}{2300}$	4000	$\frac{65}{65}$	$\frac{90}{-}$	$\frac{150}{140}$	$\frac{90}{100}$	$\frac{120}{130}$	$\frac{100}{95}$	$\frac{220}{-}$	$\frac{185}{-}$	$\frac{130}{-}$	$\frac{145}{-}$	$\frac{195}{130}$
5	$\frac{5600}{3450}$	3350	$\frac{80}{80}$	$\frac{100}{-}$	$\frac{175}{168}$	$\frac{110}{120}$	$\frac{140}{150}$	$\frac{120}{110}$	$\frac{250}{-}$	$\frac{215}{-}$	$\frac{155}{-}$	$\frac{170}{-}$	$\frac{240}{150}$
6	$\frac{8000}{-}$	2800	$\frac{90}{-}$	$\frac{120}{-}$	$\frac{200}{-}$	$\frac{130}{-}$	$\frac{160}{-}$	$\frac{140}{-}$	$\frac{290}{-}$	$\frac{250}{-}$	$\frac{175}{-}$	$\frac{190}{-}$	$\frac{260}{-}$
№	A	l	l ₁	B	b (h11)	Мо- дуль m	Число зубьев Z	d ₀	n болтов	Смещение осей валов		Масса, кг	
										Рад	угл		
1	$\frac{-}{22}$	$\frac{-}{62}$	$\frac{-}{38}$	$\frac{-}{-}$	$\frac{-}{10}$	$\frac{-}{2}$	$\frac{-}{32}$	$\frac{-}{-}$	$\frac{-}{-}$	$\frac{-}{0,15}$	0°30'	$\frac{-}{4,2}$	
2	$\frac{49}{27}$	$\frac{115}{69}$	$\frac{55}{46}$	$\frac{34}{-}$	$\frac{12}{14}$	$\frac{2,5}{2}$	$\frac{30}{36}$	$\frac{M10}{-}$	$\frac{8}{-}$	$\frac{0,25}{0,25}$		$\frac{10,2}{6,1}$	
3	$\frac{75}{28}$	$\frac{145}{77}$	$\frac{70}{52}$	$\frac{34}{-}$	$\frac{15}{15}$	$\frac{2,5}{2,25}$	$\frac{38}{44}$	$\frac{M12}{-}$	$\frac{8}{-}$	$\frac{0,30}{0,35}$		$\frac{14,3}{9,8}$	
4	$\frac{95}{36}$	$\frac{170}{88}$	$\frac{85}{57}$	$\frac{40}{-}$	$\frac{20}{20}$	$\frac{3,0}{3,0}$	$\frac{40}{38}$	$\frac{M12}{-}$	$\frac{8}{-}$	$\frac{0,45}{0,55}$		$\frac{24}{12,7}$	
5	$\frac{125}{43}$	$\frac{215}{102}$	$\frac{105}{67}$	$\frac{40}{-}$	$\frac{25}{25}$	$\frac{3,0}{3,0}$	$\frac{48}{46}$	$\frac{M16}{-}$	$\frac{8}{-}$	$\frac{0,60}{0,80}$		$\frac{38}{22,3}$	
6	$\frac{145}{-}$	$\frac{235}{-}$	$\frac{115}{-}$	$\frac{50}{-}$	$\frac{30}{-}$	$\frac{4,0}{-}$	$\frac{40}{-}$	$\frac{M16}{-}$	$\frac{8}{-}$	$\frac{0,80}{-}$			
Примечание. В числителе параметры муфты – исполнение I, в знаменателе – исполнение II.													

Примечание. В числителе параметры муфты – исполнение I, в знаменателе – исполнение II.

Цепные компенсирующие однорядные муфты (ГОСТ 20742). Цепная муфта (рис. 13.3, основные размеры в табл. 13.2) состоит из двух полумуфт-звездочек с одинаковым числом зубьев и охватывающей их однорядной роликовой цепи. Эти муфты позволяют компенсировать угловые смещения валов до 1°. Радиальное смещение осей зависит от размеров муфт и шага цепи, но не более 1мм. Муфты МЦ не рекомендуется применять при реверсивных нагрузках из-за наличия значительных зазоров в зацеплении.

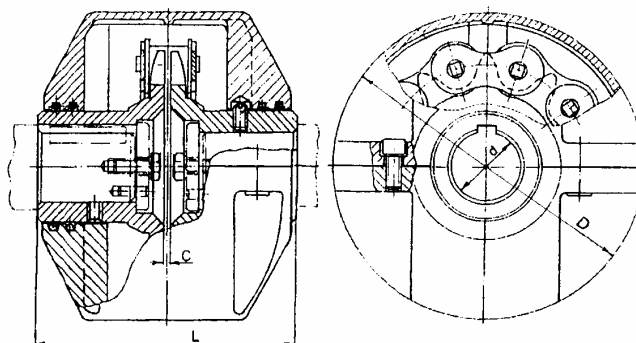


Рис.13.3. Цепная компенсирующая муфта

Таблица 13.2

Основные параметры и размеры цепных муфт, мм

№ муфты	T, Н·м	$n_{max}, \text{мин}^{-1}$	$d(H7)$		D	L	c	Цепь роликовая однорядная				Масса кг
			от	до				Тип по Гост	Z	$B_{вн}$	$d_{рол}$	
1	125	1600	25	28	125	122	1,3	Пр-19,05-31,8	12	12,70	11,91	2,2
		1400	32	36		162	1,8	Пр-25,4-56,7	10	15,88	15,88	2,8
2	250	1200	32	36	140	162	1,8	Пр-25,4-56,7	12	15,88	15,88	4,1
		1000	40	45		222	2,0	Пр-31,75-88,5	14	19,05	19,05	6,4
3	500	1000	42	56	200	222	2,0	Пр-31,75-88,5	14	19,05	19,05	9,3
4	1000	800	50	56	210	224	3,5	Пр-38,1-127,0	12	25,40	22,23	12,5
			60	70		284						14,2
5	2000	800	70	75	280	284	3,5	Пр-38,1-127,0	12	25,40	22,23	-
		700	80	90		344	3,8	Пр-50,8-226,8				
6	4000	700	80	90	310	344	3,8	Пр-50,8-226,8	12	31,75	28,58	-
		500	95	100		424			14			

Примечание. Z – количество звеньев цепи (число зубьев полумуфты); $B_{вн}$ – расстояние между пластинами внутреннего звена; $d_{рол}$ – диаметр ролика.

Муфты компенсирующие с промежуточным элементом. В муфте (рис.13.4,а; основные размеры в табл. 13.3) плавающий сухарь выполнен из текстолита, что позволяет применять ее при высоких частотах вращения. Полумуфты выполняются из стали (при $d \leq 45$ мм) или чугуна (при $d > 45$ мм). Муфта допускает радиальное смещение осей валов $\Delta \leq 0,2$ мм при сборке и $\Delta \leq (0,01d + 0,25)$ мм при работе и их перекося $\gamma \leq 0,40'$. Для подвода смазки к трущимся поверхностям в сухаре предусмотрены отверстия. Центральное отверстие в сухаре (большого диаметра) используется как резервуар для смазки.

Таблица 13.3

Основные параметры и размеры муфты с плавающим сухарем, мм

T, Н·м	$n_{max}, \text{мин}^{-1}$	d		D	D_1	L	l	z	h	b	B	$J, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	Масса, кг
		от	до										
79	5700	25	28	100	60	124	50	2	20	55	60	0,004	4
210	4700	30	35	120	75	149	60	2	25	65	70	0,012	7
320	3900	40	45	150	90	184	75	2	30	75	80	0,035	13
670	3200	50	55	180	110	224	90	2	40	90	100	0,09	22,5
900	2700	60	65	220	130	254	100	2	45	110	120	0,24	37,5
1700	2200	70	75	250	150	274	110	2	50	130	140	0,41	56
2050	1500	80	85	290	170	304	120	2	55	150	160	0,90	82

Муфта обладает средней несущей способностью. Работоспособность текстолитового сухаря определяется величиной давления на его рабочих поверхностях, МПа

$$p = 6 \cdot 10^3 T / hb^2 \leq [p], \quad (13.1)$$

где T- вращающий момент, Н·м; b; h, мм – рис.13.4,а.

Допускаемые давления для текстолита $[p] = 8 \dots 10$ МПа.

В кулачково-дисковой муфте (ГОСТ 20720) промежуточный диск имеет кулачки, расположенные крестообразно и входящие в соответствующие пазы на полумуфтах (рис. 13.4,б; основные размеры в табл.13.4).

Материал полумуфт и диска-сталь 45Л. Рабочие поверхности пазов и кулачки закаляются токами высокой частоты на глубину 2...3 мм до твердости 46...50HRC. Сопряжение кулачков и пазов принимается по ходовой посадке. Эти муфты предназначены для соединения валов с радиальным смещением их осей не более $0,04d$ (d – диаметр вала) и угловым отклонением не более $0^\circ 30'$.

Ввиду действия на диск значительной центробежной силы предельная частота вращения муфты составляет 250 мин^{-1} . Смазка трущихся поверхностей осуществляется масленками, установленными на дисках.

Проверка размеров муфты сводится к определению величины давления, МПа, на рабочих поверхностях.

Без учета центробежных сил

$$p = 6 \cdot 10^3 TD / h(D^3 - d^3) \leq [p], \quad (13.2)$$

где T - вращающий момент, Н·м; h -высота (рабочая) кулачка, мм; d -диаметр вала, мм; D -наружный диаметр муфты, мм.

Допускаемые давления для незакаленных рабочих поверхностей $[p]=10\ldots15$ МПа; для закаленных поверхностей при надежной смазке $[p]=15\ldots30$ МПа.

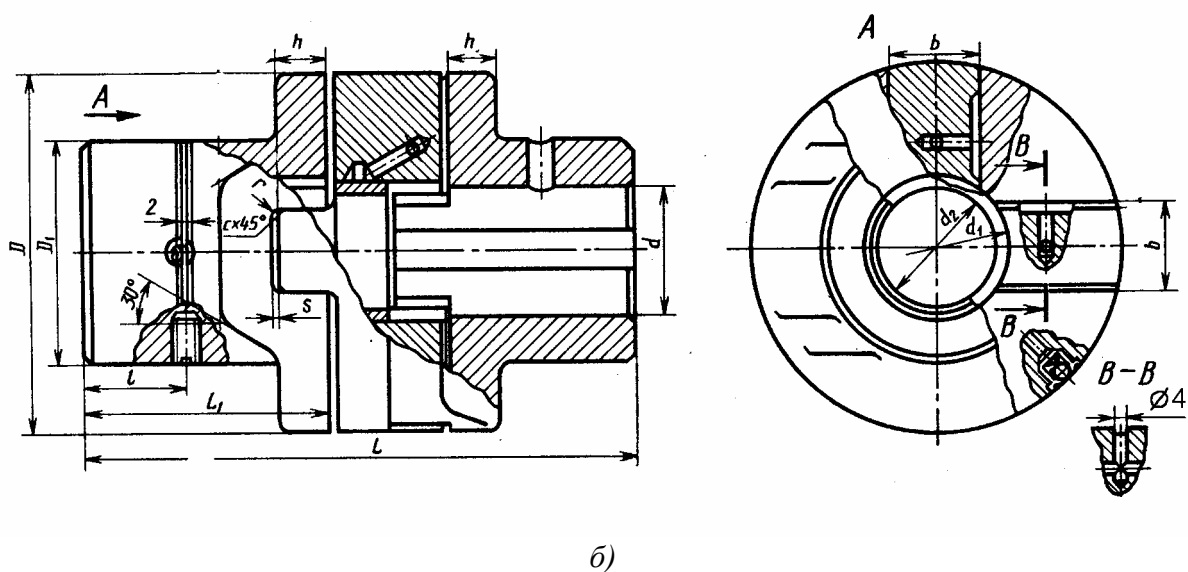
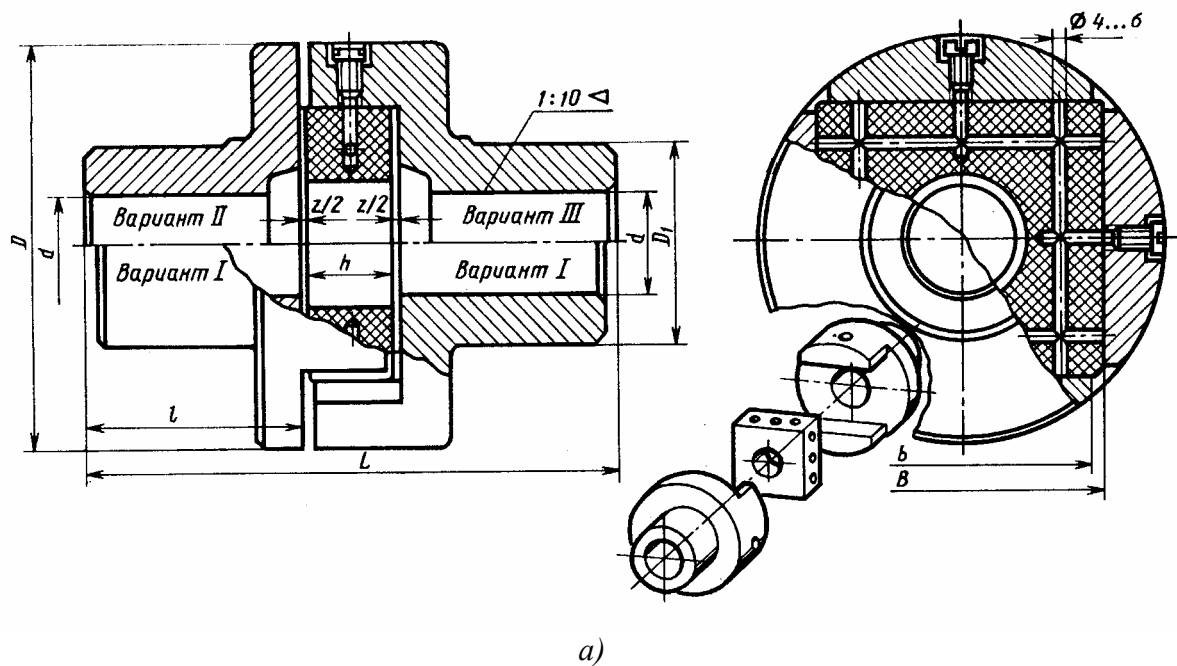


Рис.13.4. Муфты компенсирующие с промежуточным элементом:
а - с плавающим сухарем, б - с промежуточным диском

Таблица 13.4

Основные параметры и размеры муфты с промежуточным диском, мм

T , Н·м	$n_{\max}$, мин ⁻¹	d	D	D_1	d_1	d_2	L	L_1	l	b	s	h	J , кг·м ²	Мас- са, кг
250	250	20	90	45	25	19	115	50	20	18	0,5	12	0,002	2,68
		25			30	24								2,55
		30			34	28								2,6
500		36	110	60	40	34	160	70	30	24		15	0,006	5,8
		40			45	38								5,2
800		45	130	80	50	42	200	90	40	30		18	0,017	10,0
		50			55	48								9,5
1250		55	150	95	60	52	240	110	45	38		20	0,035	15,0
		60			65	58								14,5
2000		65	170	105	70	60	275	125	50	45		25	0,063	22,0
		70			75	65								21,3
3200		75	190	115	80	70	310	140	60	50		30	0,125	31,5
		80			85	75								30,0
5000		85	210	130	90	80	355	160	70	55		35	0,23	45,0
		90			95	85								43,0

Муфта упругая втулочно-пальцевая (ГОСТ 21424). Муфта (рис.13.5; основные размеры в табл.13.5) находит широкое применение в машиностроении для соединения быстроходных валов, в частности, вала электродвигателя с быстроходным валом механизма. Муфта состоит из двух чугунных полумуфт, стальных пальцев в количестве от 4-х до 10-ти и расположенных на них упругих резиновых элементов (втулок), через которые передается усилие между полумуфтами. Это определяет основные свойства МУВП: способность амортизировать толчки и удары; демпфировать небольшие колебания и предупреждать резонанс. Кроме возможности улучшения динамических характеристик привода МУВП выполняют частично функции компенсирующих муфт, допуская компенсацию неточности взаимного расположения осей валов.

Характеристика муфт – нелинейная, их жесткость является функцией угла закручивания, который не пропорционален вращающему моменту.

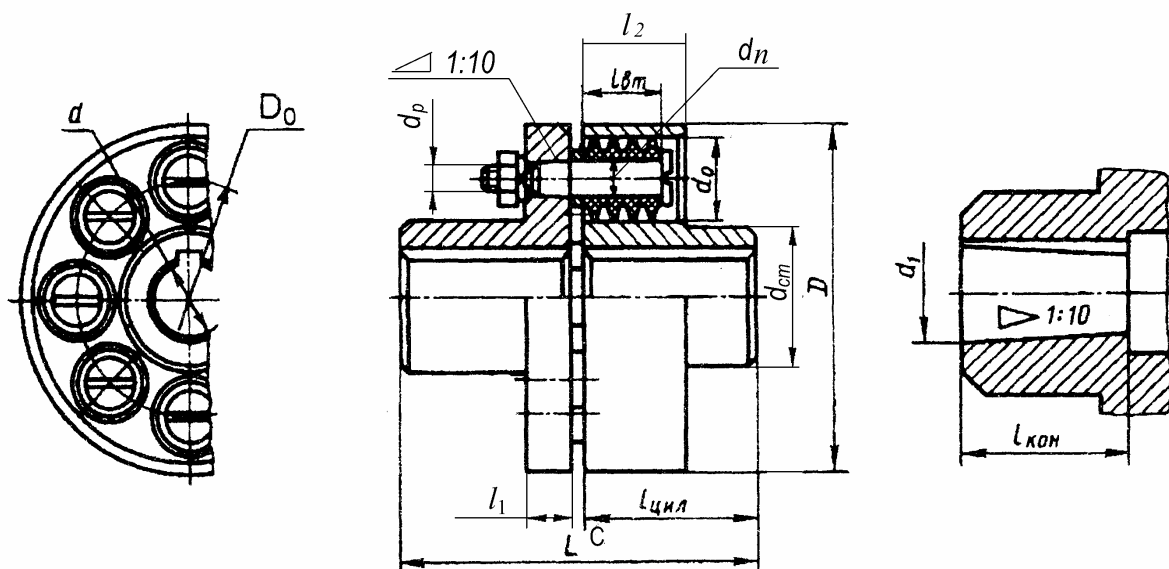


Рис.13.5. Муфта упругая втулочно-пальцевая

При угловых ($>1^\circ$) и радиальных ($>0,2...0,5$ мм) смещениях осей валов происходит быстрый износ резиновых втулок. Неточное расположение осей пальцев и отверстий вызывает радиальную нагрузку на валы порядка $(0,1...0,3)F$, где F – окружная сила, действующая на пальцы муфты.

Критерием работоспособности муфт является прочность резиновых втулок. Муфты рассчитываются исходя из величины давления между пальцами и втулками, МПа, полагая, что все пальцы нагружены одинаково и давление распределено равномерно по длине втулки, по формуле

$$p = 2 \cdot 10^3 T / z D_0 d_n l_{\text{вм}} \leq [p], \quad (13.3)$$

где T – вращающий момент, Нм; z – число пальцев; d_n – диаметр пальцев, мм; $l_{\text{вм}}$ – длина втулки, мм; D_0 – диаметр окружности расположения осей пальцев, мм.

Допускаемое давление для резиновых втулок $[p] = 2 \text{ МПа}$.

Пальцы муфт рассчитываются на изгиб по формуле

$$\sigma_u = 10 \cdot 10^3 T l_{\text{вм}} / z D_0 d_n^3 \leq |\sigma_u|. \quad (13.4)$$

Допускаемые напряжения $|\sigma_u| = (0,4 \dots 0,5) \sigma_T$, где σ_T – предел текучести материала пальцев.

Таблица 13.5

Основные параметры и размеры втулочно-пальцевой муфты, мм.

T, Н·м	n, мин- ¹ не более	Отверстие		d _{ст}	D	D ₀	L	l _{цил}	l _{кон}	l ₁	l ₂	d _n d _p	l _{вм}	z	d ₀	Смещение осей валов
		d	d ₁													Δ/γ
31,5	6350	$\frac{16}{18}$	18	$\frac{30}{32}$	90	63	60	28	18	16	20	$\frac{10}{\text{M8}}$	15	4	20	$\frac{0,2}{1^\circ 30'}$
		$\frac{20}{22}$		$\frac{36}{38}$			76	36								
63	5700	$\frac{20}{22}$	22	$\frac{36}{40}$	100	71	76	36	24	16	20	$\frac{10}{\text{M8}}$	15	6	20	$\frac{0,2}{1^\circ 30'}$
		$\frac{25}{28}$		$\frac{45}{48}$			88	42								
125	4600	$\frac{25}{28}$	28	$\frac{45}{50}$	125	90	89	42	26	18	32	$\frac{14}{\text{M10}}$	28	4	28	$\frac{0,3}{1^\circ 30'}$
		$\frac{32}{36}$		$\frac{56}{60}$			125	60								
250	3800	$\frac{32}{36}$	35	$\frac{56}{63}$	140	105	125	85	38	18	32	$\frac{14}{\text{M10}}$	28	6	28	$\frac{0,3}{1^\circ}$
		$\frac{40}{45}$	40	$\frac{71}{75}$			175									
500	3600	$\frac{40}{45}$	42	$\frac{71}{80}$	170	130	175	85	56	18	32	$\frac{14}{\text{M10}}$	28	8	28	$\frac{0,3}{1^\circ}$
		$\frac{50}{56}$	52	$\frac{90}{95}$												
1000	2850	$\frac{50}{56}$	55	$\frac{90}{100}$	210	160	176	85	56	24	40	$\frac{18}{\text{M12}}$	36	10	36	$\frac{0,4}{1^\circ}$
		$\frac{60}{68}$	63	$\frac{110}{125}$			216	105								

Примечание. с = 4...6 мм

Муфта упругая со звездочкой (ГОСТ 14084). Муфта применяется для соединения быстроходных валов при действии небольших вращающих моментов и рекомендуется, в основном, для соединения вала двигателя с валом механизма. Две стальные полумуфты имеют на торцах кулачки, которые входят во впадины упругой звездочки, изготовляемой из маслобензостойкой резины (рис. 13.6, основные размеры в табл. 13.6).

Муфта изготовляется двух типов: для малых диаметров валов (до 14 мм) звездочка имеет четыре луча; для больших диаметров валов (до 45 мм) звездочка имеет шесть лучей. В пределах каждого габарита муфты в полумуфтах допускается определенное сочетание диаметров посадочных отверстий.

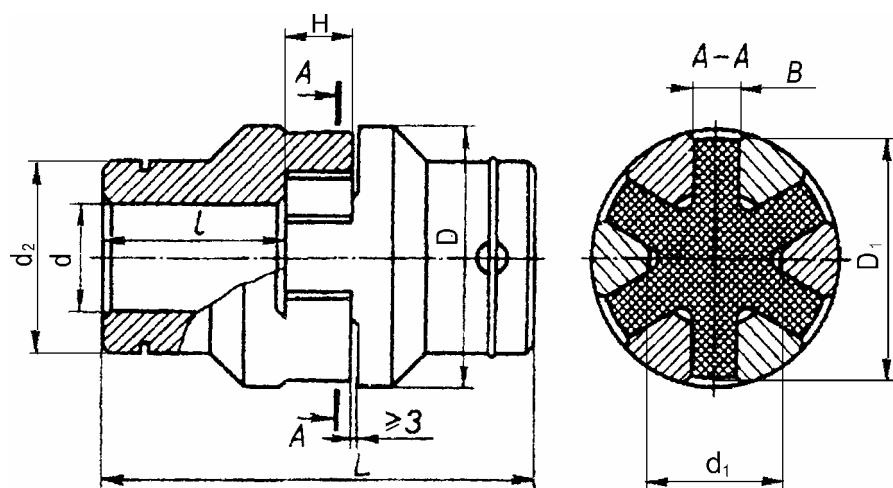


Рис.13.6. Муфта упругая со звездочкой

Таблица 13.6

Основные параметры и размеры муфты упругой со звездочкой, мм

T, Нм	n _{max} , мин ⁻¹	Отверстие		Габариты		D ₁	B	d ₁	d ₂	H	Смещение осей валов	
		d	l	L	D						рад	угл
16	4500	12;14	25	71	53	50	10,5	26	26	15	0,2	1°30'
		16;18	28	77					28			
31,5	4000	16;18;19	28	77	71	67	12,5	30	30	15		
		20;22	36	93					34			
63	3500	20;22;24	36	100	85	80	14,5	36	36	22		
		25;28	42	112					42			
125	3000	25;28	42	112	105	100	16,5	45	45	22	0,3	
		30;32;35;36	58	144					55			
250	2000	32;35;36;38	58	147	135	130	18,5	56	55	25	0,4	1°
		40;42;45	82	195					70			
400	1500	38	58	152	166	160	20,5	67	63	30		
		40;42;45;48	82	200					75			

Муфты имеют малые габариты, нелинейную характеристику жесткости, обладают хорошими демпфирующими свойствами, компенсируют радиальные смещения валов до 0,4 мм и угловые – до 1°30'.

Работоспособность резиновой звездочки определяется величиной давления на ее рабочих поверхностях, МПа

$$p = 12 \cdot 10^3 TD_1 / zH(D_1^3 - d_1^3) \leq [p], \quad (13.5)$$

где T – вращающий момент, Нм; z – число зубьев (лучей) звездочки; H – толщина звездочки, мм; d₁; D₁, мм (рис.13.6). Допускаемые давления для резиновых звездочек [p]=2...2,5МПа.

Сильфонная муфта. Наибольшее применение эти муфты находят в станках с ЧПУ, сервоприводах, приводах роботов и т.д., где требуется жесткое на скручивание соединение валов. Муфта (рис.13.7) состоит из металлического сильфона 1, двух конических втулок 2, 3 и винтов затяжки 4. В окружном направлении сильфон работает как жесткий элемент, а в осевом направлении и под углом имеет повышенную податливость.

Основные параметры и размеры муфт приведены в табл.13.7.

Муфту необходимо выбирать так, чтобы допустимый для нее момент был выше максимального передаваемого вращающего момента. В исключительных случаях, например, при неполадках, муфта может в течение нескольких нагрузочных циклов воспринимать нагрузку, превышающую в 2,5 раза допустимую за счет зажимного соединения. Максимальные допустимые смещения осей соединяемых концов валов: осевое ± 0,5мм; радиальное 0,2мм.

Таблица 13.7

Основные параметры и размеры сильфонной муфты, мм

Габарит	T , Нм	G_K	G_6	G_0	T_3	d	D	D_1	D_2	L	L_1	l	Болты
05	65	50	85	89	12	18–22,5	68,4	66	36	72	64	8	6×M6
06	190	119	145	260	35	22–35	84,5	80	50	93	83	24	6×M8
07	700	382	749	500	46	35–48	114,5	109	70	127	115	29	6×M10
08	1500	856	483	528	80	48–55	139,6	131,4	90	170	158	41	6×M10

Примечания: G_K – крутильная жесткость сильфона, 10^3 Нм/рад; G_6 – боковая жесткость сильфона, Н/мм; G_0 – осевая жесткость сильфона, Н/мм; T_3 – момент затяжки болтов, Нм.

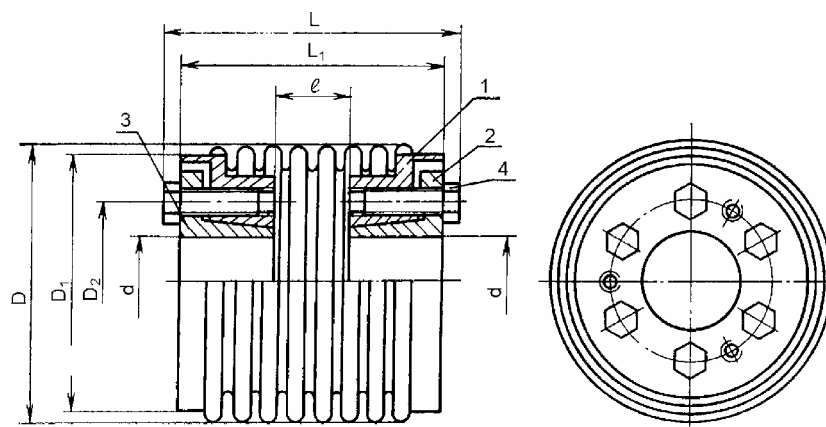


Рис.13.7. Сильфонная муфта

13.2. СЦЕПНЫЕ УПРАВЛЯЕМЫЕ МУФТЫ

Эти муфты позволяют в процессе работы многократно соединять и разъединять валы в кинематической цепи привода механизма или машины, а также включать и выключать передачи. При этом передача вращающего момента может осуществляться за счет зацепления во время работы рабочих поверхностей полумуфт (синхронные кулачковые и зубчатые муфты), или за счет сил трения, возникающих при включении между рабочими поверхностями ведущих и ведомых дисков (фрикционные муфты).

13.2.1. Муфта сцепная кулачковая

Она состоит из двух полумуфт с торцовыми кулачками (выступами), входящими при включение во впадины между кулачками сопряженной полумуфты (рис. 13.8; основные размеры в табл.13.8). Одна полумуфта свободно вращается относительно вала на подшипниках качения либо скольжения, другая, перемещаясь по шлицам или направляющим шпонкам вала, производит включение или выключение муфты. При небольших радиальных размерах зубчатого колеса допускается изготовление кулачковой полумуфты за одно целое с ним (исполнение I), а при достаточных размерах раздельно с тем или иным видом соединения (исполнение II).

Профиль кулачка выбирается в зависимости от условий нагружения муфты. Наиболее часто применяются муфты с симметричным трапецеидальным профилем, углом скоса боковой грани $3...8^\circ$, числом кулачков $3...15$. Число кулачков обычно выбирают нечетным, что позволяет за один проход обрабатывать две грани противоположных кулачков. Для надежной работы кулачковых муфт необходимо обеспечивать высокую твердость поверхности их кулачков. Полумуфты изготавливаются обычно из сталей типа 20Х, 12ХН3А и др. с последующей цементацией и закалкой кулачков до твердости 56...62 HRC или из среднеуглеродистых легированных сталей 40Х, 40ХН, 35ХГСА и др. с твердостью их после термообработки 40...45 HRC.

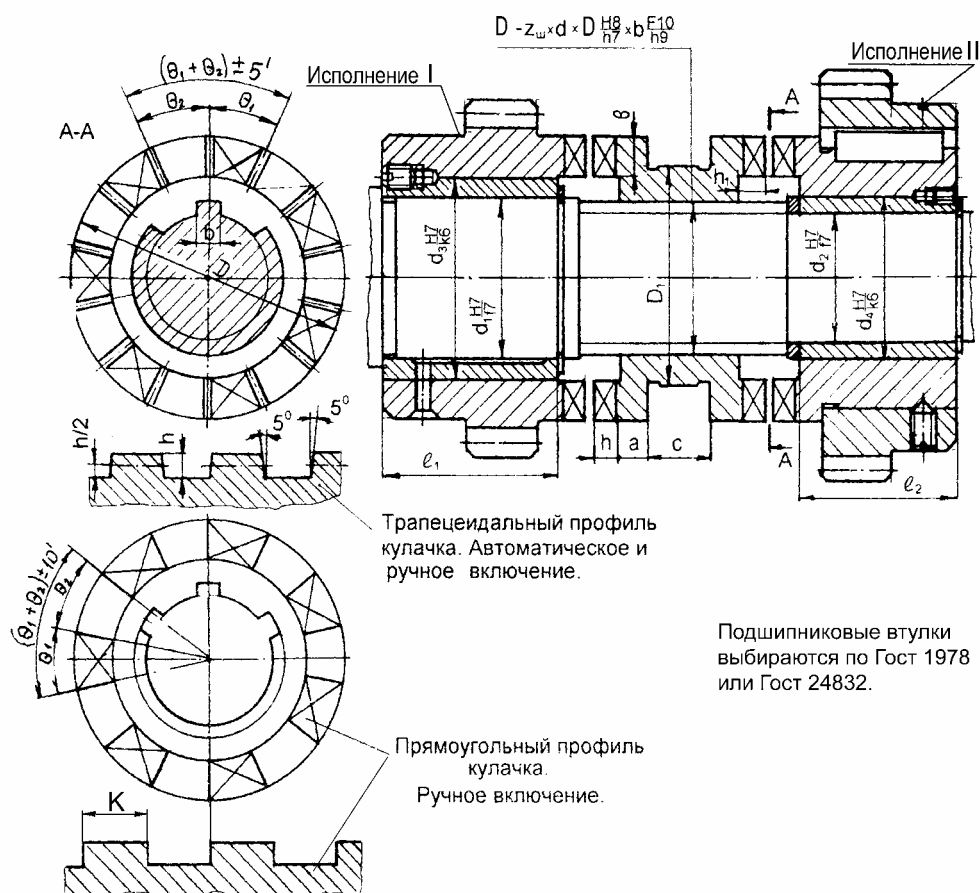


Рис.13.8. Муфта сцепная кулачковая

Таблица 13.8

Основные параметры и размеры кулачковой муфты, мм.

D, мм	Размеры кулачков						a	с	D ₁	Размеры шлицов				Примечание
	Z	b	h	h ₁	θ ₁	θ ₂				z _ш	d	D	b	
40	5	5	4	5	me ^{TP} -40' -20'	36° +40' +20'	6	12	30	6	16	20	4	Посадочные диаметры полумуфт d ₁ ...d ₄ и длина полумуфт l _{1,2} выбираются конструктивно
45	5	6	4	5			6	12	35	6	18	22	5	
50	5	7	4	5			8	12	40	6	23	28	6	
55	5	8	4	5			8	12	45	6	26	32	6	
60	7	8	6	7	25°43' -40' -20'	25°43' +40' +20'	10	16	45	6	28	34	7	
70	7	10	6	7			10	16	55	8	32	38	6	
80	7	10	6	7			12	16	65	8	36	42	7	
90	7	10	6	7			12	20	72	8	46	54	9	
100	9	12,5	8	9	20° -40' -20'	20° +40' +20'	14	20	82	8	52	60	10	
110	9	12,5	8	9			14	20	92	8	56	65	10	

Достоинствами кулачковых муфт являются простота и компактность конструкции, невысокая стоимость, отсутствие необходимости регулирования в процессе работы, обеспечение жесткой кинематической связи включаемых элементов, возможность автоматизации включения и выключения во время работы (кроме муфт с прямоугольным профилем кулачков). Основные недостатки кулачковых муфт – невозможность включения на ходу при большой разности скоростей соединяемых деталей (>0,8 м/с), а также необходимость высокой точности изготовления и монтажа валов.

Критериями работоспособности кулачковых муфт являются прочность кулачков по контактным напряжениям и изгибу.

В проекторочном расчете определяется минимально допустимый внешний диаметр

муфты - D , возможно более близкий к диаметру вала - $d_{1,2}$, по соотношению $D=(1,5...1,8) d_{1,2}$.

Проверочный расчет муфт ведется по контактным и изгибным напряжениям в предположении равномерной работы всех кулачков.

Давление на рабочих поверхностях кулачков, МПа

$$p = 2 \cdot 10^3 T / D_{cp} \cdot z \cdot b \cdot h \leq [p], \quad (13.6)$$

где T – вращающий момент на валу, Нм; D_{cp} – средний диаметр окружности расположения кулачков, $D_{cp}=D-b$, мм; z – число кулачков; b и h – соответственно ширина (измеряемая по радиусу) и высота кулачка, мм; D – наружный диаметр окружности расположения кулачков, мм.

Допускаемые давления с учетом неравномерности распределения нагрузки между кулачками при закаленных рабочих поверхностях для муфт, не включаемых на ходу, $[p]=80...120$ МПа; для муфт, включаемых на ходу, $[p]=30...50$ МПа. Большие значения принимаются для муфт с малым числом кулачков, меньшие – с большим числом кулачков.

Номинальное напряжение изгиба, МПа, у основания кулачков (при неполном включении)

$$\sigma_u = 12 \cdot 10^3 T \cdot h / D_{cp} \cdot z \cdot b \cdot k^2 \leq \sigma_T / s, \quad (13.7)$$

где k – толщина кулачка, мм; $k=\pi \cdot D_{cp} \cdot \square_1 / 360^\circ$, $\square_1$ – угловой размер кулачка (табл.13.8). σ_T – предел текучести, МПа; s – коэффициент запаса прочности, учитывающий также неравномерную нагрузку кулачков, $s \geq 3...6$.

13.2.2. Муфты зубчатые электромагнитные (ЭЗМ)

Из группы зубчатых электромагнитных муфт наиболее приемлемыми для приводов, состоящих из регулируемого двигателя постоянного тока (регулирование скорости в пределах поддиапазона) и настраиваемой автоматической переборной коробки на 2...12 ступеней (переход с одного поддиапазона на другой обеспечивается муфтами), являются муфты ЭЗМ, имеющие единственный недостаток – невозможность включения при относительно высоких частотах вращения. По остальным параметрам ЭЗМ имеют следующие преимущества перед другими типами муфт: малые габаритные размеры; простота конструкции и обслуживания; универсальность конструкции – муфты одного и того же конструктивного исполнения пригодны для масляного и сухого режимов эксплуатации; отсутствие продуктов износа, загрязняющих масляные картеры механизмов; минимальное теплообразование (источником тепла служит лишь катушка возбуждения), что приводит к малым температурным деформациям узла; отсутствие остаточного момента при любой ориентации валов в пространстве; высокие динамические характеристики при включении и отключении.

Муфты изготавливаются в двух исполнениях: ЭЗМ1(2) – с контактным (рис.13.9) и ЭЗМ3(4) – с бесконтактным токоподводом (рис.13.10). Муфты имеют короткоходовую магнитную систему и мелко модульный круговой торцевой зуб с углом профиля 25...30°, нарезанный на якоре 2 и стальном венце 3, закрепленном на корпусе 1 с помощью немагнитных штифтов 4 и проставок 5. При включении муфты в ее магнитопроводе возникает магнитный поток, замыкающийся главным образом по контуру A . Якорь, перемещаясь по зубьям направляющей детали 6, притягивается к корпусу, сжимая пружины 7, и зубчатые венцы входят в зацепление.

При отключении муфты на ходу расцепление венцов происходит под действием расцепляющих сил в зубчатом зацеплении и возвратных пружин. Если отключение происходит в покое, расцепление зубчатых венцов осуществляется возвратными пружинами. Для устранения ускоренного износа (за счет электрической эрозии) подшипников вала, на котором смонтирована муфта, рекомендуется для подвода тока в качестве второго контактного кольца использовать зубчатый венец корпуса, для чего он выполняется по рабочей поверхности шлифованным. Оба исполнения ЭЗМ могут иметь отверстия для посадки на вал с использованием шпоночного или шлицевого соединения с центрированием по наружному диаметру. Муфты контактного исполнения для работы со смазкой и всухую отличаются материалами, из кото-

рых изготовлен токоподвод: для муфт ЭЗМ1 «сухого» исполнения – контактное кольцо из бронзы, а щетка – медно-графитовая, для муфт ЭЗМ2 «масляного» исполнения – контактное кольцо стальное, щетка – латунная. Исполнение муфт ЭЗМ3 (для работы всухую) отличается от исполнения ЭЗМ4 (для работы со смазкой) наличием крышки, предохраняющей подшипниковый узел муфты от попадания пыли. Муфты могут устанавливаться как с горизонтальным, так и вертикальным расположением оси, но в последнем случае якорем вниз. При установке двух муфт на одном валу «спинками» одна относительно другой следует между ними предусматривать воздушный зазор величиной 2...10мм для исключения взаимного магнитного влияния. Основные параметры и размеры ЭЗМ приведены в табл.13.9, 13.10.

Рис.13.9. Муфта зубчатая электромагнитная ЭЗМ1(2) контактного исполнения

Основные параметры и размеры муфт зубчатых ЭЗМ контактного (ЭЗМ1 и ЭЗМ2) и бесконтактного исполнений (ЭЗМ3 и ЭЗМ4), мм

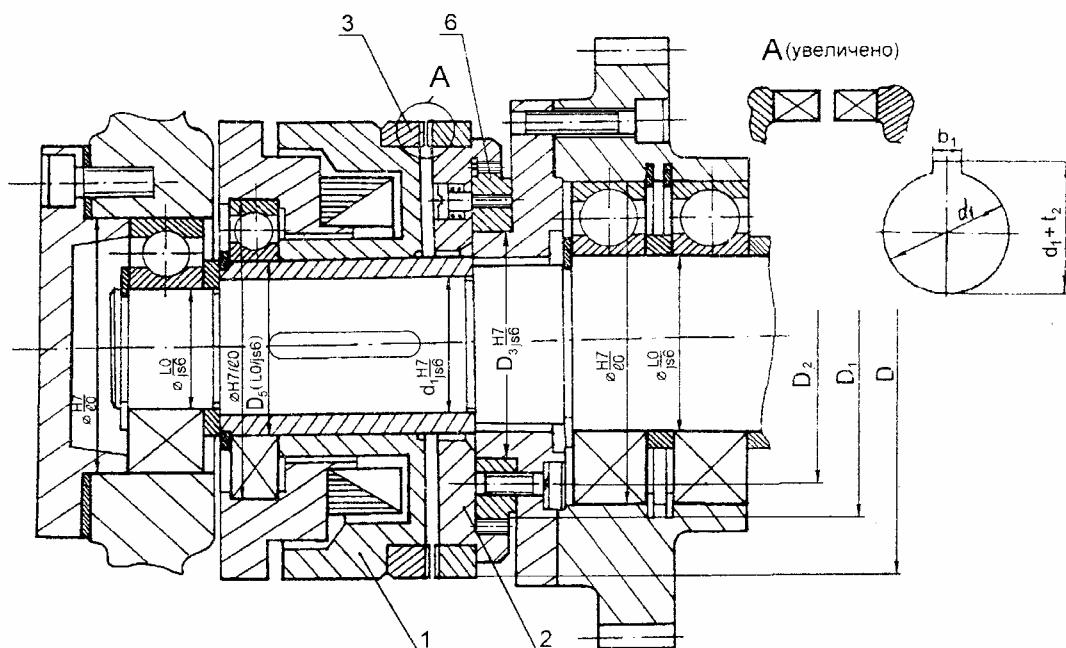


Рис.13.10. Муфта зубчатая электромагнитная ЭЗМЗ(4) бесконтактного исполнения

Таблица 13.10

Посадочные (гладкие и шлицевые) отверстия муфт ЭЗМ, мм

Обозначение	Гладкие отверстия						Шлицевые отверстия (центрирование по D)							
	1А			2А			1Н				2Н			
Условный габарит	d_1 H7	b_1 H9	d_1+t_2	d_1 H7	b_1 H9	d_1+t_2	D H7	d H12	b D9	z	D H7	d H12	b D9	z
5	20	6	22,8	17	6	19,8	22	18	5	6	20	16	4	6
10	25	6	27,8	20	6	22,8	30	26	6	6	25	21	5	6
20	30	8	33,3	25	6	27,8	34	28	7	6	32	26	6	6
40	40	10	43,3	30	8	33,3	46	42	8	8	42	36	7	8
80	50	14	53,8	40	10	43,3	54	46	9	8	48	42	8	8
160	65	16	69,3	50	14	53,8	65	56	10	8	60	52	10	8
320	80	18	84,4	65	16	69,3	82	72	12	8	72	62	12	8

13.2.3. Муфты сцепные фрикционные

Исходными данными для выбора фрикционных муфт являются: 1) режим работы – вращающий момент T , Нм, и частота вращения n , мин⁻¹; 2) характер работы – назначение машины, частота включений, вид нагрузки, оцениваемый коэффициентом запаса сцепления β (табл. 13.11); 3) место расположения (внутри или снаружи корпуса); 4) габаритные размеры; 5) условия монтажа; 6) наличие готовых нормализованных муфт и их стоимость.

Таблица 13.11

Запас сцепления β

Наименование машины	β
Металлорежущие станки	1,3...1,5
Сельхозмашины (тракторы)	2...3,5
Подъемно-транспортные машины: муфты, включаемые без нагрузки; муфты, включаемые под нагрузкой	1,25...1,35 1,35...1,5

В практике проектирования обычно применяют типовые нормализованные конструкции фрикционных муфт. В тех случаях, когда нормализованные муфты не удовлетворяют проектанта по габаритным размерам или условиям управления, допускается проектирование оригинальной конструкции муфты.

По условиям смазки фрикционные муфты делятся на муфты сухие и масляные. Сухие муфты, требующие меньшие силы сжатия поверхностей трения, защищены от попадания смазки. Масляные муфты, работающие со смазкой, размещаются обычно внутри закрытого корпуса. Муфты для приводов стационарных машин обычно применяются нормально разомкнутыми, т.е. расцепленными при выключенном механизме управления. По конструктивному оформлению многодисковые муфты бывают двух видов: муфты, выполненные в нескольких габаритах и позволяющие изменять число дисков в конструкции (муфты с переменным числом дисков); муфты нескольких габаритов, но с определенным числом дисков (муфты с постоянным числом дисков приведены на рис.13.11 и 13.12).

Тип муфты выбирается после ознакомления с существующими конструкциями с учетом их работы в проектируемом механизме. Выбор габарита (номера) нормализованной муфты производится по двум параметрам: расчетному диаметру шлицевого или шпоночного вала, на котором должна устанавливаться муфта и расчетному передаваемому вращающему моменту T (иногда в виде отношения $\beta P/n$).

Муфты с небольшим числом дисков и большим диаметром лучше охлаждаются и поэтому применяются при частом включении. Однако с ростом диаметра муфты растет ее момент инерции. Допустимая температура нагрева большинства конструкций масляных муфт не выше 100°C . Перегрев муфты вызывает деформацию металлических дисков, что приводит к их заеданию. Неметаллические диски теряют при нагреве пропитку и даже могут обугливаться.

К недостаткам многодисковых муфт следует отнести плохую расцепляемость дисков при выключении. Используя постановку между дисками распорных пружин или упругие свойства самих дисков, можно значительно улучшить их расцепляемость. Диски в этом случае изготавливают неплоскими: конусными (типа тарельчатых пружин) или волнистыми с синусоидальной поверхностью.

Фрикционные многодисковые муфты сухого трения. Обычно эти муфты встраивают в шкивы ременных передач, расположенные на быстроходных валах механизмов. Все муфты сухого трения имеют значительные радиальные габариты, так как число трущихся поверхностей обычно не превосходит четырех и редко достигает восьми.

Наружные диски муфты соединяются со шкивами с помощью штифтов (рис.13.11,а) или посредством промежуточного поводка - втулки, имеющей внутренние пазы (рис.13.11,б).

Эти диски состоят из плоского стального кольца толщиной 4...6мм и двух кольцевых накладок, приклепанных или приклеенных к кольцу специальным клеем. Накладки выполняют прессованными или формованными из асбофрикционных материалов на основе металлической проволоки, асбестовых волокон, связанных термореактивными смолами или синтетическими каучуками. Для тяжелых условий работы применяют теплостойкий фрикционный материал – ретинакс.

Упорный диск изготавливается за одно целое с корпусом-втулкой, установленной на консольном конце быстроходного вала. Нажимной и внутренние диски соединяются с упорным диском с помощью трех штифтов, каждый из которых передает долю вращающего момента, определяемую выражением $\sim 1/3 \cdot T$. Расцепляемость дисков при выключении муфты обеспечивают три пружины, расположенные между нажимным и упорным дисками.

Включение и выключение муфты осуществляется воздействием на нажимной диск трех кулачков, управляемых внутренним валиком, перемещаемым через штифт втулкой, расположенной внутри корпуса. Перемещение втулки выполняется вилкой при ее повороте через ось рукояткой, расположенной на передней стенке корпуса механизма.

Муфта фрикционная сухого трения 4С (рис.13.11,а; основные размеры в табл.13.12) имеет пять габаритов и выбирается в зависимости от посадочного диаметра консольного конца вала и отношения $\beta P/n$, взятого с учетом коэффициента запаса сцепления β (табл.13.11).

Муфта фрикционная сухого трения 5С (рис.13.11,б) имеет основные размеры 1-го варианта. Отличается конструкцией рычагов и кулачков, управляющих замыканием муфты. Размеры кулачков, замыкающих диски сухих муфт, даны в табл. 13.13.

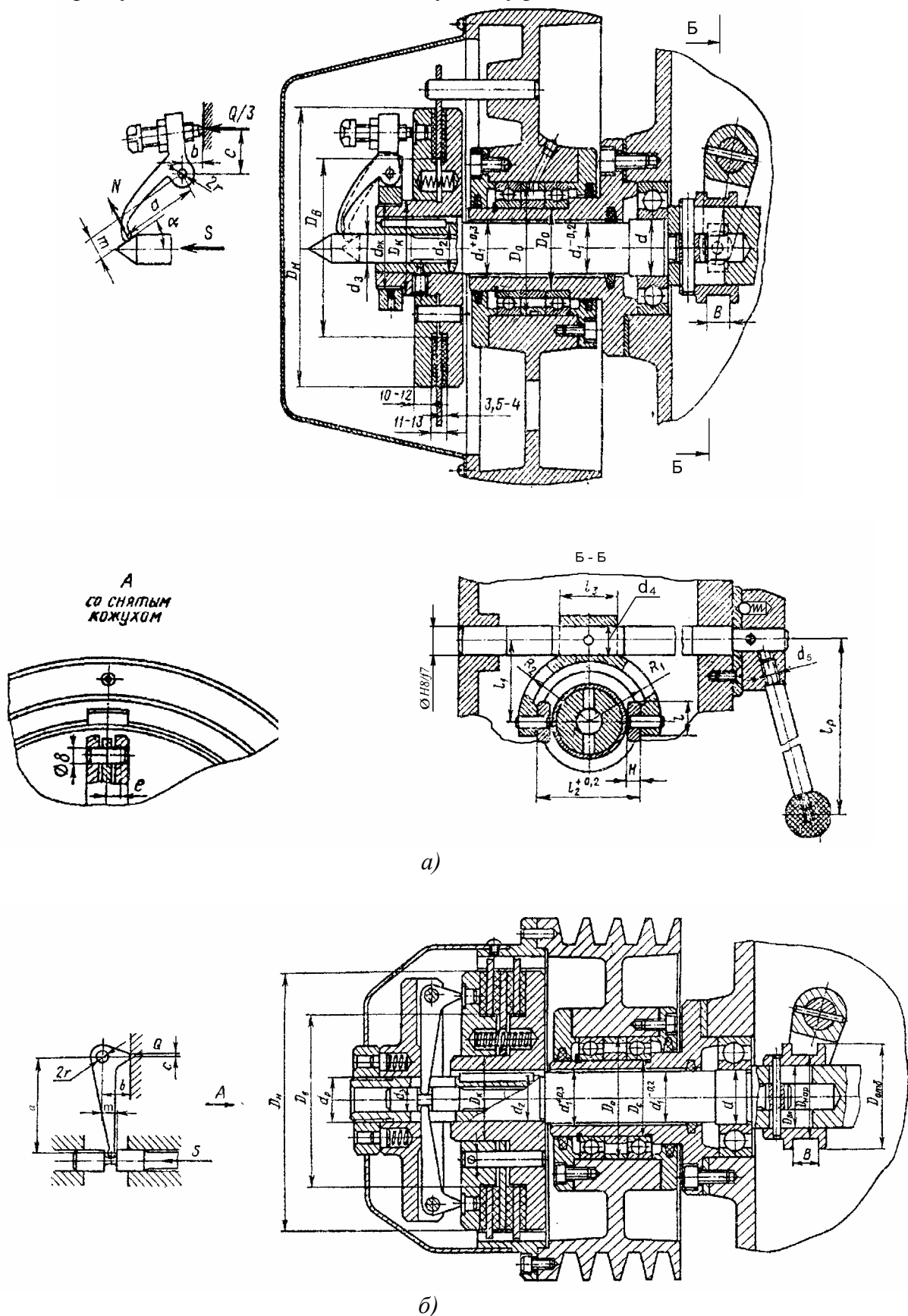


Рис.13.11. Муфты фрикционные сухого трения с постоянным числом дисков: а-4С, б-5С.

Таблица 13.12

Основные параметры и размеры фрикционных многодисковых муфт сухого трения 4С и 5С, мм

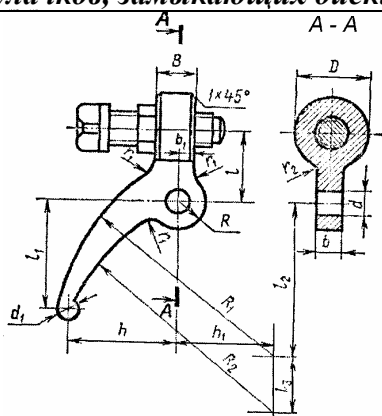
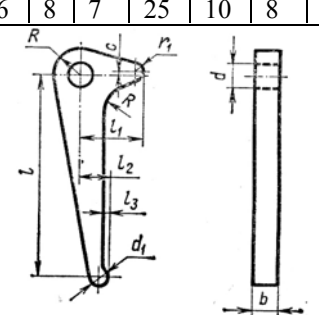
Муфта		Диски						Стакан				Конец вала под муфтой						Штифты муфты H7/n6; E8/n6				Корпус муфты	
				толщина													верхние		нижние				
№	$\beta P/n$ $\frac{квт}{мин^{-1}}$	D_H	D_B	Наружного	Нажимного	Внутреннего	Число пар трения	Dc (допустимое отклонение g6)	Do (допустимое отклонение M7)	№ подшипника (ГОСТ 8338)	Упор кольца (ГОСТ 13942)	d $\frac{L0}{k6}$	d_1	d_2 $\frac{H7}{k6}$	d_3 $\frac{H8}{h8}$	d_p	$e_u \times h_u$	Диаметр	диаметр распо- ложения	Диаметр	диаметр располо- жения	$D_{к,}$ $\frac{H8}{h8}$	$d_{p.к.}$
1	0,004	140	85	11	10	-	2	40	68	108	НК-40	30	30	28	15	M27x1,5	5×5	10	165	8	65	45	M42x1,5
2	0,006	160	95	13	12	-	2	50	80	110	НК-50	35	34	30	16	M30 x1,5	6×6	12	190	10	75	55	M52 x 2
3	0,010	160	95	13	12	6	4	50	80	110	НК-50	35	34	30	16	M30 x1,5	6×6	12	190	10	75	55	M52 x 2
4	0,014	200	140	13	12	-	2	65	100	113	НК-65	45	44	38	20	M36 x1,5	8×7	16	230	12	110	70	M68 x 2
5	0,019	200	140	13	12	6	4	65	100	113	НК-65	45	44	38	20	M36 x1,5	8×7	16	230	12	110	70	M68 x 2

Продолжение табл. 13.12

№	Отводная втулка				Камень (нормаль станко-строения)				Рычаг - вилка						Кулачки включения									
	$D_{вн.}$ $\frac{H7}{g6}$	$D_{нар}$	$D_{отб}$	$d_{штифта}$	B	H	l	$d_{штифта}$ $\frac{H7}{n6}; \frac{E8}{n6}$	d_4 $\frac{H8}{js7}$	l_1	l_2 $_{+0,2}$	l_3	R_1	R_2	кулачок с винтом (рис.13.11,а)					плоский кулачок (рис.13.11,б)				
															a	b	c	m	r	a	b	c	m	r
1	35...38	50	60	4	12	6	22	6x15	18	50	62	35	36	41	40	12	19	18	3	50	18	0,5	7	3
2, 3	40...42	55	69	5	16	8	28	8x18	20	56	72	40	42	48	42	14	21	26	4	64	20	1,0	8	4
4, 5	50...55	70	88	6	20	10	36	10x22	22	66	90	45	50	60	48	16	25	38	5	80	22	1,5	10	5

Таблица 13.13

Размеры кулачков, замыкающих диски сухих муфт, мм

																				
№ муфты	<i>l</i>	<i>l</i> ₁	<i>l</i> ₂	<i>l</i> ₃	<i>h</i>	<i>h</i> ₁	<i>B</i>	<i>b</i>	<i>b</i> ₁	<i>D</i>	<i>d</i>	<i>d</i> ₁	<i>R</i>	<i>R</i> ₁	<i>R</i> ₂	<i>r</i> ₁	<i>r</i> ₂	Винт <i>M</i> × <i>l</i>	Гайка низкая	
1	19	28	48	11	29	21	10	5	4	20	6	6	6	60	62	6	3	10×40	М 10	
2,3	21	34	48	17	25	30	12	6	5	22	8	7	8	67	70	8	3	12×45	шар-	
4,5	25	44	55	25	19	37	16	8	7	25	10	8	10	74	75	10	5	14×60	М 14	
																				
№ муфты	<i>l</i>	<i>l</i> ₁	<i>l</i> ₂	<i>l</i> ₃	<i>R</i>	<i>d</i>	<i>d</i> ₁	<i>r</i> ₁	<i>b</i>	<i>c</i>										
1	50	18	7	1	6	6	5	2	5	0,5										
2,3	64	20	8	1,5	8	8	6	2,5	6	1										
4,5	80	22	10	2	10	10	8	3	8	1,5										

Фрикционные многодисковые масляные муфты. Размещаются внутри закрытого корпуса механизма и смазываются путем разбрызгивания или подачи смазки от насоса. Масляные муфты могут иметь одно- или двустороннее исполнение. В двусторонних муфтах один и тот же механизм управления поочередно включает одну или другую половину муфты.

Муфта фрикционная многодисковая 9МС (рис.13.12), отличается наибольшей компактностью и простотой конструкции. Эти муфты выполняются односторонними (рис. 13.12,а) и двусторонними (рис.13.12,б) с шлицевым посадочным отверстием или гладким отверстием и шпоночным пазом. Предназначены, в основном, для работы в смазке с предельной температурой нагрева до 50°C, реже всухую. Основные размеры приведены в табл. 13.14. Наружные диски своими выступами зацепляются с пазами чашки, а внутренние посредством эвольвентных шлицев – с корпусом муфты. При отключении муфты расцепление фрикционного пакета обеспечивается за счет упругости наружных дисков, имеющих волнистую форму.

Размеры кулачков, замыкающих диски масляных муфт, даны в табл. 13.15.

Перемещение переводного кольца осуществляется рычагом - вилкой по подобию с муфтой сухого трения (рис.13.11 и табл.13.12). Угол включения $\alpha \approx 10^\circ$.

Муфты фрикционные многодисковые электромагнитные с магнитопроводящими дисками (ЭФМ) серии ЭТМ, Э1М и Э2М ...4. Предназначены для автоматизации управления приводами металлорежущих станков и целого ряда других машин. К достоинствам этих муфт следует отнести: небольшие габариты, что важно для быстроходных муфт; возможность дистанционного управления и быстрого реверсирования; быстрота и точность переключения ступеней передач и защита деталей привода от перегрузки.

При помощи этих муфт легко осуществляется автоматизация ступенчатого регулирования скорости вращения тихоходного вала и цикла работы машины по программе, задаваемой при помощи упоров, копиров и т.д.

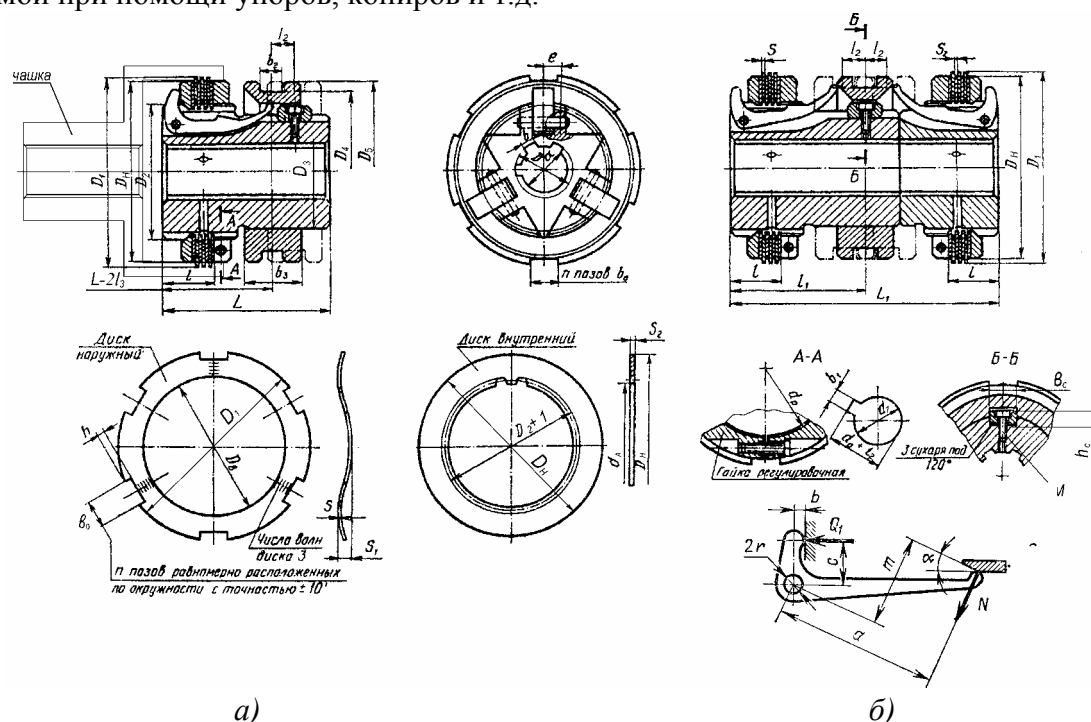


Рис.13.12. Муфта фрикционная многодисковая 9МС:
а – односторонняя, б – двухсторонняя

В муфтах данного типа фрикционные диски расположены непосредственно между корпусом муфты и якорем и составляют часть ее магнитопровода.

Муфты предназначены для работы в условиях, обеспечивающих их смазку минеральным маслом (вязкость $23 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ при температуре 50°C – типа индустриальное И-20 по ГОСТ 20799).

Смазка обычно осуществляется поливом на пакет дисков через щелевой паз трубки ленточной струей, направленной по радиусу муфты, или через центральное отверстие вала и радиальные щелевые пазы в шлицевой втулке ЭФМ. Следует избегать погружения муфт, особенно контактного исполнения, в смазку. Электропитание муфт осуществляется постоянным током с напряжением 24В. Следует отметить, что муфты серии Э1М разработаны на базе муфт серии ЭТМ и при одинаковых габаритных и присоединительных размерах обладают следующими преимуществами: силовые характеристики повышены на 60% и стабилизированы в рабочем диапазоне температур, повышена эксплуатационная надежность, уменьшена паразитная намагниченность втулки и вала.

Конструктивно муфты Э1М...2 и Э1М...4 отличаются от муфт ЭТМ...2 и ЭТМ...4 соответственно наличием сварного соединения втулки с корпусом и образованием кольцевого воздушного зазора между ними, установкой якоря на бронзовом кольце, зафиксированном на втулке пружинным кольцом и наличием дополнительного отверстия во втулке для подачи смазки между корпусом и втулкой (рис. 13.13 и 13.14).

Муфты ЭТМ и Э1М изготавливаются десяти габаритов от 05 до 14 как в контактном (ЭТМ...2, Э1М...2), так и бесконтактном (ЭТМ...4, Э1М...4) исполнениях.

Муфты фрикционные многодисковые бесконтактные электромагнитные с магнитопроводящими дисками и встроенными подшипниками серии Э2М...4 (05...14 габариты) предназначены, главным образом, для применения в автоматических коробках скоростей с корпусами, имеющими разъем по главной плоскости симметрии, а также при размещении их в труднодоступных местах, на валах с большими расстояниями между опорами или при установке нескольких муфт на одном валу.

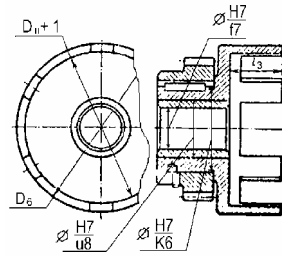
Основные размеры и параметры муфт серии ЭТМ, Э1М и Э2М...4 приведены для габаритов 05...14 в табл.13.16, которые устанавливаются в зависимости от величины номинального передаваемого вращающего момента T_H (Нм) и диаметра посадочного отверстия (мм).

Таблица 13.14

Основные параметры и размеры (D_B) фрикционных многодисковых масляных муфт 9МС, мм

Муфта		Посадочное отверстие							Диск наружный							Диск внутренний							l	l ₁
№	T, Нм	шлицевое				гладкое			D ₁	D _в	Z _H	S	S ₁	b ₀ ×h	n	D _H	D ₂ (эв)	Модуль m	z ₁	d _A	S ₂	Z ₆		
		z	d	D	b	d ₁	b ₁	d ₁ +t ₂																
06	25	6	21	25	5	22	6	24,8	84	61	5	1,0	1,26	12×2,5	6	80	60	2,5	22	55	1,0	6	25	57,5
07	40	6	26	30	6	25	8	28,3	94	67	5	1,2	1,46	12×2,5	6	90	65	2,5	24	60	1,2	6	29	65,0
08	63	6	28	34	7	30	8	33,3	104	77	6	1,2	1,49	12×2,5	6	100	75	2,5	28	70	1,2	7	34	67,5
09	100	8	36	40	7	35	10	38,3	118	82	6	1,2	1,53	16×4,5	6	110	80	2,5	30	75	1,2	7	34	75,0
10	160	8	42	46	8	40	12	43,3	133	92	6	1,6	1,92	16×4,5	6	125	90	2,5	34	85	1,6	7	42	87,5
11	250	8	46	54	9	50	16	54,3	148	102	6	1,6	1,95	16×4,5	8	140	100	2,5	38	95	1,6	7	43	87,5
12	400	8	56	65	10	60	18	64,4	168	112	8	1,6	2,00	20×4,5	8	160	110	2,5	42	105	1,6	9	53	105,0

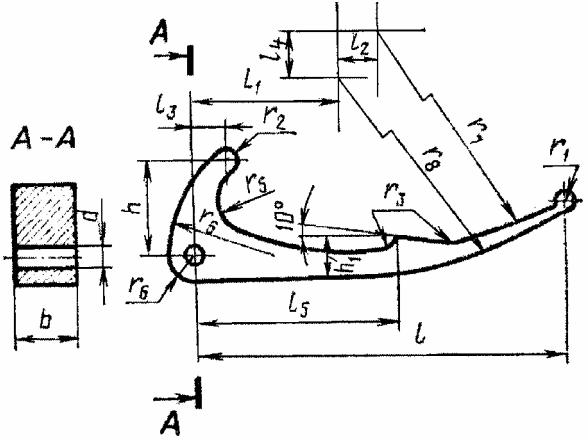
Продолжение табл. 13.14

Муфта №	Втулка – корпус				Кольцо переводное				Сухарь		l_2	Маховой момент GD^2 муфты, Н·м ²		Кулачки включения (рис. 13.12)					Чашка-корпус		
	L	L_1	D_3 , $\frac{H7}{g6}$	d_p	D_4	D_5	e_2	e_3	M	$(b \times h \times l)_c$		При длине L	При длине L_1	a	b	c	m	r	D_6	l_3	
06	72	115	45	M60x1	70	80	10	25	M4	12x8x15	10	3,7	6	40	2	14	16	2	90	31	
07	82	130	50	M65x1,5	78	90	10	30	M4	12x8x15	12	7,0	11,1	45	3	14	16	2,5	100	35	
08	85	135	60	M75x1,5	86	100	12	30	M6	14x9x18	10	12,9	20,9	46	3	15	18	2,5	110	40	
09	95	150	65	M80x1,5	95	110	12	35	M6	14x9x18	13	19,8	32,0	50	3	16	20	2,5	125	40	
10	110	175	75	M90x1,5	105	125	16	40	M6	16x10x20	14	35,9	58,6	58	4	18	22	3	140	48	
11	110	175	85	M100x1,5	115	140	16	40	M8	18x11x22	13	56,2	91,3	57	4	20	24	3	155	49	
12	130	210	95	M110x1,5	130	160	20	45	M8	20x12x25	14	113,7	186,6	70	3	25	35	3	175	59	

Примечание. Z_H – число наружных дисков; Z_6 – число внутренних дисков.

Таблица 13.15

Размеры кулачков, замыкающих диски масляных муфт, мм



№ муфты	d	l	l ₁	l ₂	l ₃	l ₄	l ₅	b	h	h ₁	r ₁	r ₂	r ₃	r ₄	r ₅	r ₆	r ₇	r ₉
06	4	41	16	0	0	10	22	10	14	8	1,5	2	3	23	8	4	45	39
07	5	47	18	3	1	9	25	10	14	6	1,5	2	3	18	8	4,5	59	54
08	5	48	15	5	1	4	28	12	15	8	1,5	2	3	19	9	5	53	54
09	5	52	19	4	1	4	29	12	16	8	1,5	2	3	21	9	5	56	57
10	6	61	27	0	2	3	36	12	18	7,5	1,5	2	3	22	9	5	65	62
11	6	60	21	8	2	3	35	15	20	4,5	2	2	5	27	11	6	62	66
12	6	74	40	0	1	2,6	42	15	25	2	2	2	5	29	15	5	87	65

Все исполнения муфт серии ЭТМ, Э1М и Э2М...4 имеют отверстия для посадки на вал как на шпонке, так и на шлицах с центрированием по наружному или внутреннему (исключая Э2М...4) диаметрах (табл.13.17).

Электромагнитные муфты контактного исполнения ЭТМ...2 и Э1М...2. Применяются при окружных скоростях вращения до 20 м/с и когда монтаж муфты бесконтактного исполнения ЭТМ...4, Э1М...4 или Э2М...4 по условиям конструкции узла затруднен или не желателен.

Муфты ЭТМ...2 и Э1М...2 (рис.13.13) состоят из корпуса 1, в расточке которого смонтирована катушка 2, залитая карбинольным клеем. Один конец катушки соединен с корпусом, второй с токоподводящим кольцом 3, изолированным от корпуса пластмассовой проставкой. Токоподвод осуществляется щеткой из латунной сетки, закрепленной в щеткодержателе 11, что обеспечивает хороший контакт при работе муфты со смазкой. Указанные элементы 1, 2 и 3 объединяются якорем 6, пакетом фрикционных магнитопроводящих дисков 4 и 5, общей втулкой 7 с навинченными на концах ее упорными, немагнитными кольцами 8 и 9. Внутренние диски 4 связаны посредством эвольвентных шлицев с втулкой 7, а наружные – 5 своими выступами с поводком 10.

Таблица 13.16

Основные параметры муфт с токоподводящими кольцами ЭТМ...2, Э1М...2 и бесконтактного исполнения ЭТМ...4, Э1М...4 и Э2М...4, мм

Размеры,	Габарит муфты									
мм	05	06	07	08	09	10	11	12	13	14
T_H, H_m (ЭТМ, Э1М, Э2М)	25	25	40	60	100	155	245	390	980	1600
D	80	90	100	110	120	135	150	170	190	210
D_1	74	84	94	104	118	133	148	168	188	210
D_2	75	85	95	100	110	125	140	160	180	200
D_3	60	70	80	85	95	110	120	140	160	180
$D_4 (D_H)$	70	80	90	100	110	125	140	160	180	200
D_5	32	36	42	50	55	60	70	80	100	110
$D_6 (D_B)$	41	46	51	61	72	82	92	102	122	132
$D_{\text{эб}} \times m \times z$	40×2×18 40×2,5×14	45×2×22 45×2,5×16	50×2×24 50×2,5×18	50×2,5×22	70×2,5×26	80×2,5×30	90×2,5×34	100×2,5×38	120×2,5×46	130×2,5×50
D_7	25	30	35	45	50	55	65	75	90	100
L	32	35	38	41	45	52	60	68	78	90
L_1	38	44	45	48	55	60	68	74	82	100
L_2	42	48	50	55	60,5	69	74	85	98	107
l_1	14	14	14	14	14	14	15	18	24	24
l_2	1,0	1,0	1,5	1,5	1,5	1,5	2,0	2,0	2,0	2,0
l_3	10	10	10	10	10	10	10	12	18	18
l_4	4,9	5,5	7,2	7,2	8,8	11	11	13	17,6	20,8
l_5	11,5	13	15,5	16,5	19,5	22,5	24,5	28,5	33	38,5
l_6	15,5	17	19,5	20,5	23,5	32,5	34,5	38,5	43	48,5
l_7	11,5	13	15,5	16,5	19,5	22,5	24,5	28,5	33	38,5
l_8	18	23	26	27	28	30	33	41	44	47
l_9	15	18	20	21	24	26	30	30	32	42,5
l_{10}	2	2	3	3	3	3	4	4	5	5
l_{11}	4	4,5	4,5	5,5	5,5	5,5	6	6	6	6
$f_{\text{ход}}$	1,3	1,4	1,8	2	2,5	3	3,5	4	3,4	4
$b_0 \times h$ рис.13.12	10×2	12×2,5	12×2,5	12×2,5	16×4,5	16×4,5	16×4,5	20×4,5	20×4,5	20×4,5
$n_{\text{паз}}$	6	6	6	6	6	6	8	8	8	8

Примечание. Размеры чашки см. табл.13.14

Электромагнитные муфты бесконтактного исполнения ЭТМ...4, Э1М...4 и Э2М...4. Допускают более высокие скорости вращения, большую частоту включений, пониженный уровень потерь и установку их в труднодоступном для осмотра месте. Они менее чувствительны к загрязнению смазки, чем муфты ЭТМ...2 и Э1М...2, у которых твердые частицы в смазке вызывают часто абразивный износ щеток.

Муфты ЭТМ...4, Э1М...4 и Э2М...4 отличаются от муфт исполнения ЭТМ...2 и Э1М...2 наличием составного магнитопровода, образуемого катушкодержателем 1 и корпусом 3 (рис.13.14 и 13.15), разделенным воздушными (балластными) зазорами. Последние снижают теплотеплопередачу от пакета фрикционных дисков к катушке, что обуславливает высокую эксплуатационную надежность при тяжелых режимах работы. Катушкодержатель 1 центрируется в расточке стенки или крышки корпуса по диаметру D_2 (рис. 13.14) и закрепляется неподвижно, что исключает необходимость в элементах контактного токоподвода. Возможны также установка катушкодержателя с помощью фланцевого стакана 1 с подшипниками на валу (рис. 13.15) или парный их монтаж торцами на удерживаемом от проворота общем стакане с подшипниками.

При включении тока якорь и пакет дисков притягиваются к полюсам корпуса муфты и за счет фрикционного сцепления по цепи втулка — внутренние и наружные диски - поводок передается вращающий момент от вала к зубчатому колесу или наоборот. При отключении муфты якорь отходит, перемещаясь по кольцу 8, и расцепление фрикционного пакета обеспечивается упругими наружными дисками, имеющими волнистую (синусоидальную) форму. Для уменьшения рассеяния магнитного потока через диски их плоскость на уровне катушки перерезается окнами. Наличие радиальных прорезей в дисках придает им эластичность.

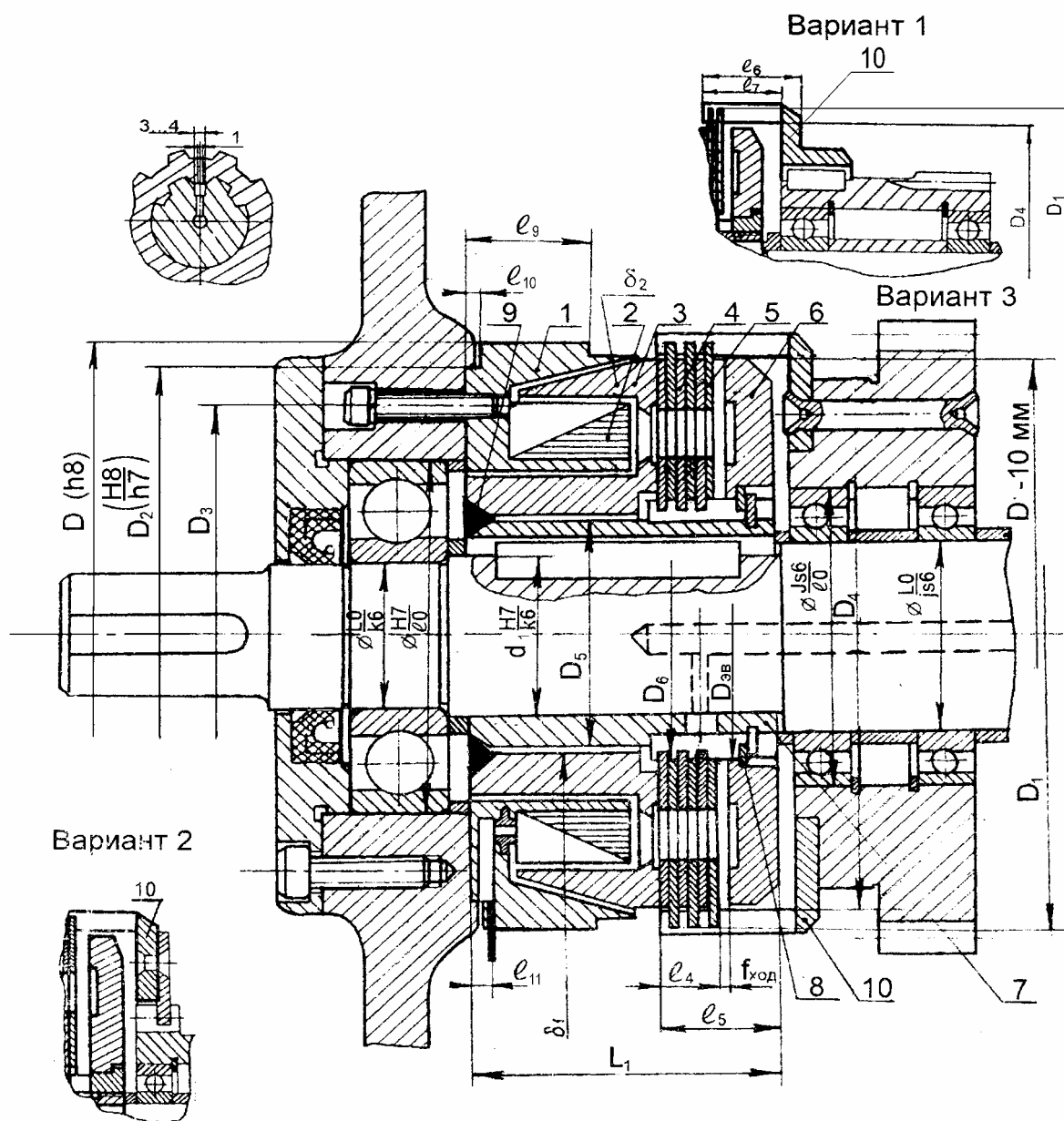


Рис.13.14. Муфта электромагнитная фрикционная бесконтактного исполнения ЭТМ...4 и Э1М...4

Элементы 1, 2, 3, 4, 5 и 6 муфты бесконтактного исполнения также как и в муфте ЭТМ...2 монтируются на общей втулке 7 с бронзовыми, немагнитными кольцами 8 и 9 или с обеспечением соответствующего зазора. Принцип работы муфт ЭТМ...4, Э1М...4 и Э2М...4 аналогичен муфтам контактного исполнения ЭТМ... 2 и Э1М... 2.

Соединение чашки 10 с зубчатым колесом в этих муфтах возможно по любому из трех вариантов (рис.13.14).

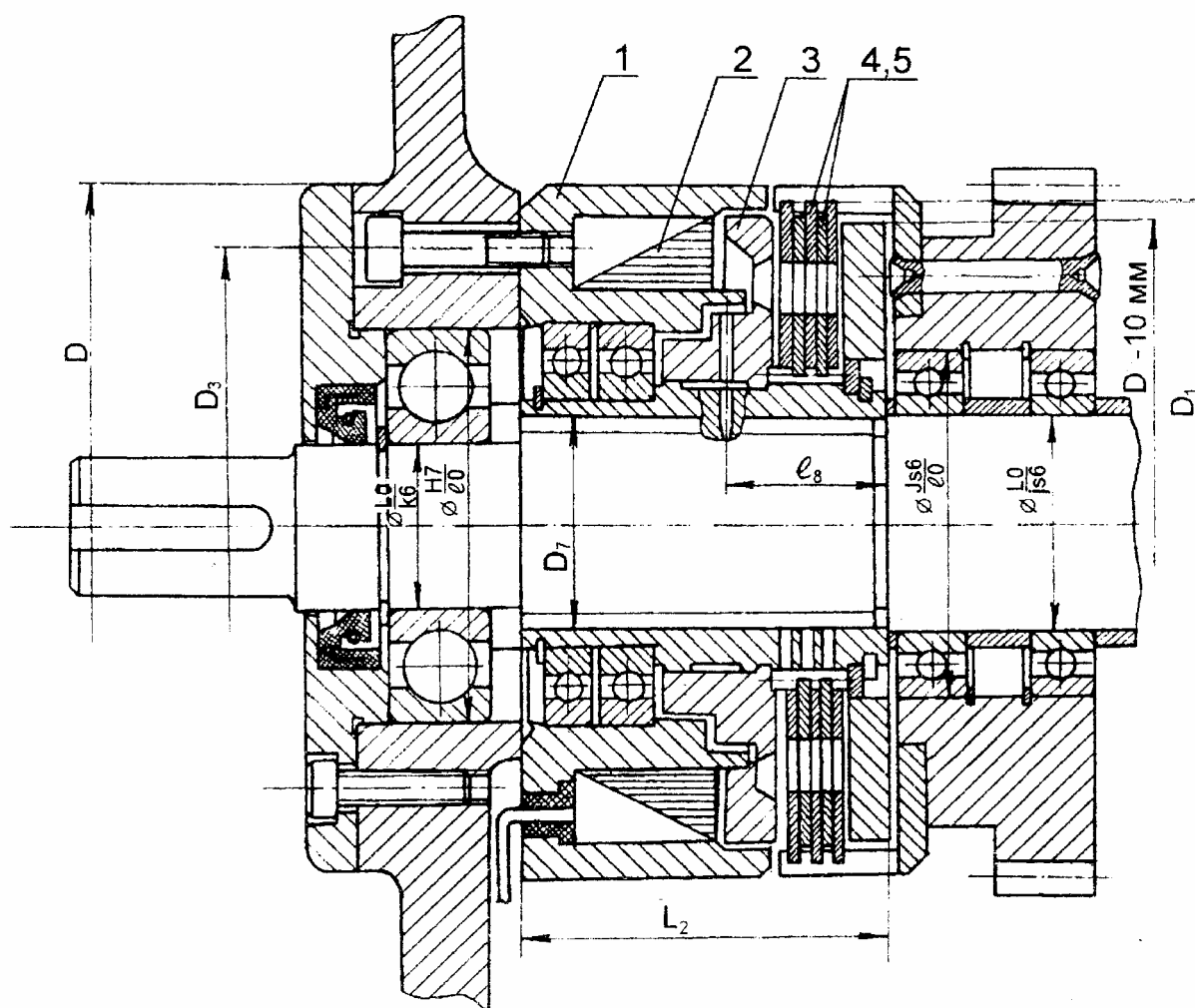


Рис.13.15. Муфта электромагнитная фрикционная бесконтактного исполнения Э2М...4

Муфты электромагнитные тормозные. После отключения механизма движение различных его частей продолжается по инерции в течение некоторого времени. С целью уменьшения влияния инерции, особенно при высоких скоростях, механизмы снабжаются тормозными муфтами.

При окружных скоростях свыше 10 м/с на токопроводящем кольце рекомендуется устанавливать два щеткодержателя под углом 90°, соединяя их параллельно, или при этом использовать одну «ложную» (без питания) маслосбрасывающую щетку.

Конструкция типовой многодисковой тормозной муфты ЭТМ...6 (рис. 13.16) состоит из: фланцевого поводка 1, охватывающего корпус 2; якоря 6, свободно перемещающегося в кольце 7; наружных и внутренних дисков 5 и 4; шлицевой втулки 3 и катушки 8.

Таблица 13.19

Посадочные гладкие и шлицевые (центрирование по наружному и внутреннему диаметрам) отверстия тормозных муфт, мм

Обозначение	Гладкие отверстия								Шлицевые отверстия							
	1А				2А				1Н и 1В				1Н и 1В			
Размеры	d_1	b_1	d_1+t_2		d_1	b_1	d_1+t_2		D	d	b	z	D	d	b	z
05	22	5	24,3	+0,12	20	6	22,3	+0,12	25	21	5	6	22	18	5	6
06	22	5	24,3	+0,12	20	6	22,8	+0,12	25	21	5	6	22	18	5	6
07	25	6	27,8	+0,12	22	6	24,8	+0,12	30	26	6	6	25	21	5	6
08	30	8	33,3	+0,12	25	8	28,3	+0,12	34	28	7	6	30	26	6	6
09	35	10	38,3	+0,12	30	8	33,3	+0,12	40	36	7	8	34	28	7	6
10	40	10	43,3	+0,12	35	10	38,3	+0,12	46	42	8	8	40	36	7	8
11	50	14	53,8	+0,16	40	12	43,3	+0,12	54	46	9	8	46	42	8	8
12	60	14	63,8	+0,16	50	16	54,3	+0,16	65	56	10	8	54	46	9	8
13	80	16	84,3	+0,12	70	16	74,3	+0,16	82	72	12	10	72	62	12	8
14	90	18	94,4	+0,12	80	18	84,4	+0,16	92	82	12	10	82	72	12	10

Муфты фрикционные электромагнитные сухого трения с вынесенными дисками. В муфтах этого типа фрикционные диски не входят в магнитную цепь муфты и поэтому не намагничиваются. На рис. 13.17 и 13.18 представлены муфты сухого трения соответственно с токоподводящими кольцами и с бесконтактным токоподводом, при котором катушкодержатель монтируется неподвижно (основные параметры и размеры муфт приведены в табл. 13.20). Муфты контактного исполнения обычно выполняют с токоподводящими кольцами, изготовленными из бронзы, а щетки – из меднографита.

Муфты имеют постоянное число дисков – четыре наружных и пять внутренних, обеспечивающих восемь поверхностей трения. В качестве фрикционных материалов используются накладки на асбестовой основе, работающие по стали. Выступы наружных дисков входят в пазы чашки, закрепленной на шкиве, а внутренние диски имеют шлицевое соединение с корпусом муфты с центрированием по наружному диаметру.

Усилие нажатия на диски муфты с токоподводящими кольцами передается от якоря через навинченную на него круглую разрезную гайку. У муфты бесконтактного исполнения разрезная гайка навинчивается на корпус. Перемещение гайки по резьбе регулируется, обеспечивая как остаточный зазор между якорем и корпусом муфты (измерение осуществляется щупом через радиальные пазы на гайке), так и компенсируя износ фрикционных дисков. Стопорение гайки после регулировки производится тангенциально установленным винтом, стягивающим гайку. Расцепляемость дисков при выключении муфты обеспечивается тремя пружинами, расположенными между корпусом муфты и якорем.

Муфты фрикционные электромагнитные однодисковые сухого трения (ESM3). Муфты типа ESM3 (рис. 13.19) предназначены для дистанционного управления приводами текстильных, упаковочных и других машин и работают без какой-либо смазки. Напряжение питания постоянного тока – 24В. Их характерной особенностью является высокое быстродействие: время включения 0,07...0,24 и отключения 0,06...0,16 с в зависимости от размера муфты. В процессе работы муфта почти не требует тщательной регулировки. Последняя осуществляется только при увеличении величины зазора l_4 больше 100 %. Основные параметры и размеры этих муфт приведены в табл. 13.21.

Нормально замкнутые тормоза. В основном предназначены для фиксации рабочих органов промышленных роботов и других машин в положении позиционирования и предотвращения произвольных перемещений (при потере управления, падении давления в пневмо-, гидросети или напряжения в электросети). Тормоза (рис.13.20) состоят из корпуса 1, катушки 2 и силовых пружин 3. Корпус установлен в расточке фланца 4. С противоположного торца фланца смонтирована регулировочная гайка 5, служащая упором для внутреннего диска 6. Последний изготовлен из композиционного фрикционного материала и прижимается к гайке 5 якорем 7 под действием пружин 3. Фиксация углового положения гайки осуществляется винтами 8, а якоря – выступами, входящими в пазы расточки фланца. Тормоза устанавливаются в механизмы машин с использованием крепежных отверстий во фланце и посадочных цилиндрических поверхностей. К затормаживаемому валу тормоз монтируется посредством квадратного отверстия, которое имеет диск 6. Наличие сквозного осевого отверстия позволяет размещать тормоз в любом месте вала по его длине. Основные параметры и размеры НЗТ трех типо-размеров приведены в табл. 13.22.

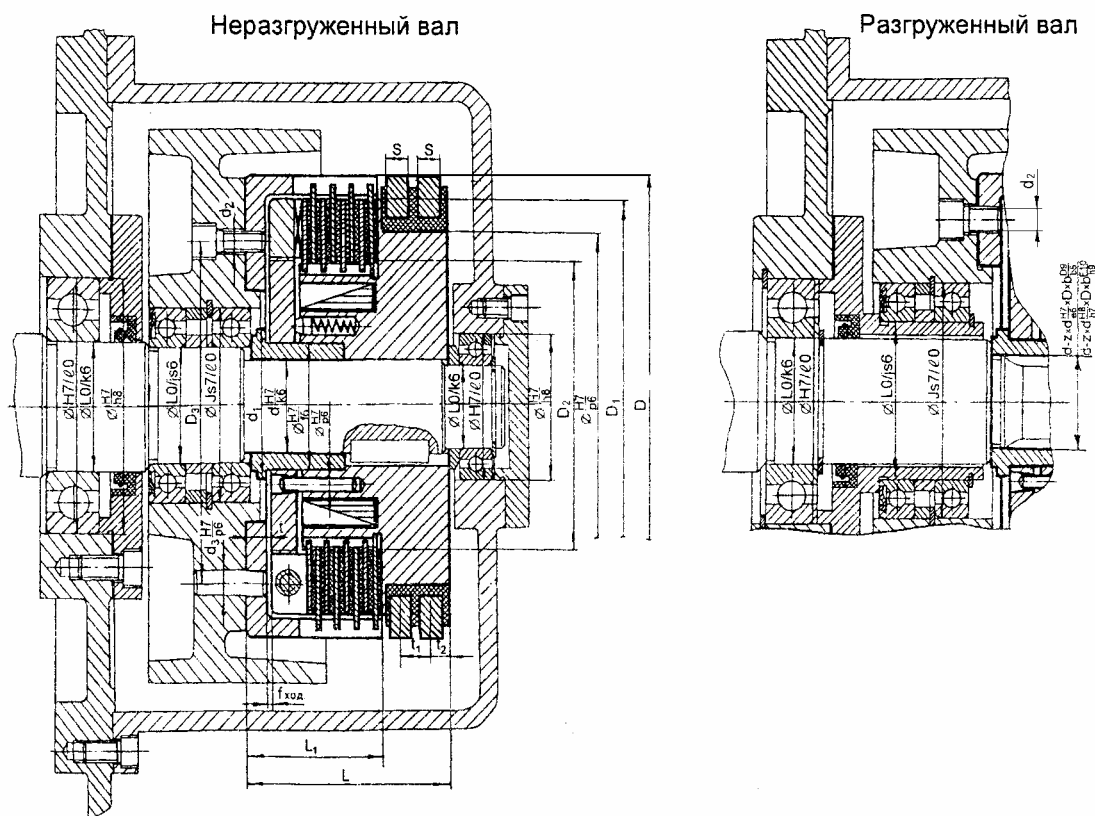


Рис.13.17. Электромагнитная фрикционная муфта сухого трения с вынесенными дисками и токоподводящими кольцами

Таблица 13.20

Основные параметры и размеры муфт сухого трения с контактным и бесконтактным токоподводом, мм

Габарит муфты	T_n , Нм	$\frac{d_{\min}}{d_{\max}}$	d_1	d_2	d_3	D	$D_1 (D_H)$ $D_{96 \times m \times z}$	$D_2 (D_B)$	D_3	D_4	L	L_1	L_2	l	S	t_1	t_2
1	14	$\frac{15}{22}$	35	4×M6	2×6	100	90 65×2,5×24	67	80	60	33	56	-	5	8	11	5,5
2	27,5	$\frac{15}{28}$	42	4×M6	2×6	110	100 75×2,5×28	77	90	72	34	59	68	5	8	11	5,5
4	44	$\frac{20}{32}$	48	6×M6	3×6	125	110 80×2,5×30	82	100	80	39	63	74	6	8	11	5,5
6	70	$\frac{20}{35}$	52	6×M8	3×6	135	120 90×2,5×34	92	110	85	43	69	80	7	8	11	5,5
10	110	$\frac{25}{42}$	58	6×M8	3×8	150	135 100×2,5×38	102	120	95	45	73	89	7	8	11	5,5
16	175	$\frac{30}{48}$	65	6×M8	3×8	165	150 110×2,5×42	112	135	105	47	80	95	7	8	11	5,5
25	280	$\frac{30}{55}$	72	6×M10	3×10	185	170 120×2,5×46	122	150	115	52	88	102	8	8	11	6,0
41	440	$\frac{40}{60}$	82	6×M10	3×10	205	190	142	170	130	67	98	113	9	8	12	6,25
64	700	$\frac{45}{70}$	95	6×M12	3×13	235	220	162	200	145	70	116	130	10	8	12	6,25
100	1100	$\frac{50}{80}$	105	6×M12	3×13	270	250	182	230	165	75	131	140	12	10	16	8,5
161	1750	$\frac{50}{90}$	120	6×M16	3×16	310	290	202	260	185	90	148	167	14	10	16	8,5
250	2750	$\frac{60}{110}$	142	8×M16	4×16	360	335	222	300	205	102	166	186	15	10	16	8,5

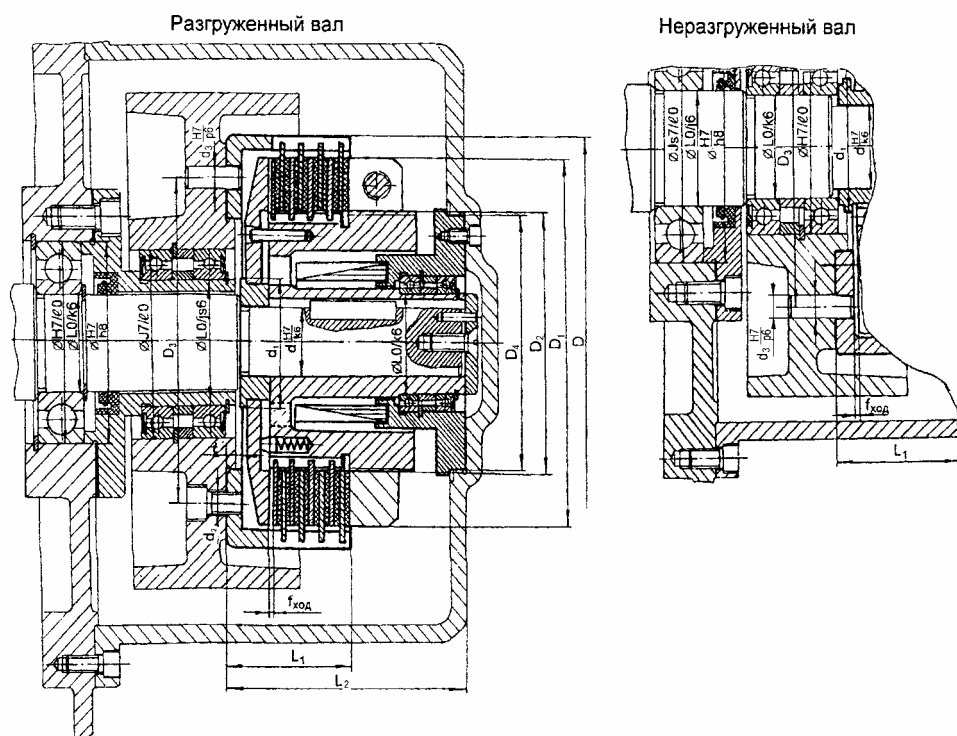


Рис.13.18. Электромагнитная фрикционная муфта сухого трения с вынесенными дисками и бесконтактным токоподводом

Таблица 13.21

Основные параметры и размеры муфты сухого трения ESM3, мм

Параметр	Габарит муфты				
	10	20	40	80	160
Момент статический, Нм	12	25	50	100	200
Момент динамический, Нм	10	20	40	80	160
n , мин ⁻¹ не более	3500	3000	2500	2000	1500
d (H7)	22	25	38	48	60
b (P9)	6	8	10	14	14
h (+0,2)	24,8	28,3	41,3	51,8	63,8
D_1	75	95	120	150	190
D_2	62	70	90	105	125
D_3	30	35	50	60	75
D_4	28	32	48	58	72
D_5 (H7)	30	35	50	70	85
D_6 ($\pm 0,05$)	35	50	65	86	108
D_7	55	80	100	125	160
d_1	4,1	5,2	6,2	8,3	10,3
d_2	7,5	9,5	11	14	17
d_3	7,1	7,1	8,8	11	14
d_4	M3	M4	M4	M5	M5
L	45,8	51,3	58,8	66,5	72,9
L_1	39	41,5	47	53	58
l	4,5	6,5	8	9,5	10
l_1	1,5	2	2	2	2,5
l_2	0,3	0,3	0,5	0,5	0,6
l_3	2,4	2,4	3	3,6	4,8
l_4	0,5	1	1,3	1,5	1,8
l_5	11,5	12,5	12,5	13	15
Масса, кг	0,90	1,60	2,80	5,30	9,70

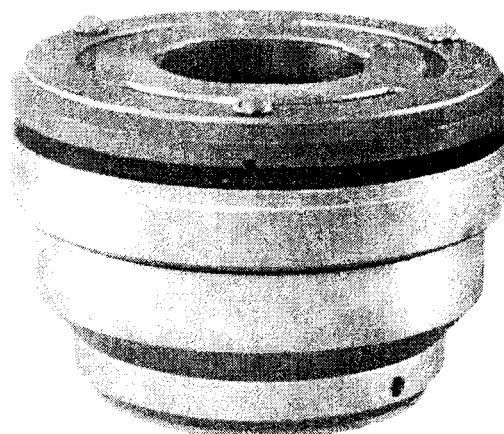
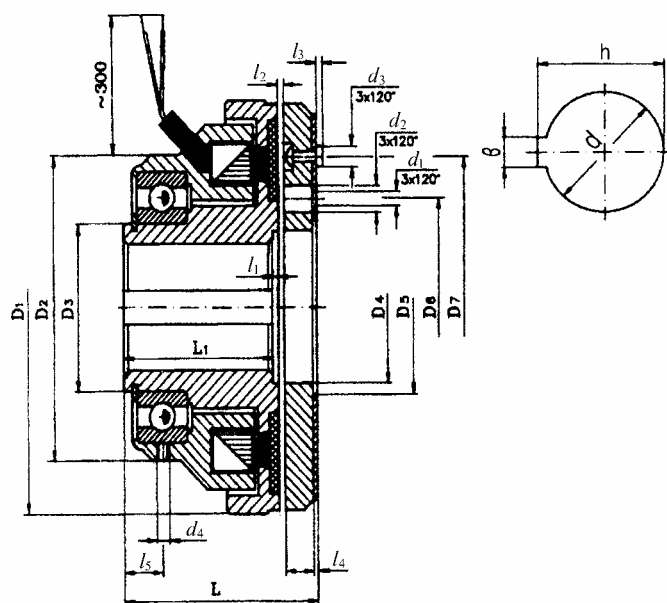


Рис.13.19. Муфта фрикционная электромагнитная однодисковая сухого трения ESM3

Таблица 13.22

Основные параметры и размеры нормально замкнутых тормозов, мм

Тип тормоза	T_H , Нм	d	D (h6)	D_1 ($\pm 0,2$)	D_2	D_3	L	l	l_1 ($-0,2$)	l_2	l_3	$n_{отв}$	Масса, кг
НЗТ-02	0,2	11	46	34	45	56	37,5	10,2	8,6	10	0,1	4	0,35
□□□□□□e	4	23	97	86	80	88	46,5	16,0	13,5	12	0,2	3	1,1
□□□□□□□	30	40	143	125	115	128	75	34,5	28,5	16	0,5	4	3,2

Примечание. Напряжение питания U=24В.

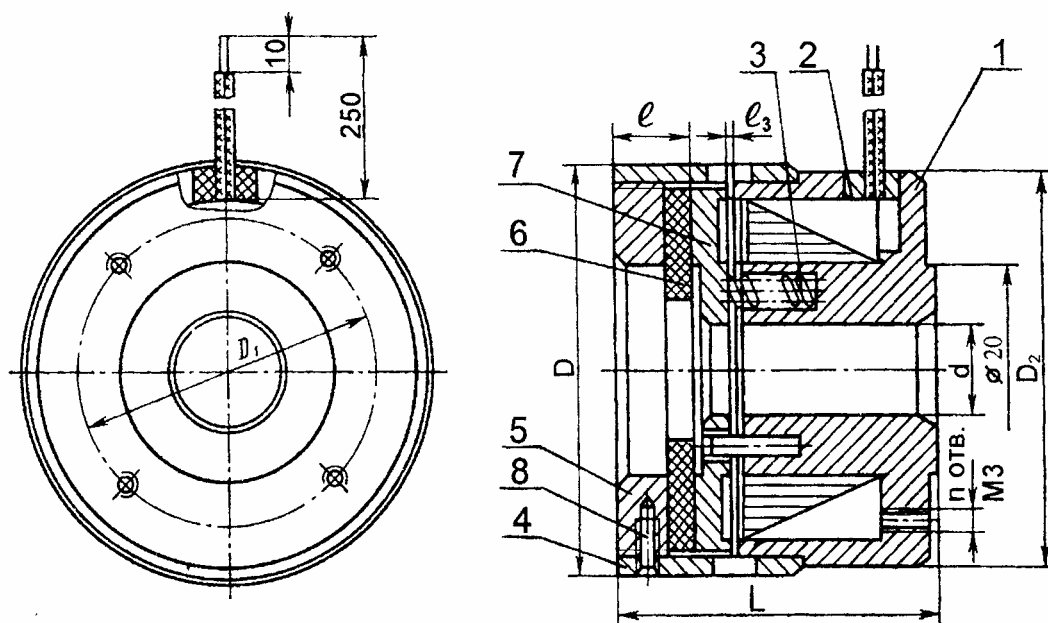
Муфты фрикционные сухого трения с пневматическим управлением. Эти муфты предназначены для установки в узлах, где необходима изоляция от попадания смазки, например, в шкивах.

В муфтах с пневматическим управлением (рис.13.21, основные размеры в табл.13.23) применены диски с фрикционными накладками на основе асбеста или металлокерамики, работающие по стали. Давление на диски передается поршнем с манжетными уплотнениями. Подвод воздуха осуществляется через отверстие в вале. Головка подвода воздуха смонтирована на торце вала, соединенного со ступицей муфты посредством шпонок или шлицев.

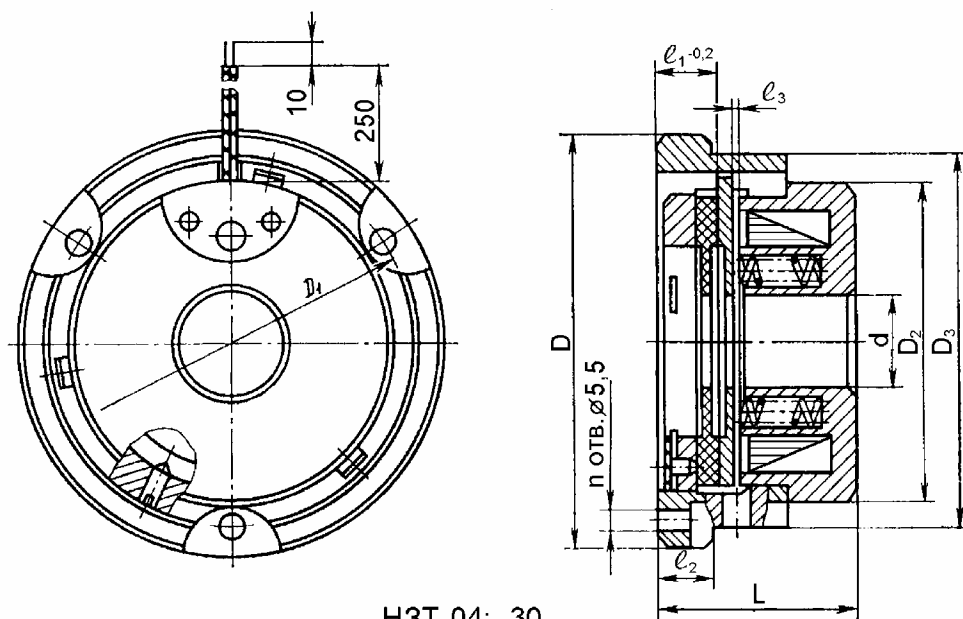
Таблица 13.23

Основные параметры и размеры муфт с пневматическим управлением, мм

Габарит муфты	T_H , Нм	d	D	D_1	D_2	D_3	d_1	d_2	d_3	L	L_1	t
15	100	25-30	90	86	80	110	43	3×6	4	64	38	5
27	220	30-40	125	120	110	145	45	3×8	4,5	70	42	6
32	350	40-48	140	135	125	165	53	3×8	5,5	80	47	7
39	500	45-55	160	155	140	185	65	3×10	6	93	63	8
43	800	50-65	180	174	155	210	75	3×10	7	98	65	9
47	1400	55-70	210	204	185	240	80	3×13	7	110	75	12
55	2800	60-75	260	252	230	290	90	3×13	10	135	90	13



H3T-02



H3T-04; -30

Рис.13.20. Нормально замкнутые тормоза

При выключении муфты поршень отжимается пружинами, равномерно расположенными по окружности. Суммарный зазор между дисками выключенной муфты составляет 1,5...2,5 мм. Потребное рабочее давление воздуха $p=0,25$ МПа.

Муфты фрикционные с гидравлическим управлением. Муфты данного типа (рис. 13.22 и 13.23, основные размеры в табл. 13.24,13.25) за счет высокого давления масла имеют малые диаметральные размеры. Усилие нажатия на диски осуществляется поршнем с манжетными уплотнениями. Масло в полость цилиндра подводится через отверстия в вале (рис. 13.22) или цилиндре муфты (рис. 13.23). При выключении муфты поршень отжимается пружинами, расположенными в корпусе муфты по окружности. Внутренние и наружные диски изготавливают из износостойкой, закаленной стали с шлифованной поверхностью, причем они часто имеют металлокерамическое покрытие на основе бронзы.

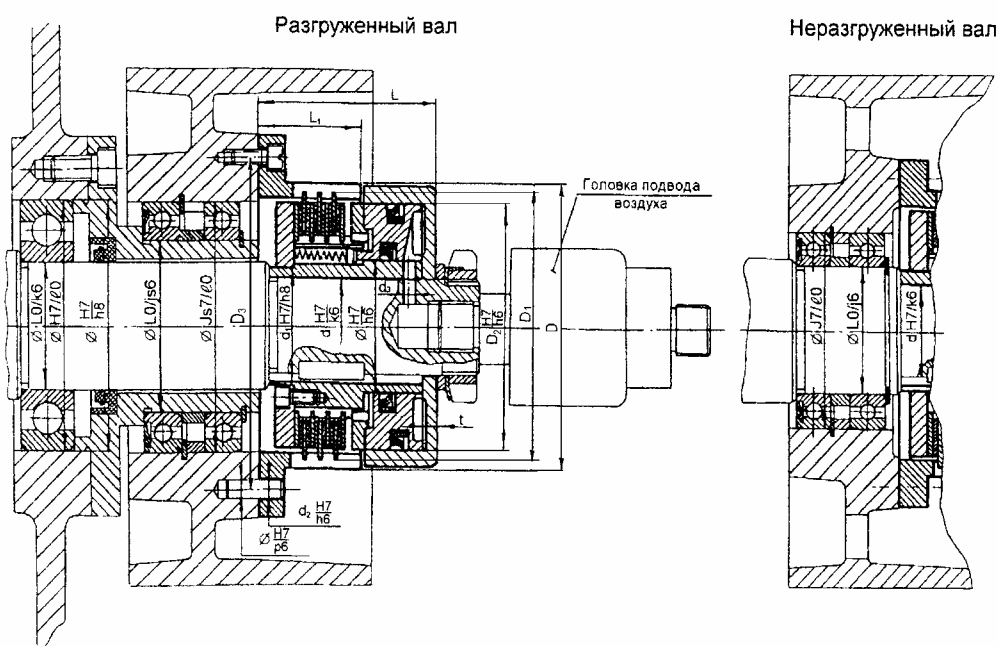


Рис.13.21. Фрикционная муфта сухого трения с пневматическим управлением

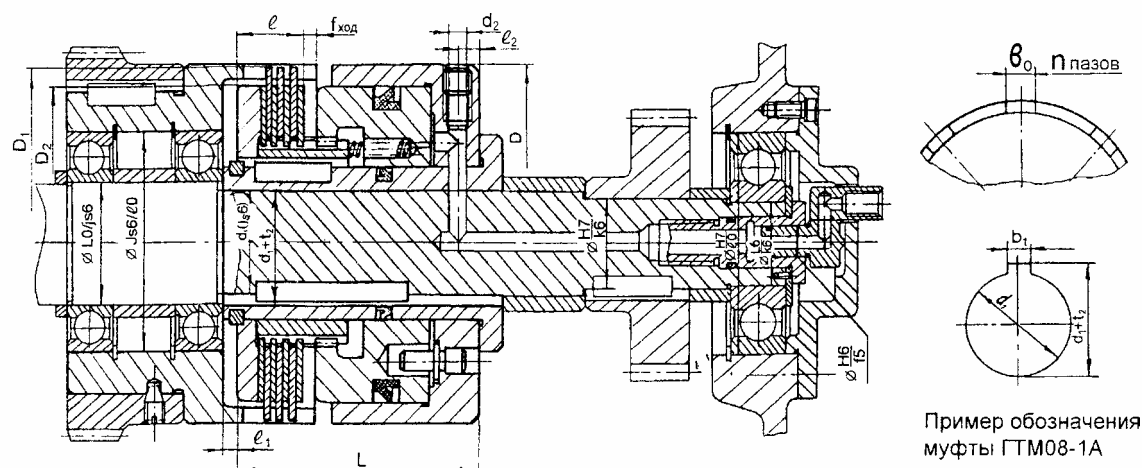


Рис.13.22. Гидравлическая фрикционная муфта ГТМ...1 с внутренним маслоподводом

Таблица 13.24

Основные параметры и размеры муфт ГТМ...1 и ГТМ...2, мм

№ муфты	T_n , Нм	D	D_1	D_2	D_3	b_0	$n_{паз}$	L	l	l_1	l_2	d_2	p , МПа
08	100	110	108	100	66	12	6	88	28	2,0	14	6	0,4...0,6
09	155	120	118	110	72	16	6	90	30	2,5	14	6	0,4...0,6
10	245	135	133	125	82	16	8	100	35	2,5	14	8	0,4...0,6
11	390	150	148	140	90	16	8	110	38	2,5	16	8	0,4...0,6
12	615	170	168	160	104	20	8	125	46	2,5	18	8	0,4...0,6
13	980	190	188	180	116	20	8	145	53	3,0	21	10	0,5...0,6
14	1550	215	213	200	130	20	8	155	58	3,0	24	10	0,5...0,6

Примечание. 1. $d_3=M16 \times 1,5$ для муфт габаритов 08...12; $d_3=Труба \frac{1}{2}$ для муфт габаритов 13,14, 2. $h=18$ мм. для муфт любого габарита.

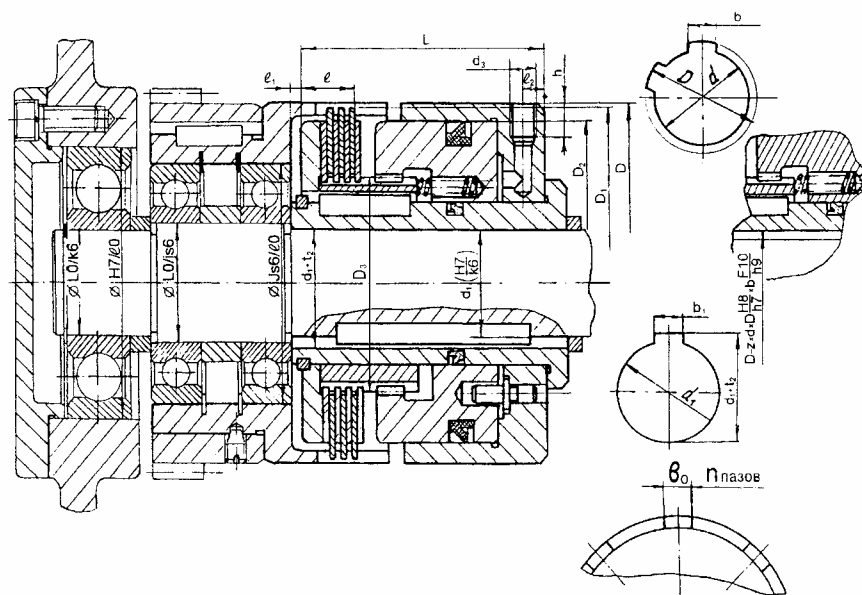


Рис.13.23. Гидравлическая фрикционная муфта ГТМ...2 с наружным маслоподводом

Таблица 13.25

Посадочные гладкие и шлицевые (центрирование по наружному диаметру) муфт ГТМ...1 и ГТМ...2, мм

Обозначение	Гладкие отверстия						Шлицевые отверстия							
	1А			2А			1Н				2Н			
Условный габарит	d_1	b_1	d_1+t_2	d_1	b_1	d_1+t_2	D	d	b	z	D	d	b	z
08	30	8	33,3	25	6	27,8	34	28	7	6	30	26	6	6
09	35	10	38,3	30	8	33,3	40	36	7	8	34	28	7	6
10	40	10	43,3	35	10	38,3	46	42	8	8	40	36	7	8
11	50	14	53,8	40	10	43,3	54	46	9	8	46	42	8	8
12	60	14	63,8	50	14	53,8	65	56	10	8	54	46	9	8
13	70	16	74,3	60	14	63,8	72	62	12	8	65	56	10	8
14	80	16	84,4	70	16	74,3	82	72	12	10	72	62	12	8

Потребное рабочее давление масла $p=0,4...0,6$ МПа, вязкость $(16...32) \cdot 10^{-6}$ м²/с при температуре 50°С. Различные конструкции для подвода масла к вращающемуся валу через его торец приведены на рис. 13.22.

Муфты исполнения ГТМ...2 могут иметь отверстия для посадки на вал как на шпонке, так и на шлицах (центрирование по наружному диаметру), а исполнения ГТМ...1 - только на шпонке. Муфты ГТМ...1 позволяют встраивать их в зубчатые передачи.

13.2.4. Расчет фрикционных муфт

У муфт нормального исполнения с постоянным числом дисков (рис. 13.11, 13.12, 3.17, 3.18 и др.) устанавливается:

1. Действительное давление на поверхностях трения муфты, МПа

$$p = \frac{1,2 \cdot 10^4 \beta T}{\pi \cdot i \cdot f (D_n^3 - D_v^3)} \leq [p_p], \quad (13.5)$$

где T - вращающий момент, Нм; β - коэффициент запаса сцепления (табл.13.11); f - коэффициент трения между дисками (табл. 13.26); $[p_p]$ - допускаемое расчетное давление на поверхностях трения; i - число пар трущихся поверхностей (равно удвоенному количеству наружных дисков z_n); D_n и D_v - наружный и внутренний диаметры поверхностей трения (см. чертежи и таблицы муфт), мм.

Допускаемое расчетное давление

$$[p_p] = [p] \cdot K_v, \quad (13.6)$$

где $[p]$ – допускаемое давление, МПа (табл. 13.26); K_v – скоростной коэффициент

$$K_v = \sqrt[3]{2,5/V_{cp}} \leq 1, \quad (13.7)$$

где $V_{cp} = \pi \cdot D_{cp} \cdot n / (6 \cdot 10^4)$ – окружная скорость, м/с на среднем диаметре поверхности трения $D_{cp} = (D_n + D_6) / 2$;

Таблица 13.26

**Допускаемые удельные давления и коэффициент трения между дисками
для трущихся пар**

Материалы трущейся пары	Муфта масляная		Муфта сухого трения		Предельная температура, °C
	$[p]$, МПа	f	$[p]$, МПа	f	
Закаленная сталь - закаленная сталь	0,5...0,8	0,06...0,08	—	—	250
Чугун-чугун или закаленная сталь	0,6...0,8	0,08...0,1	0,2...0,3	0,15	250...300
Закаленная сталь или чугун по прес- сованному асбесту с проволокой	—	—	0,2...0,3	0,25...0,4	150...250
Закаленная сталь - текстолит	0,4...0,8	0,1...0,15	—	—	120...150
Закаленная сталь - металлокерамика	0,8	0,1...0,12	0,3	0,3...0,5	550

2. Сила нажатия Q на диски муфты, Н

$$Q = p \cdot \pi \cdot (D_n^2 - D_6^2) / 4. \quad (13.8)$$

3. Сила S на толкателе (поводковой втулке) в несколько раз меньше Q за счет выигрыша в рычажной системе и для замыкающих элементов муфт нормального исполнения (рис. 13.11, 13.12) определяется по формуле

$$S = Q \cdot \frac{c + f(b + r)}{a - f(m + r)} \cdot \frac{\sin \alpha + f \cos \alpha}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \alpha}, \quad (13.9)$$

где f – коэффициент трения в шарнирах и парах трения; α – угол включения замыкающих элементов (в конце включения приближается к величине угла трения); в расчете обычно принимаются $\alpha = 8 \dots 12^\circ$, $f = 0,12 \dots 0,18$.

Размеры кулачков (a, b, c, m, r), замыкающих диски сухих и масляных муфт, указаны соответственно на рис. 13.11, 13.12 и в табл. 13.12, 13.14.

4. Сила включения на рукоятке управления муфтой

$$F_p = \frac{S \cdot l_1}{l_p} \leq 50 \dots 70, \text{ Н}, \quad (13.10)$$

откуда находится длина рукоятки l_p при известном расстоянии l_1 для рычага-вилки (рис. 13.11, табл. 13.12).

У муфт нормального исполнения с переменным числом дисков обычно определяются:

1. Необходимое число пар трущихся поверхностей

$$i_{пред} = 1,2 \cdot 10^4 \beta T / \pi [p_p] f (D_n^3 - D_6^3). \quad (13.11)$$

Найденное значение $i_{пред}$ округляется до ближайшего целого четного числа i .

2. Число наружных Z_n и внутренних Z_b дисков находятся из условия $Z = Z_n + Z_b = i + 1$, где $Z_n = 0,5i$ и $Z_b = 0,5i + 1$.

3. Действительное давление на поверхностях трения (МПа)

$$p = [p_p] \cdot i_{пред} / i. \quad (13.12)$$

У муфт оригинальной конструкции размеры трущихся поверхностей D_n и D_6 определяются по табл. 13.27. Расчет этих муфт аналогичен изложенному.

Таблица 13.27

Размеры трущихся поверхностей при проектировании муфт оригинальной конструкции

Тип муфты	Монтаж внутренних дисков			
	непосредственно на валу		на специальной втулке (корпусе)	
	D_6	D_6/D_n	D_6	D_6/D_n
Масляная	$(1,3...2)d_6$	0,5...0,7	$(2,2...3,5)d_6$	0,6...0,7
Сухого трения	—	—	$(2,5...3,5)d_6$	0,5...0,7

Примечание. d_6 - диаметр вала.**13.3. Сцепные самоуправляемые муфты**

Эти муфты автоматически соединяют или разъединяют валы (включают или выключают передачи) при наступлении особых условий в работе. В зависимости от выполняемых функций – ограничение передаваемой нагрузки, передача момента только в одном направлении, включение и выключение при заданной скорости – различают самоуправляемые муфты: предохранительные, свободного хода, центробежные.

13.3.1. Муфты предохранительные

Они предохраняют элементы машин (передачи, валы и др.) от случайных перегрузок. Обычно величину момента срабатывания назначают несколько большей $T_{\max}$, например на 25%. Основными типами предохранительных муфт являются фрикционные, пружинно-кулачковые, пружинно-шариковые и муфты с разрушающимися элементами (обычно штифтами, работающими на срез).

13.3.2. Муфты свободного хода

Эти муфты служат для передачи вращающего момента только в одном направлении. Если угловая скорость ведомой полумуфты превысит угловую скорость ведущей, муфта автоматически разъединит соединенные элементы. По принципу действия муфты свободного хода подразделяются на фрикционные, передающие вращающий момент в результате заклинивания между полумуфтами промежуточных деталей (роликов цилиндрических или эксцентриковых) и храповые (кулачковые), имеющие ограниченное распространение.

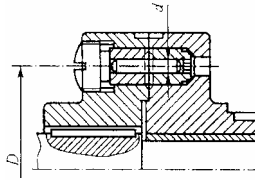
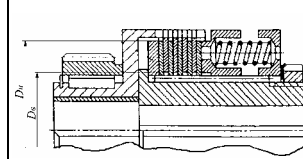
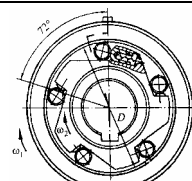
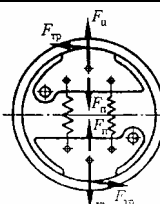
13.3.3. Муфты центробежные (пусковые)

Они служат для автоматического соединения и разъединения валов при достижении определенной частоты вращения. Они представляют собой сцепные фрикционные муфты (в основном колодочные), источником нормального усилия в которых являются центробежные силы.

В табл.13.27. приведены некоторые типы самоуправляемых муфт и зависимости, определяющие для них значения моментов срабатывания.

Таблица 13.28

Типы и момент срабатывания самоуправляемых муфт

№ пп	Тип муфты	Момент срабатывания, Н·м (пределный, расчетный, трения)
1	Предохранительная с разрушающимся элементом	 $T_{np} = \frac{\pi d^2}{4} \tau_s \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{z}{k},$ где z – число штифтов; k – коэффициент неравномерности нагружения штифтов при $z > 1$, $k=1,2$; τ_s – предел прочности штифта на срез, МПа; d – в мм; D – в м.
2	Предохранительная фрикционная	 $T_{np} = F \cdot f \cdot i \cdot \frac{D_6 + D_n}{4},$ где i – число пар поверхностей трения; F – сила сжатия фрикционных дисков, Н; f – коэффициент трения; D_6 и D_n – в м.
3	Роликовая свободного хода	 $T_p = \frac{D^3 \cdot z}{455} \quad \text{или} \quad D = 7,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_p}{z}} \quad (\text{мм}),$ где $d = \frac{D}{8}$ – диаметр ролика; z – число роликов
4	Центробежная колодочная	 $T_{mp} = \frac{G}{g} \cdot \frac{\pi^2 r}{900} \cdot n^2 \cdot f \cdot R_{mp} \cdot z,$ где z – число колодок; G – вес колодки, Н; R_{mp} – радиус трения, м; r – радиус до центра тяжести колодки, м; f – коэффициент трения; n – частота вращения, мин⁻¹; g – ускорение свободного падения, м/с².

ГЛАВА 14 РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

14.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Резьбовые соединения предназначены для крепления между собой двух или нескольких деталей.

Соединения осуществляются с помощью крепежных деталей: болтов, шпилек, гаек, шайб и стопорящих устройств. Соединения посредством винтов обеспечиваются без гайки - ее роль выполняет одна из соединяемых деталей.

Основным элементом соединений является наружная или внутренняя резьба, которая нанесена на цилиндрической или конической поверхности и имеет правое или левое направление.

Для крепежных деталей обычно применяют треугольную резьбу, отличающуюся повышенной прочностью витков и большим трением. Основные параметры цилиндрической треугольной резьбы установлены соответствующими стандартами.

Крепежные изделия - болты, винты, гайки и шайбы различаются как по форме, так и по размеру, а стопорящие устройства - по способу действия (см. приложение).

Резьбовые соединения обеспечивают высокую нагрузочную способность и надежность, удобство сборки и разборки, наличие большой номенклатуры резьбовых деталей и их стандартизацию.

Основным недостатком резьбовых соединений является их относительно низкая выносливость при действии переменных нагрузок из-за наличия концентраторов напряжений (в зонах сбега резьбы, перехода от стержня к головке болта, на первых витках гайки). Около 90% разрушений резьбовых соединений носит усталостный характер. Неточности монтажа, перекосы опорных поверхностей под головкой болта и гайкой приводят к возникновению изгибающих напряжений. Даже при малых углах перекоса (до $2^\circ 30'$) выносливость резьбовых соединений снижается на 50%.

По количеству болтов (винтов, шпилек) резьбовые соединения делятся на единичные и групповые, а по характеру сборки и нагружения на собираемые без предварительной затяжки (ненапряженные) и с предварительной затяжкой (напряженные).

В процессе изготовления болты выполняют нормальной и повышенной точности. Различают стержни болтов нормальные, чисто обработанные с постановкой с натягом в развернутое отверстие, с направляющими участками и специальные, обеспечивающие высокую податливость.

Длина нарезанной части винтов и шпилек, ввинчиваемой в деталь, обычно составляет от d до $1,5d$, где d - наружный диаметр резьбы.

В зависимости от назначения соединения применяют гайки, отличающиеся как по форме, так и высоте: нормальные, уменьшенные и высокие. В качестве материалов для изготовления болтов, винтов, шпилек и гаек используется низко- и среднеуглеродистые стали (Ст3, Ст4, Ст5), углеродистые качественные марок 35, 45, легированные - 38ХА и др. Прочностные характеристики деталей резьбового соединения приведены в таблице 14.1 (ГОСТ 1752).

Таблица 14.1

Значения пределов прочности и текучести материала деталей резьбового соединения

Марка материала		Предел прочности σ_b , МПа		Предел текучести σ_T , МПа
Болт	Гайка	min	max	
Ст3,10	Ст3	300	500	200
20	Ст3	400	550	250
30, 35	10	500	700	300
35, 45, 40Г	25	600	800	360
35Х, 38ХА	20, 35, 45	800	900	650
40Г2, 40Х, 30ХГСА	35Х, 38ХА	850	950	700

Условное обозначение “Болт 2М6×0,75-4g×30 30ХГСА ГОСТ 7796” означает, что болт выполнен в соответствии с размерным стандартом ГОСТ 7796 по исполнению 2 ($d=6$ мм, длина 30мм, резьба метрическая мелкого шага $p=0,75$ мм, средний и наружный диаметры 4-й степени точности с отклонением g) из стали 30ХГСА.

Возможны следующие варианты действия внешней нагрузки на резьбовое соединение: а) сила или момент, действующие перпендикулярно плоскости стыка; б) сила или момент, действующие в плоскости стыка; в) общий случай действия силы и момента.

Под действием внешней нагрузки могут иметь место следующие виды повреждения резьбового соединения: разрушение резьбы, работающей на срез, смятие и изгиб; срез головки болта; разрыв или срез стержня болта.

Так как крепежные детали стандартизованы, а размеры их - высота головки болта, гайки, а также высота и толщина витков - обоснованы из условия равнопрочности по отношению к прочности стержня болта, то расчетом достаточно определить внутренний диаметр резьбы d_1 или площадь сечения болта (по внутреннему диаметру резьбы) - $A_{б1}$ и подобрать стандартные резьбовые крепежные детали с резьбой, соответствующей расчетной (табл. 14.2).

Таблица 14.2

Значения параметров метрической резьбы

Резьба	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M24	M27	M30	M36
d_1 , мм	6,65	8,38	10,11	11,84	13,84	15,29	17,29	20,75	23,75	26,21	31,67
$A_{б1}$, мм ²	34,73	55,10	80,21	110,01	150,33	183,71	234,90	338,23	443,09	539,58	787,75

14.2. ЖЕСТКОСТЬ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Все детали резьбового соединения делятся на две группы: детали болта и соединяемые детали (рис.14.1).

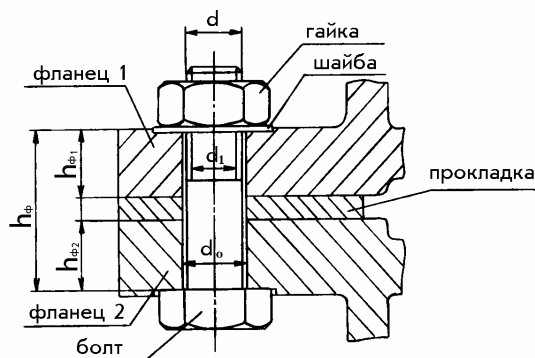


Рис. 14.1 Классификация деталей болтового соединения

К первой группе относятся детали, деформация которых под действием силы затяжки и внешней нагрузки имеет один и тот же знак, т.е. деформация которых после приложения внешней нагрузки по абсолютной величине возрастает (болт, винт, шпилька). Ко второй относятся детали, деформация которых под действием силы затяжки и внешней нагрузки имеет противоположные знаки, т.е. деформация которых после приложения внешней нагрузки по абсолютной величине уменьшается (основание, фланцы, прокладка).

Таким образом, резьбовое соединение характеризуется коэффициентами податливости группы деталей болта - $\lambda_б$ и соединяемых деталей - $\lambda_д$.

В расчетах напряженных резьбовых соединений используется также коэффициент внешней нагрузки χ , характеризующий долю внешней нагрузки, приходящийся на болт и определяемый выражением

$$\chi = \frac{\lambda_o}{\lambda_o + \lambda_b} \quad (14.1)$$

14.2.1. Определение суммарной податливости группы деталей болта и соединяемых деталей

Приблизленно коэффициент податливости болта, мм/Н, определяется по зависимости

$$\lambda_b = \frac{1.28 l_{bp}}{E_b d^2} + \frac{0.85}{E_b d} \quad (14.2)$$

график которой представлен на рис. 14.2 в функции отношения l_{bp}/d , где l_{bp} - расчетная длина болта; E_b - модуль упругости материала болта, МПа.

Второе слагаемое здесь учитывает податливость резьбы в гайке и корпусе (для шпильки или винта).

Приблизленно коэффициент податливости соединяемых деталей, мм/Н, для однофланцевого и двухфланцевого соединений ($m=1$ и $m=2$) без прокладок или с металлическими плоскими прокладками определяются по зависимости

$$\lambda_o = \lambda_\phi = \frac{1.46 m}{E_o d_o} \cdot \lg 3 \cdot \frac{1 + h_\phi / m d_o}{3 + h_\phi / m d_o} \quad (14.3)$$

график которой приведен на рис. 14.3 в функции отношения h_ϕ/d_o , где h_ϕ - суммарная высота фланцев с учетом толщины прокладок, мм; d_o - диаметр отверстия под болт, мм.

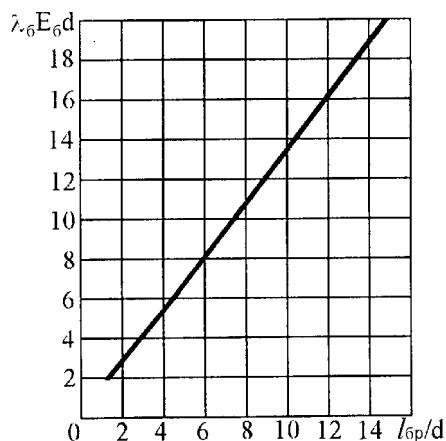


Рис. 14.2. Зависимость податливости болта от его параметров

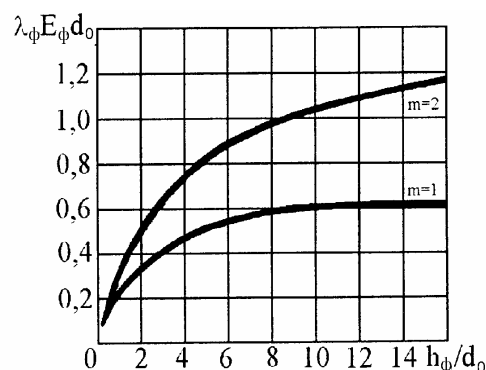


Рис. 14.3. Зависимость податливости соединяемых деталей от их параметров

Податливость обыкновенной подкладной шайбы сравнительно мала и ею обычно пренебрегают.

При различных материалах фланцев приведенный модуль упругости $E_o = E_\phi$

$$\frac{1}{E_\phi} = \frac{1}{E_{\phi_1}} \cdot \frac{h_{\phi_1}}{h_\phi} + \frac{1}{E_{\phi_2}} \cdot \frac{h_{\phi_2}}{h_\phi} \quad ,$$

где E_{ϕ_1} ; E_{ϕ_2} ; h_{ϕ_1} ; h_{ϕ_2} - модуль упругости материалов фланцев, МПа, и их высота, мм (рис. 14.1). При наличии металлических прокладок их толщина учитывается в общей толщине

не соединяемых деталей, а приведенный модуль упругости определяется с учетом того же выражения.

В случае крепления конструкции к основанию с малым модулем упругости при использовании фундаментных болтов коэффициент податливости соединяемых деталей и основания

$$\lambda_{\partial} = \lambda_{\phi} + \lambda_{осн} . \quad (14.4)$$

Здесь
$$\lambda_{осн} = \frac{1}{K_{осн} \cdot A_{ст1}} , \quad (14.5)$$

где $K_{осн}$ - коэффициент жесткости основания, Н/мм³ (табл. 14.3);

$A_{ст1}$ - площадь стыка, приходящаяся на один болт, мм².

Таблица 14.3

Значения коэффициента жесткости и модуля упругости основания

Материал основания	$K_{осн}$, Н / мм ³	$E_{осн}$, МПа
Бетон	8...12	(0,02 ... 0,03) · 10 ⁶
Железобетон	10...15	
Кирпичная кладка	4...5	0,003 · 10 ⁶
Бутовая кладка	5...6	

14.2.2. Определение коэффициента внешней нагрузки

Для упрощения расчета коэффициента внешней нагрузки χ можно использовать графические зависимости (рис. 14.4 - 14.6) для жесткого и податливого оснований.

Жесткое основание. При установке болтов по схемам на рис.14.4,а коэффициент основной нагрузки определяется графиками (рис. 14.4, б) в зависимости от отношения h_{ϕ}/d соответственно для однофланцевого (сплошные линии) и двухфланцевого соединения (пунктирные линии) в предположении, что $l_{\partial\phi}=1,1h_{\phi}$. Графики даны для случаев соединения деталей (фланцев) из стали и чугуна. При этом коэффициент податливости соединяемых деталей определяется зависимостями, приведенными на рис. 14.3 соответственно при $m=1$ и $m=2$ и значениях модуля упругости для стали и чугуна, причем здесь $d_0=1,1d$.

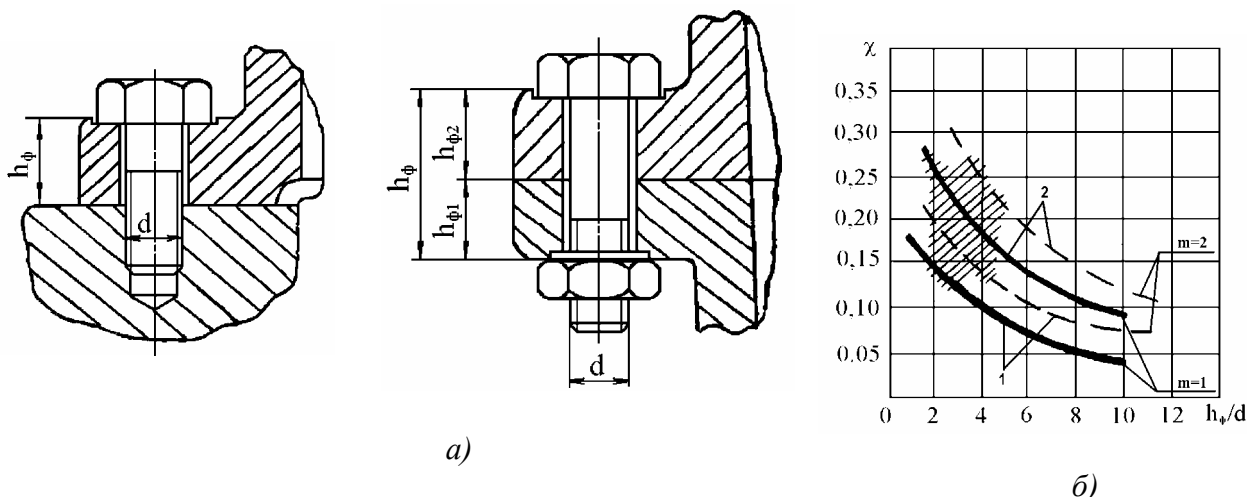


Рис. 14.4. Однболтовое соединение с жестким основанием: а - схема соединения; б - зависимость коэффициента основной нагрузки от параметров соединения:

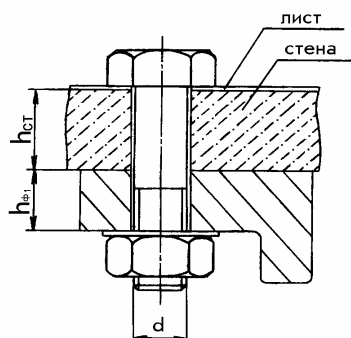
$$1 - E_{\phi} = E_{\phi} = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}; 2 - E_{\phi} = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}; E_{\phi} = 10^5 \text{ МПа}$$

Для двухфланцевого соединения при различных материалах фланцев (сталь - чугун) коэффициент χ находится в области между пунктирными линиями в зависимости от отношения $h_{ф ст}/h_{ф чуг}$.

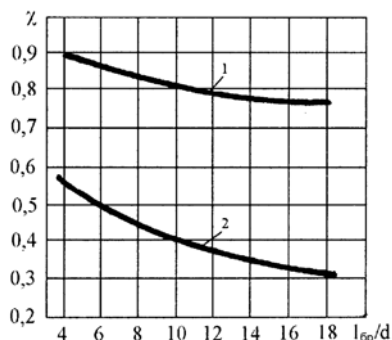
Выделенная зона на графиках соответствует распространенному отношению $h_{ф}/d$ для одно- и двухфланцевого соединений.

Податливое основание. При установке болтов по схеме на рис. 14.5,а коэффициент основной нагрузки определяется графиком (рис. 14.5,б) в зависимости от отношения $l_{бп}/d$, где $l_{бп} \cong h_{ст} + 2d$.

Графики даны для случаев крепления металлического кронштейна к стене из кирпичной кладки и бетона. При этом коэффициент податливости соединяемых деталей определяется зависимостью на рис. 14.3 при $h_{ф} = h_{ст}$, $m=2$ и модуле упругости $E_{\delta} = E_{осн}$.

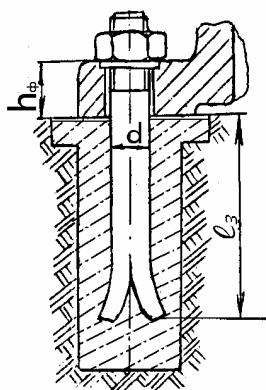


а)

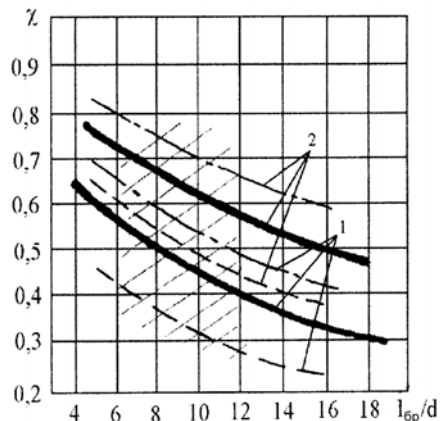


б)

Рис. 14.5. Одноболтовое соединение с податливым основанием: а - схема соединения; б - зависимость коэффициента основной нагрузки от параметров соединения, где
1 - $E_{осн} = 0,2 \cdot 10^5$ МПа (бетон); 2 - $E_{осн} = 0,03 \cdot 10^5$ МПа (кирпичная кладка)



а)



б)

Рис. 14.6. Соединение фундаментным болтом: а - схема соединения; б - зависимость коэффициента основной нагрузки от параметров соединения, где
1 - $K_{осн} = 11,5$ Н/мм³ (бетон); $A_{ст1} = 35000$ мм²; $\lambda_{осн} = 2,5 \cdot 10^{-6}$ мм/Н;
2 - $K_{осн} = 8$ Н/мм³ (бетон); $A_{ст1} = 25000$ мм²; $\lambda_{осн} = 5 \cdot 10^{-6}$ мм/Н;
----- M12; ——— M20; M30

Для фундаментных болтов (рис. 14.6,а) коэффициент основной нагрузки определяется графиком (рис. 14.6,б) также в зависимости от отношения $l_{бп}/d$, где $l_{бп} \cong 0,3 l_з + 2d$ ($l_з$ - длина болта, залитого в бетон).

Графические зависимости указаны для бетонных оснований при различных значениях коэффициентов их жесткости и площади стыка под одним болтом. Заштрихованная зона

соответствует глубине заделки болтов $l_3 = (12...30)d$. Следует отметить, что здесь $\lambda_{\phi} \ll \lambda_{осн}$, в связи с этим податливость фланцев при высокой упругости основания может не учитываться.

14.3. РАСЧЕТ ОДИНОЧНОГО РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ ПРИ ДЕЙСТВИИ ПОСТОЯННОЙ НАГРУЗКИ

14.3.1. Предварительно незатянутое резьбовое соединение

1. При нагружении резьбового соединения растягивающей силой F , Н его стержень испытывает деформацию растяжения (рис. 14.7).

Проектировочный расчет. Заключается в определении площади сечения болта $A_{б1p}$ (по внутреннему диаметру резьбы), либо внутреннего диаметра резьбы d_{1p} , мм:

$$A_{б1p} = \frac{F}{|\sigma_p|}; \quad (14.6)$$

$$d_{1p} = \sqrt{\frac{4F}{\pi|\sigma_p|}}. \quad (14.7)$$

Затем по стандарту находят резьбу, удовлетворяющую условию $A_{б1} \geq A_{б1p}$, или $d_1 \geq d_{1p}$ (табл. 14.2) и подбирают стандартные резьбовые крепежные детали с принятой резьбой.

Проверочный расчет. При известных параметрах резьбового соединения расчет сводится к проверке условия прочности на растяжение

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq |\sigma_p|. \quad (14.8)$$

Здесь $|\sigma_p|$ - допускаемые напряжения растяжения, МПа

$$|\sigma_p| = \frac{\sigma_T}{|S_T|}, \quad (14.9)$$

где σ_T - предел текучести (табл. 14.1); $|S_T|$ - запас прочности (табл. 14.4).

Таблица 14.4

Значения минимального запаса прочности по пределу текучести $|S_T|$

Материал (сталь)	Нагрузка постоянная			Нагрузка переменная		
	$d=6...16$	$d=16...30$	$d=30...60$	$d=6...16$	$d=16...30$	$d=30...60$
Углеродистая	4...3	3...2	2...1.5	10...6,5	6,5	-
Легированная	6...4	4...2,5	2,5	7,5...5	5	-

Примечание. d - номинальный наружный диаметр резьбы, мм.

2. При нагружении резьбового соединения, выполненного без зазора по его цилиндрическим поверхностям, сдвигающей силой $F_{сд}$, Н, стержень болта испытывает деформацию среза в плоскостях стыка деталей и деформацию смятия по площади полуцилиндров (рис.14.8).

Проектировочный расчет. В этом случае определяется расчетный диаметр гладкой части стержня болта $d_{см p}$ (мм) исходя из его прочности на срез и смятие:

$$d_{см p} = \sqrt{\frac{4F_{сд}}{\pi|\tau|}}; \quad (14.10)$$

$$d_{см p} = \frac{F_{сд}}{l_{\min}|\sigma_{см}|}. \quad (14.11)$$

Далее по стандарту находят резьбу с $d_{cm} \geq d_{cm p}$ и подбирают стандартные крепежные резьбовые детали.

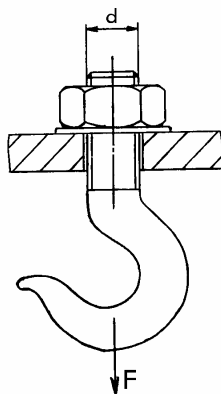


Рис. 14.7. Соединение, работающее на растяжение

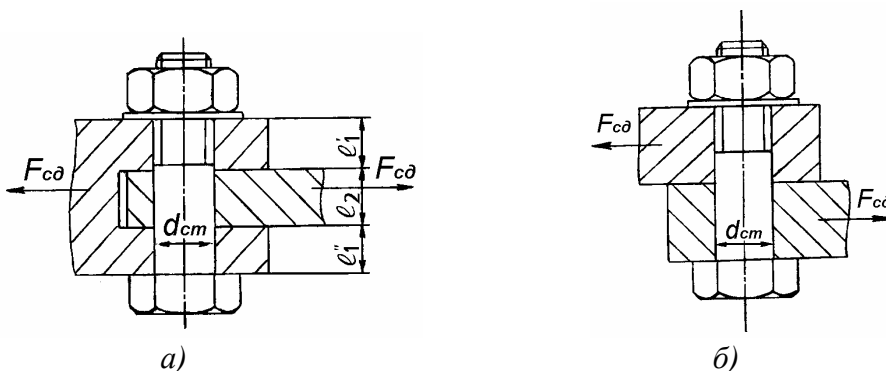


Рис. 14.8. Соединение, работающее на срез и смятие

Проверочный расчет. При известных параметрах резьбового соединения проверяются условие прочности на срез, а также при $l_{min} < d_{cm}$ на смятие:

$$\tau = \frac{4F_{c\delta}}{i\pi d_{cm}^2} \leq |\tau|; \quad (14.12)$$

$$\sigma_{cm} = \frac{F_{c\delta}}{d_{cm} l_{min}} \leq |\sigma_{cm}|. \quad (14.13)$$

Здесь i - число поверхностей среза (на рис. 14.8,а $i = 2$; на рис. 14.8,б $i=1$); l_{min} - наименьшая длина зоны контакта болта с одной из соединяемых деталей (наименьшая из $l = l_1' + l_1''$ и $l = l_2$ на рис. 14.8,а);

$|\tau|$ - допускаемое напряжение среза, МПа; для стали $|\tau| = (0,2...0,3)\sigma_T$; $|\sigma_{cm}|$ - допускаемое напряжение смятия, МПа; для стали $|\sigma_{cm}| = (0,3...0,4)\sigma_T$; σ_T - табл. 14.1.

14.3.2. Предварительно затянутое резьбовое соединение

1. При нагружении резьбового соединения внешней растягивающей силой F его стержень испытывает деформацию растяжения, как и от усилия предварительной затяжки $F_{зам}$ (рис. 14.9). При этом результирующая сила, действующая на болт (шпильку) определяется из выражений:

$$F_p = K_3 F_{зам} + \chi F \quad (14.14)$$

или

$$F_p = K_3 (F_{зам} + \chi F), \quad (14.15)$$

где K_z - коэффициент затяжки, учитывающий действие момента в резьбе, возникающего при затяжке соединения, на напряженное состояние в стержневой части, $K_z = 1,3$; χ - коэффициент внешней нагрузки (см. 14.2.2).

Второе выражение в отличие от первого предполагает подтяжку резьбового соединения при действии внешней силы.

Для предотвращения раскрытия стыка необходимо обеспечить условие

$$F_{зам} = \nu(1 - \chi) F, \quad (14.16)$$

где ν - запас по плотности стыка: для стыка металл - металл при постоянной нагрузке $\nu = 1,25 \dots 2$, при переменной нагрузке $\nu = 2,5 \dots 4$; для стыка металл по неметаллическому основанию соответственно $\nu = 1 \dots 1,25$.

Проектировочный и проверочный расчеты в этом случае проводятся по формулам (14.6), (14.7) и (14.8) при условии, что в них $F = F_p$.

2. При нагружении резьбового соединения поперечной (сдвигающей) силой $F_{сд}$ (рис. 14.10) для исключения взаимного перемещения деталей в пределах зазора за счет сил трения на поверхностях стыка усилие затяжки определяется выражением

$$F_{зам} = \frac{K_{сц} F_{сд}}{f_{см} i}, \quad (14.17)$$

где $K_{сц}$ - коэффициент запаса сцепления, $K_{сц} = 1,3 \dots 1,5$ - при статической нагрузке; $K_{сц} = 1,8 \dots 2,0$ - при переменной нагрузке; $f_{см}$ - коэффициент трения для поверхностей стыка (для металлических поверхностей без смазки $f_{см} = 0,15 \dots 0,2$; для стыка металл по неметаллическому основанию $f_{см} = 0,35$); i - число пар трения (для соединения на рис. 14.10 $i=1$).

Проектировочный и проверочный расчеты в данном случае проводятся по формулам (14.6), (14.7) и (14.8) при условии, что в них $F = K_z F_{зам}$.

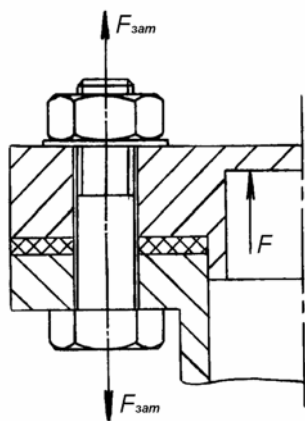


Рис. 14.9. Соединение, работающее на растяжение

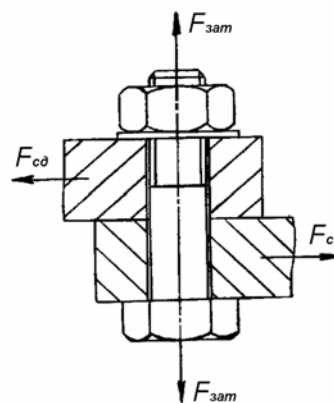


Рис. 14.10. Соединение, работающее на сдвиг

3. При совместном действии внешних растягивающей F и сдвигающей $F_{сд}$ сил остаточное усилие затяжки $F'_{зам}$ должно обеспечивать предотвращение относительного сдвига скрепляемых деталей и необходимую плотность стыка, т. е.

$$F'_{зам} = \frac{K_{сц} \cdot F_{сд}}{f_{см} \cdot i} \quad (14.18)$$

и

$$F'_{зам} = |\sigma_{см \min}| A_{см}, \quad (14.19)$$

где $A_{см}$ - площадь стыка, мм^2 ; $|\sigma_{см \min}|$ - минимально допустимое давление в стыке, МПа (табл. 14.5).

Следует отметить, что в случае, если наибольшее значение $F'_{зам}$ получается из выражения (14.18), то при наличии стыка металл-неметалл (неметаллическое основание) необходимо проверить максимальное давление в стыке из условия

$$\sigma_{cm \max} = \frac{F'_{зам}}{A_{cm}} \leq |\sigma_{cm \max}|, \quad (14.20)$$

где $|\sigma_{cm \max}|$ - максимально допустимое давление в стыке, МПа (табл. 14.6).

Если это условие не соблюдается, то необходимо увеличить площадь стыка A_{cm} .

С учетом наибольшего значения остаточного усилия затяжки определяется необходимая величина его предварительного усилия, т.е.

$$F_{зам} = F'_{зам} + (1 - \chi) F. \quad (14.21)$$

После определения результирующей силы F_p по зависимостям (14.14) либо (14.15) проекторочный и проверочный расчеты проводятся по формулам (14.6), (14.7) и (14.8) при условии, что в них $F = F_p$.

Таблица 14.5

Значения минимально-допустимого давления в стыке

Тип соединения	$ \sigma_{cm \min} $, МПа
Металлические стыки повышенной жесткости	1,0...2,0
Металлические стыки нормальной жесткости	0,3...0,5
Стыки металл-неметалл	≥ 0

Таблица 14.6

Значения максимально-допустимого давления в стыке

Материал фундамента		$ \sigma_{cm \max} $, МПа
Кирпичная кладка	на известковом растворе	0,7...1,0
	на цементном растворе	1,5...2,0
Бетон		1,0...2,5

14.4. РАСЧЕТ ОДИНОЧНОГО РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ ПРИ ДЕЙСТВИИ ПЕРЕМЕННОЙ НАГРУЗКИ

Обеспечение прочности резьбовых соединений при переменных нагрузках является сложной проблемой, т.к. на практике наиболее частой причиной их выхода из строя является усталостное разрушение. Вероятность усталостного разрушения зависит от величины переменной составляющей нагрузки χF , действующей на резьбовое соединение обычно по пульсационному (отнулевому) закону, наличия концентраторов напряжений и предела выносливости материала болта.

Для предотвращения усталостного разрушения необходимо снижать величину коэффициента внешней нагрузки χ , чтобы меньшая часть переменной нагрузки F приходилась на болт, а большая на соединяемые детали. Согласно формуле (14.1) это достигается снижением жесткости болта и увеличением жесткости деталей стыка, т.е. при выполнении правила конструирования резьбовых соединений, работающих в условиях переменных нагрузок: податливые болты - жесткие соединяемые детали. Важным фактором здесь являются так же меры по снижению концентрации напряжений.

При расчете резьбового соединения при переменных нагрузках используются следующие напряжения цикла, МПа:

-амплитудное

$$\sigma_a = 0,5\chi \frac{F_{\max}}{A_{\sigma 1}}; \quad (14.22)$$

-среднее

$$\sigma_m = \sigma_{зам} + \sigma_a = \frac{(K_3 F_{зам} + 0,5 \chi F_{max})}{A_{б1}} ; \quad (14.23)$$

-максимальное

$$\sigma_{max} = \sigma_{зам} + 2\sigma_a = \frac{(K_3 F_{зам} + \chi F_{max})}{A_{б1}} , \quad (14.24)$$

где $F_{зам}$, F_{max} - усилие затяжки и максимальная внешняя растягивающая сила, Н; $A_{б1}$ - табл. 14.2; χ - коэффициент внешней нагрузки (см. 14.2.2); K_3 - коэффициент затяжки, $K_3=1,3$.

14.4.1. Расчет по максимальным напряжениям

При расчете по максимальным напряжениям запас статической прочности

$$s_\sigma = \frac{\sigma_T}{\sigma_{max}} \geq |s_\sigma| , \quad (14.25)$$

где $|s_\sigma| \geq 1,25$ - запас по статической прочности.

14.4.2. Расчет по переменным напряжениям

Приведенный эффективный коэффициент концентрации напряжений в резьбе определяется по формуле

$$K_\sigma = [1 + q(k_T - 1)] \frac{1}{K_{d\sigma} \beta_\sigma k_y} , \quad (14.26)$$

где q - коэффициент чувствительности материала болта к концентрации напряжений: для углеродистых сталей $q = 0,5 \dots 0,6$; для легированных $q = 0,7 \dots 0,8$; k_T - теоретический коэффициент концентрации напряжений в рабочей части резьбы, устанавливается в зависимости от отношения радиуса впадины r и шага p резьбы (рис. 14.11); $K_{d\sigma}$ - коэффициент, учитывающий влияние масштабного фактора, находится в зависимости от диаметра болта d и шага p (рис. 14.12); β_σ - коэффициент деформирования, при работе гайки на деформацию сжатия $\beta_\sigma = 1$; при работе гайки в зоне резьбы частично или по всей длине на растяжение $\beta_\sigma = 1,35 \dots 1,6$; k_y - коэффициент, учитывающий технологическое упрочнение: при нарезанной резьбе $k_y=1$; при накатанной $k_y = 1,25$.

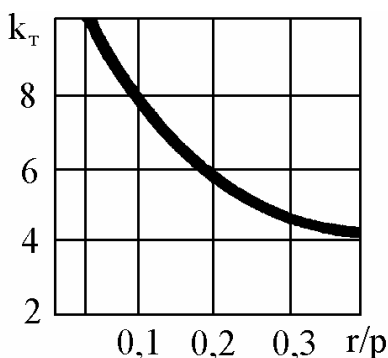


Рис. 14.11. Теоретический коэффициент концентрации напряжений

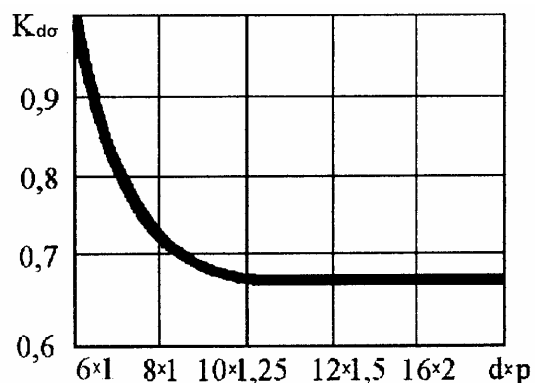


Рис. 14.12. Коэффициент масштабного фактора

С учетом K_σ предел выносливости резьбового соединения по амплитуде определяется выражением

$$\sigma_{a \lim} = \frac{\sigma_{-1pc}}{K_\sigma} , \quad (14.27)$$

где σ_{-1pc} - предел выносливости для гладкого образца при знакопеременном симметричном растяжении-сжатии, МПа, $\sigma_{-1pc} \approx (0,3...0,35)\sigma_{\sigma}$, σ_{σ} - табл. 14.1.

При расчете по переменным напряжениям запас прочности по амплитудам:

$$\text{при } \sigma_m \geq 0,5\sigma_T \quad s_{\sigma_a} = \frac{\sigma_{a \lim}}{\sigma_a} \geq |s_{\sigma_a}|; \quad (14.28)$$

$$\text{при } \sigma_m < 0,5\sigma_T \quad s_{\sigma_a} = 2 \frac{\sigma_{a \lim}}{\sigma_a} \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_T}\right) \geq |s_{\sigma_a}|, \quad (14.29)$$

где σ_T - табл. 14.1; $|s_{\sigma_a}|$ - минимальный запас прочности по амплитудам напряжения, $|s_{\sigma_a}| = 2,5...4$.

Следует отметить, что в соединениях с малым значением коэффициента внешней нагрузки χ , с накатанной резьбой и сглаженной неравномерностью распределения нагрузки по виткам резьбы несущая способность соединения лимитируется не усталостной, а статической прочностью.

14.5. РАСЧЕТ ГРУППОВОГО РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ

При расчете группового резьбового соединения используются следующие исходные данные:

1. Система внешних силовых факторов, приложенных к узлу - вращающие моменты, Н·м; окружные и радиальные силы, Н; натяжение ветвей ремня и цепи, Н; собственная масса узла, кг. (Собственная масса редуктора или коробки скоростей определяется $m \approx (0,002...0,003) \cdot V$, где V - объем корпуса, см³, а масса электродвигателя по каталогу).

2. Размеры присоединительной поверхности (стыка) узла, мм - определяются в процессе проектирования.

3. Количество болтов - n и расстояние между их осями, мм. Предполагается, что болты одинакового диаметра поставлены в отверстия с зазором и распределены равномерно по стыку. Конструкция является достаточно жесткой, что позволяет принять стык плоским как до, так и после приложения нагрузки.

Расчет групповых болтовых соединений сводится к определению нагрузки на наиболее нагруженный болт (шпильку) из условий отсутствия сдвига корпуса под нагрузкой относительно основания и отсутствия раскрытия стыка.

С учетом этой нагрузки далее проводятся проектировочный и проверочный расчеты как это излагалось для одиночного резьбового соединения. Проверяется также давление в стыке.

Предварительное выявление геометрических параметров соединения производится конструктивно.

Ориентировочное значение диаметров болтов обычно принимают исходя из следующих рекомендаций: для чугунных деталей $d = (1,8...2,4)\delta_{cm}$; для стальных деталей $d = (2,2...2,8)\delta_{cm}$, где δ_{cm} - толщина стенки корпуса, мм; для редукторов по зависимости

$$d = \sqrt[3]{4T_{\max}} \geq 10 \text{ мм}, \quad (14.30)$$

где $T_{\max}$ - максимальный момент на тихоходном валу, Н·м.

Наиболее распространенные виды присоединительных стыков и их характеристики приведены в табл. 14.7.

Последовательность расчета группового резьбового соединения следующая:

1. Определение величины, направления и места приложения внешних силовых факторов (см. раздел передачи).

2. Нахождение центра приведения внешних силовых факторов (точка О).

Площадь стыка разбивается на отдельные площадки (прямоугольники, квадраты и т.д.). Координаты центра приведения (совпадают с центром тяжести плоскости стыка) будут:

$$x_0 = \frac{\sum A_{cm\ i} \cdot x_i}{A_{cm}} ; \quad y_0 = \frac{\sum A_{cm\ i} \cdot y_i}{A_{cm}} , \quad (14.31)$$

где $A_{cm\ i}$; x_i ; y_i - площадь и координаты центра тяжести i -ой площадки плоскости стыка относительно осей x' и y' (рис. 14.13).

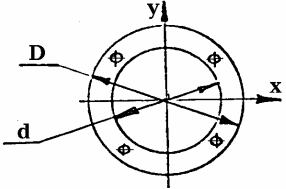
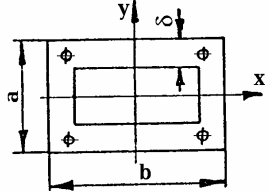
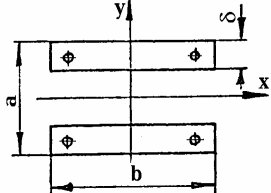
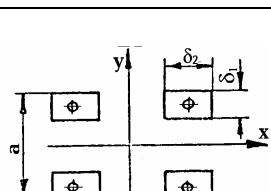
Для крепежных плоскостей, имеющих две оси симметрии, центр приведения находится на их пересечении. При наличии одной оси симметрии центр приведения лежит на ней. В этих случаях определение центра приведения упрощается.

3. Приведение всех внешних силовых факторов в точку О.

Силы и моменты раскладываются по осям координат и по правилам статики производится их приведение: моменты в плоскости их действия и силы по линии их действия переносятся без добавления каких-либо силовых факторов; силы не по линии их действия переносятся с добавлением момента.

Таблица 14.7

Геометрические характеристики стыков

Форма стыка	Площадь стыка A_{cm} , мм ²	Полярный статический момент S_p , мм ³	Моменты инерции площади стыка	
			$I_{cm\ x}$, мм ⁴	$I_{cm\ y}$, мм ⁴
	$\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$	$\frac{\pi}{12}(D^3 - d^3)$	$\frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)$	$\frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)$
	$2[b\delta + (a - 2\delta)\delta]$	$b\delta\sqrt{(a - \delta)^2 + \frac{1}{4}b^2} + (a - 2\delta)\delta \cdot \sqrt{(b - \delta)^2 + \frac{1}{4}(a - 2\delta)^2}$	$\frac{ba^3 - (b - 2\delta)}{12} \cdot \frac{(a - 2\delta)^3}{12}$	$\frac{ab^3 - (a - 2\delta)}{12} \cdot \frac{(b - 2\delta)^3}{12}$
	$2b\delta$	$b\delta\sqrt{(a - \delta)^2 + \frac{1}{4}b^2}$	$\frac{b[a^3 - (a - 2\delta)^3]}{12}$	$\frac{2\delta b^3}{12}$
	$4\delta_1\delta_2$	$b\delta_1\sqrt{(a - \delta_1)^2 + \frac{1}{4}b^2} - \delta_1(b - 2\delta_2) \cdot \sqrt{(a - \delta_1)^2 + \frac{1}{4}(b - 2\delta_2)^2}$	$\frac{\delta_2[a^3 - (a - 2\delta_1)^3]}{6}$	$\frac{\delta_1[b^3 - (b - 2\delta_2)^3]}{6}$

В итоге после суммирования одноименных силовых факторов получаем проекции главного момента (M_x ; M_y ; M_z , Н·м) и главного вектора силы (F_x ; F_y ; F_z , Н) на оси координат (рис.14.13).

4. Определение сдвигающей силы $F_{сд}$, Н, действующей в плоскости стыка.

Производится по формуле

$$F_{cd} = k_1 F_{xy} + k_2 F_{Mz}, \quad (14.32)$$

где $F_{xy} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$; $F_{Mz} = 10^3 \cdot M_z \frac{A_{cm}}{S_p}$; A_{cm} ; S_p – табл. 14.7;

$k_1 = 1$; $k_2 = \frac{1}{3}$ при $F_{xy} \geq F_{Mz}$; $k_1 = \frac{1}{3}$; $k_2 = 1$ при $F_{xy} < F_{Mz}$.

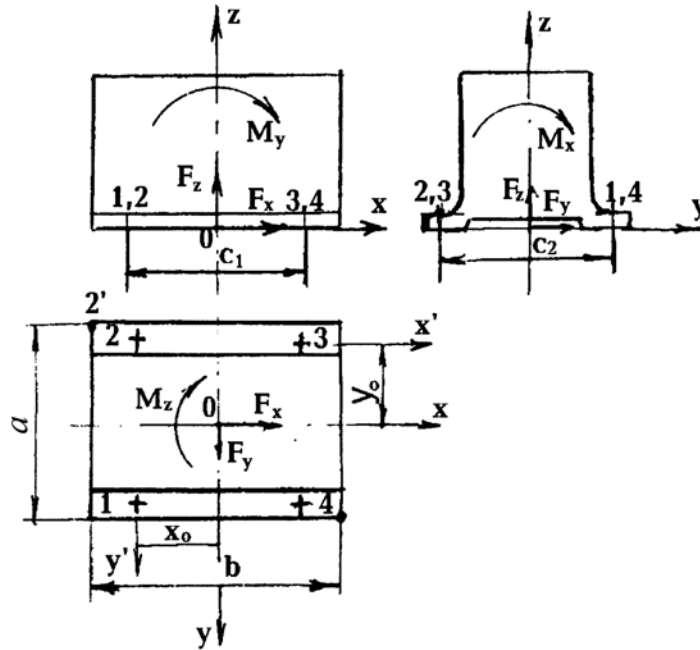


Рис. 14.13. Соединение посредством группы болтов

5. Нахождение потребной силы предварительной затяжки болтов $F_{зам}$, Н.

Из условий нейтрализации действия сдвигающей силы

$$F_{зам} \geq \frac{\left[\frac{K_{сц} F_{cd}}{f_{cm}} \pm (1 - \chi) F_z \right]}{n}, \quad (14.33)$$

где $K_{сц} = 1,3 \dots 1,5$ - коэффициент запаса сцепления при статической нагрузке; $K_{сц} = 1,8 \dots 2,0$ - при переменной нагрузке;

$f_{cm} = 0,15 \dots 0,2$ - коэффициент трения для сухих металлических поверхностей,

$f_{cm} = 0,35$ - металл по неметаллическому основанию;

χ - коэффициент внешней нагрузки (см. раздел 14.2.2).

Здесь и далее сила F_z принимается со знаком “плюс”, если она растягивает болт и разгружает стык и со знаком “минус”, если разгружает болт и сжимает стык.

6. Определение напряжений в стыке от предварительной силы затяжки $F_{зам}$. Напряжение для всех точек стыка, МПа

$$\sigma_{cm}^{(3)} = \frac{F_{зам} \cdot n}{A_{cm}}. \quad (14.34)$$

7. Определение напряжений в стыке от опрокидывающих моментов M_x , M_y и осевой силы F_z .

Максимальное и минимальное напряжения, МПа:

$$\sigma_{cm \max}^{(H)} = \left[\frac{10^3 M_x \cdot y_{\max}}{I_{cm \ x}} + \frac{10^3 M_y \cdot x_{\max}}{I_{cm \ y}} - \left(\pm \frac{F_z}{A_{cm}} \right) \right] (1 - \chi) ; \quad (14.35)$$

$$\sigma_{cm \min}^{(H)} = - \left[\frac{10^3 M_x \cdot y_{\max}}{I_{cm \ x}} + \frac{10^3 M_y \cdot x_{\max}}{I_{cm \ y}} + \left(\pm \frac{F_z}{A_{cm}} \right) \right] (1 - \chi) , \quad (14.36)$$

где $I_{cm \ x}$; $I_{cm \ y}$; A_{cm} - табл. 14.7; $x_{\max}$ и $y_{\max}$ - координаты наиболее удаленных точек стыка, мм. Для схемы, представленной на рис. 14.13: $\sigma_{cm \max}^{(H)}$ - в точке 4' и $\sigma_{cm \min}^{(H)}$ - в точке 2'.

8. Проверка давления в стыке.

Минимальное давление, обеспечивающее плотность стыка, МПа:

$$\sum \sigma_{cm \min} = \sigma_{cm}^{(3)} + \sigma_{cm \min}^{(H)} \geq | \sigma_{cm \min} | , \quad (14.37)$$

где $| \sigma_{cm \min} |$ - табл. 14.5.

В случае, если $\sum \sigma_{cm \min} < [\sigma_{cm \min}]$ необходимо, приняв $\sum \sigma_{cm \min} = [\sigma_{cm \min}]$, найти новое значение $F_{зам}$, Н по формуле

$$F_{зам} \geq \frac{([\sigma_{cm \min}] - \sigma_{cm \min}^{(H)}) A_{cm}}{n} , \quad (14.38)$$

или переконструировать опорную поверхность стыка (размеры или форму крепежной плоскости, размещение и количество болтов).

Максимальное давление в стыке (проверяется только в случае неметаллического основания), МПа:

$$\sum \sigma_{cm \max} = \sigma_{cm}^{(3)} + \sigma_{cm \max}^{(H)} \leq | \sigma_{cm \max} | , \quad (14.39)$$

где $| \sigma_{cm \max} |$ - табл. 14.6.

Если $\sum \sigma_{cm \max} > [\sigma_{cm \max}]$, то необходимо переконструировать стык (обычно достаточно увеличить площадь опорной плоскости стыка).

9. Определение расчетной нагрузки для наиболее нагруженного болта.

Результирующая (наибольшая) сила F_p , Н, действующая на болт:
при отсутствии подтяжки болтов под нагрузкой

$$F_p = K_3 F_{зам} + \chi \left(\pm \frac{F_z}{n} + \frac{10^3 M_x y_{\bar{o} \max}}{\sum_1^n y_{\bar{o}_i}^2} + \frac{10^3 M_y x_{\bar{o} \max}}{\sum_1^n x_{\bar{o}_i}^2} \right) ; \quad (14.40)$$

при подтяжке болтов под нагрузкой

$$F_p = K_3 \left[F_{zam} + \chi \left(\pm \frac{F_z}{n} + \frac{10^3 M_x y_{\delta \max}}{\sum_1^n y_{\delta_i}^2} + \frac{10^3 M_y x_{\delta \max}}{\sum_1^n x_{\delta_i}^2} \right) \right], \quad (14.41)$$

где $K_3 = 1,3$ - коэффициент затяжки; $x_{\delta_i}, y_{\delta_i}$ - координаты оси i -ого болта, мм; $x_{\delta \max}, y_{\delta \max}$ - координаты оси болта, наиболее удаленного от главных центральных осей, мм.

Для схемы на рис. 14.13

$$x_{\delta \max} = x_{\delta_i} = \frac{c_1}{2} \quad \text{и} \quad y_{\delta \max} = y_{\delta_i} = \frac{c_2}{2}.$$

По схеме, представленной на рис. 14.13 наиболее нагруженный - болт 2.

10. Проектировочный и проверочный расчеты наиболее нагруженного болта.

Проектировочный и проверочный расчеты проводятся по формулам (14.6) - (14.8) при условии, что $F = F_p$.

Проверочный расчет резьбового участка болта при переменной нагрузке проводится в соответствии с разделом 14.4. при следующих значениях напряжений цикла, МПа:

амплитудное
$$\sigma_a = \frac{0,5\chi}{A_{\delta 1}} \left(\pm \frac{F_z}{n} + \frac{10^3 M_x y_{\delta \max}}{\sum_1^n y_{\delta_i}^2} + \frac{10^3 M_y x_{\delta \max}}{\sum_1^n x_{\delta_i}^2} \right); \quad (14.42)$$

среднее
$$\sigma_m = \sigma_{zam} + \sigma_a; \quad (14.43)$$

максимальное
$$\sigma_{max} = \sigma_{zam} + 2\sigma_a, \quad (14.44)$$

где $\sigma_{zam} = \sigma_{\min} = \frac{K_3 F_{zam}}{A_{\delta 1}}$, $A_{\delta 1}$ - табл.14.2.

11. Дополнительные указания по расчету при наличии разгрузочных устройств.

Если имеется разгрузочное устройство (предусмотрены призонные болты или штифты для разгрузки основных болтов от действия сил F_x, F_y и момента M_z), то в этом случае сдвигающая сила, действующая на i -ый призонный болт или штифт, Н (рис. 14.14)

$$F_{cd_i} = \sqrt{F_{xy_i}^2 + F_{M_{zi}}^2 + 2F_{xy_i} \cdot F_{M_{zi}} \cdot \cos \beta_i}, \quad (14.45)$$

где $F_{xy_i} = \frac{F_{xy}}{n'}$; $F_{M_{zi}} = \frac{10^3 \cdot M_z \cdot r_i}{\sum_1^{n'} r_i^2}$; n' - число призонных болтов или штифтов;

$r_i = \sqrt{x_{\delta i}^2 + y_{\delta i}^2}$, мм; β_i - угол между направлением векторов сил F_{xy_i} и $F_{M_{zi}}$.

Для схемы действующих сил F_x и F_y и момента M_z (рис. 14.14) значения угла β_i будут следующими:

$$\text{болт (1)} \quad \beta_1 = 90^\circ - (\gamma + a); \quad \text{болт (2)} \quad \beta_2 = 90^\circ + (\gamma - a);$$

$$\text{болт (3)} \quad \beta_3 = 90^\circ + (\gamma + a); \quad \text{болт (4)} \quad \beta_4 = 90^\circ - (\gamma - a);$$

$$\text{где } \gamma = \arctg\left(\frac{y_{\delta_i}}{x_{\delta_i}}\right); \quad a = \arctg\left(\frac{F_y}{F_x}\right).$$

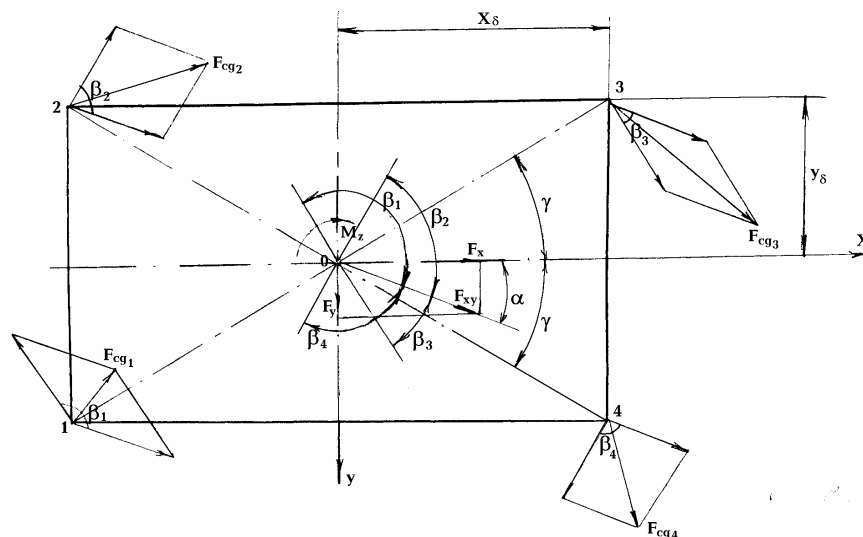


Рис. 14.14. Соединение с помощью группы болтов (штифтов), воспринимающих силы, действующие в плоскости стыка

В частных случаях: при $F_y = 0$, $\beta_1 = \beta_4$ и $\beta_2 = \beta_3$; при $F_x = 0$, $\beta_1 = \beta_2$ и $\beta_3 = \beta_4$.

При этом усилие затяжки $F_{зат}$ определяется из условия минимального давления в стыке по ф-ле (14.38).

Затяжка болтов с усилием, необходимым для нейтрализации действия сдвигающих сил, в данном случае не требуется.

Сечение призонного болта в плоскости стыка рассчитывается на срез и смятие от действия силы $F_{сд_i}$ по ф-лам (14.10) и (14.11). При установке штифтов они также рассчитываются на срез от действия этой силы.

В случае, если для разгрузки болтов применены шпонки, то последние рассчитываются на смятие под действием сдвигающей силы.

Выбор диаметров болтов при наличии различных разгружающих устройств выполняется так же с учетом расчетной нагрузки, определяемой по ф-лам 14.40 или 14.41.

ГЛАВА 15

СОЕДИНЕНИЯ ШПОНОЧНЫЕ, ШЛИЦЕВЫЕ, ШТИФТОВЫЕ, ПРОФИЛЬНЫЕ И С ГАРАНТИРОВАННЫМ НАТЯГОМ

Эти соединения служат в основном для закрепления деталей на валах и передачи вращающего момента с детали на вал и наоборот. Сопрягаемая с валом часть детали является ступицей, и в более общем случае – втулкой.

15.1. ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Шпонка - деталь, устанавливаемая в разъем двух соединяемых деталей и препятствующая их относительному перемещению, преимущественно повороту или сдвигу, в направлении перпендикулярном ее боковым граням. Чаще всего шпонка применяется для передачи вращающего момента. Шпоночные соединения просты, надежны, но ослабляют пазы сечения соединяемых деталей, являясь так же и значительными концентраторами напряжений.

По характеру работы различают:

1. ненапряженные шпоночные соединения, имеющие основное применение и осуществляемые призматическими, сегментными или цилиндрическими шпонками, в наибольшей мере обеспечивают достаточно высокую точность центрирования;
2. напряженные шпоночные соединения, осуществляемые клиновыми шпонками, вызывают смещение оси отверстия детали относительно оси вала, приводящего к увеличению биения или перекоса соединяемых деталей, и применяются только в тихоходных передачах низкой точности.

15.1.1. Ненапряженные шпоночные соединения. Общие сведения

Призматические шпонки (рис.15.1, а) имеют прямоугольное сечение и изготавливаются из специального сортамента среднеуглеродистой чистотянутой стали.

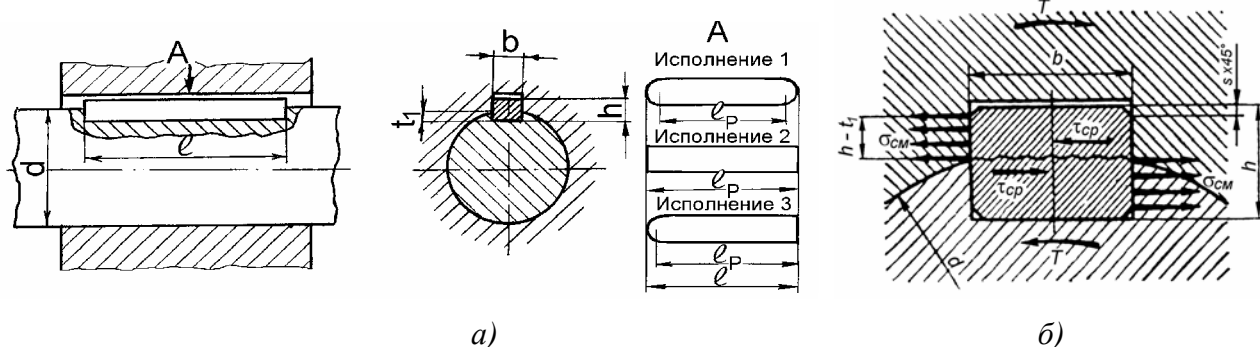


Рис. 15.1. Соединение призматической шпонкой

Призматические шпонки делятся на обыкновенные, высокие и направляющие. Обыкновенные и высокие шпонки применяются в неподвижных соединениях. Направляющие шпонки применяют при необходимости осевого перемещения детали по валу. Имея то же сечение, что и обыкновенные шпонки, они крепятся к валу винтами.

В табл. П.35 приведены размеры стандартизованных призматических обыкновенных шпонок и пазов под них на валу и ступице. Возможны 3 исполнения шпонок: 1 - с закругленными торцами; 2 - с плоскими торцами; 3 - с одним закругленным и другим плоским торцами.

В табл. П.36 приведены размеры призматических высоких шпонок, имеющих повышенную несущую способность и применяемых обычно, когда материал ступицы уступает по прочности материалу вала. Возможны 2 варианта исполнения этих шпонок: 1 - с закруг-

ленными и 2 - с плоскими торцами. В указанных типах шпоночных соединений шпонка устанавливается в вал с натягом - на глубину, примерно, на 20...25% больше половины ее высоты и в ступицу с небольшим зазором. В табл. П.40 даны возможные виды посадок по ширине шпонки на валу и ступице.

Размеры поперечного сечения шпонки выбираются в зависимости от диаметра вала. В отдельных обоснованных случаях (пустотелые валы, при передачи валом пониженных вращающих моментов и т.п.) допускается применение меньших размеров сечения шпонки на валах больших диаметров. Кроме того, целесообразно по технологическим соображениям применение шпонок одного поперечного сечения для ступеней вала разного диаметра.

Длина шпонки в неподвижном соединении обычно короче ступицы на 5...15 мм и выбирается из стандартного ряда по табл. П.35 и П.36 в указанных там же пределах для данного сечения шпонки. Рекомендуется принимать $l \leq 1,5d$.

Трудность демонтажа шпонки из вала заставляет проектировать валы с необходимым перепадом диаметров, обеспечивающим свободное прохождение смонтированных на валу деталей над шпонкой без ее удаления.

Необходимость индивидуальной подгонки каждой шпонки по пазу вала затрудняет обеспечение условия взаимозаменяемости, что объясняет применение призматических шпонок в индивидуальном и мелкосерийном производстве и делает неэкономичным их применение в крупносерийном и массовом производстве.

Сегментные шпонки (рис.15.2) чаще устанавливаются на малонагруженных концах валов по причине ослабления сечения вала глубокой канавкой под такую шпонку. Это соединение является более технологичным, чем соединение призматическими шпонками, так как не требует ручной подгонки. При этом достаточно легкое удаление сегментной шпонки из вала упрощает его проектирование. Размеры шпонок стандартизованы (табл. П.37) и выбираются в зависимости от диаметра вала. Возможны два варианта исполнения шпонок: 1 - в виде сегмента и 2 - в виде усеченного сегмента.

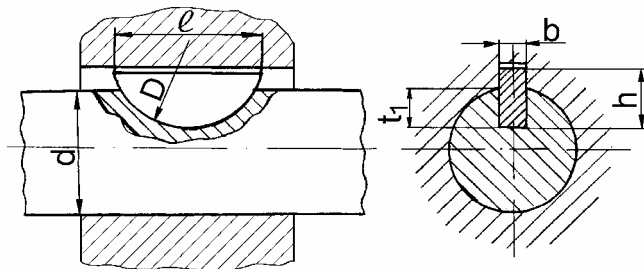


Рис.15.2.Соединение сегментной шпонкой

В табл. П.41 приведены возможные виды посадок по ширине сегментной шпонки на валу и ступице, а также даны для них предельные отклонения размеров, связанных с глубиной паза под шпонку.

Сквозные пазы под шпонку во втулке выполняют протягиванием, а глухие - долблением. Пазы на валу выполняют фрезерованием: для призматической шпонки - пальцевой фрезой, а для сегментной - дисковой. Возможно выполнение паза под призматическую шпонку так же дисковой фрезой, но при этом осевые размеры паза увеличиваются, а осевая фиксация шпонки становится менее надежной. Шпоночные пазы являются концентраторами напряжений, что должно учитываться при расчете валов на прочность.

Цилиндрические шпонки (штифты) применяют при свободном доступе к торцу соединения (рис.15.4,г).

15.1.2. Расчет ненапряженных шпоночных соединений

Критериями работоспособности ненапряженных шпоночных соединений является сопротивление смятию боковых поверхностей и срезу по поперечному сечению. Последнее

условие обычно обеспечивается при использовании стандартных сечений шпонок и рекомендуемых значений $|\sigma_{см}|$.

Проверочный расчет соединений с призматическими и сегментными шпонками производится исходя из условия прочности шпонки (рис. 15.1, б):

на смятие боковой поверхности (без учета влияния фаски шпонки, величина которой $\sim 0,06h$)

$$\sigma_{см} = 2 \cdot 10^3 \cdot T / d \cdot l_p (h - t_1) \leq |\sigma_{см}|; \quad (15.1)$$

на срез по поперечному сечению шпонки

$$\tau_{ср} = 2 \cdot 10^3 \cdot T / d \cdot l_p \cdot b \leq |\tau_{ср}|, \quad (15.2)$$

где T - вращающий момент, Нм; d, h, t_1, b, l_p - размеры соединения, мм, в соответствии с табл. П.35, П.36 и П.37; при этом в зависимости от исполнения шпонки возможны варианты:

$l_p = l$; $l_p = l - b/2$; $l_p = l - b$; для сегментной шпонки $l_p \approx 0,95D$.

$|\sigma_{см}|$ и $|\tau_{ср}|$ - допускаемые напряжения смятия и среза, МПа. Для неподвижных шпоночных соединений рекомендуются: при статической нагрузке $|\sigma_{см}| = 0,6\sigma_T$; при пульсирующей $|\sigma_{см}| = 0,4\sigma_T$; при знакопеременной $|\sigma_{см}| = 0,3\sigma_T$. Значение предела текучести σ_T принимается для наименее прочного материала деталей соединения: шпонки, вала или втулки. При материале шпонок - Ст6 или сталь 45 $|\sigma_{см}| = 100...150$ МПа для стальной ступицы и $|\sigma_{см}| = 60...90$ МПа для чугунной ступицы; $|\tau_{ср}| = 70...100$ МПа. Большие значения допускаемых напряжений следует принимать при спокойной, нереверсивной нагрузке и меньшие - при нагрузке с частыми пусками и остановками, а также при реверсивной нагрузке. Для подвижных соединений без нагрузки приведенные значения следует уменьшить в два-три раза.

При перенапряжении соединения возможна установка второй шпонки: призматической - под углом 180° к первой и сегментной - последовательно по длине ступицы.

15.2. ШЛИЦЕВЫЕ (ЗУБЧАТЫЕ) СОЕДИНЕНИЯ

При этом соединении зубья на валу входят во впадины - шлицы соответствующей формы в ступице. Являясь как бы многошпоночным соединением, при котором шпонки выполнены за одно целое с валом, шлицевое соединение превосходит шпоночное благодаря большей несущей способности при одинаковых габаритах, более высокой усталостной прочности вала и лучшему центрированию деталей на валах. Кроме этого, более совершенная технология изготовления этих соединений обеспечивает их полную взаимозаменяемость. Однако, шлицевые соединения имеют более высокую стоимость и требуют специального инструмента, а в ряде случаев и специального парка станков.

15.2.1. Общие сведения

По форме профиля зубьев шлицевые соединения выполняются с прямобочными, эвольвентными и треугольными зубьями (рис.15.3, а). Они могут быть неподвижными для постоянного соединения ступицы с валом и подвижными, позволяющими осевое перемещение детали по валу.

Прямобочные шлицевые соединения имеют наибольшее распространение среди других и выполняются легкой, средней и тяжелой серий, отличающихся высотой и числом зубьев (от 6 до 20) и выбирающихся в зависимости от нагрузки и условий работы. В табл. П.38 приведены стандартизованные параметры шлицевого соединения этого вида.

Центрирование втулки на валу осуществляется по одному из трех способов:

- по наружному диаметру D при достаточно высоких требованиях к соосности вала и ступицы и твердости материала последней ≤ 350 НВ. Этот способ является наиболее распространенным и экономичным. Шлицевый вал при этом изготавливается исполнением В с шлифо-

ванием центрирующей поверхности, а центрирующие поверхности втулки получаются протягиванием калибровочной протяжкой;

- по внутреннему диаметру d при повышенных требованиях к соосности вала и ступицы и высокой твердости последней. Шлицевый вал изготавливается исполнением А или С с обработкой центрирующих поверхностей вала и втулки шлифованием;

- по боковым граням b при пониженных требованиях к соосности вала и ступицы и больших ударных нагрузках, либо при реверсивном движении. При этом шлицевый вал изготавливается исполнением В. Боковые поверхности зубьев на валу обрабатываются шлифованием, а во втулке протягиванием.

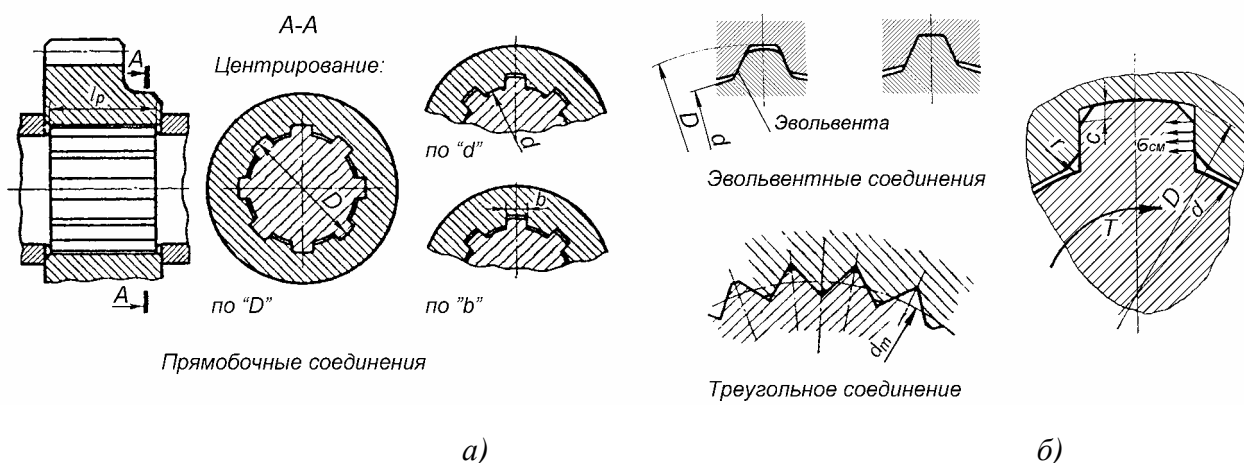


Рис.15.3. Шлицевые (зубчатые) соединения

В табл. П.42 приведены рекомендуемые поля допусков шлицевых валов и втулок при различных способах центрирования. При этом предпочтительными являются посадки, составленные из полей допусков, отмеченных звездочкой. Длину соединения выбирают равной $(0,8...1,5)d$.

Эвольвентные шлицевые соединения обладают повышенной нагрузочной способностью и технологичностью, что делает их весьма перспективными. Рекомендуются для передачи больших вращающих моментов. Предпочтительный размерный ряд этих соединений, характеризующихся числом зубьев z (от 6 до 82) и модулем m (от 0,5 до 10 мм), при угле профиля исходного контура до 30° и высотой зуба, равной модулю, приведен в табл. П.39. Центрирование ступиц на валах осуществляется обычно по боковым поверхностям зубьев и реже по наружному диаметру D .

Зубья вала и протяжки для калибровки пазов в ступице обрабатывают на оборудовании для изготовления зубчатых колес. При этом твердость втулки не должна превышать 350 HB.

В табл. П.43 приведены рекомендуемые поля допусков шлицевых валов и втулок для обоих способов центрирования.

Эвольвентные шлицы по сравнению с прямобоочными обладают благодаря большому числу зубьев и увеличенному радиусу скругления у основания зуба большей несущей способностью и повышенной прочностью вала; возможностью обработки на стандартном зуборезном оборудовании при значительно меньшем числе необходимого инструмента и достижения любой плотности соединения (вида посадки) только смещением режущего инструмента.

Шлицевые прямобоочные и эвольвентные соединения выполняются обычно прямозубыми. Косозубые соединения применяют для передвижения косозубых зубчатых колес вдоль оси вала, а также для регулирования зазора или создания натяга в передачах.

Треугольное шлицевое соединение применяется при малой толщине ступицы, а также заменяет прессовые посадки в деталях с тонкими стенками. Кроме этого, соединение исполь-

зуется при необходимости малых относительных регулировочных поворотов соединяемых деталей. Оно уступает по нагрузочной способности первым двум видам шлицевых соединений.

Зубчатые соединения с треугольным профилем не стандартизованы. Эти соединения - мелкошлицевые с модулем 0,2...1,6 мм и числом зубьев 20...70. Угол при вершине зуба во втулке принимается чаще всего равным 72°. Центрирование осуществляют по боковым сторонам.

Треугольные шлицевые соединения могут быть выполнены как на цилиндрических, так и на конических и торцовых поверхностях. Конические соединения треугольного профиля с конусностью 1:16 обеспечивают получение беззазорного соединения.

15.2.2. Расчет шлицевых соединений

Основными критериями работоспособности зубчатых (шлицевых) соединений являются сопротивления рабочих поверхностей смятию и изнашиванию в результате относительных перемещений.

Проверочный расчет шлицевых соединений выполняют по условному напряжению (рис. 15.3, б)

$$\sigma = 2 \cdot 10^3 \cdot T / d_{cp} \cdot h \cdot l_p \cdot z, \text{ МПа.} \quad (15.3)$$

При этом: при расчете по критерию смятия

$$\sigma \leq |\sigma_{см}|; \quad (15.4)$$

при расчете по критерию изнашивания соответственно для малоответственных неподвижных и ответственных соединений

$$\sigma \leq |\sigma_{изн}|; \quad \sigma \leq |\sigma_{изн}| \cdot K_N / (K_E \cdot K_{oc} \cdot K_c). \quad (15.5)$$

Здесь: T - вращающий момент, Нм; h - высота поверхности контакта зубьев, мм; d_{cp} - средний диаметр соединения, мм:

для прямобочного шлицевого соединения $d_{cp} = (D+d)/2$, $h \cong (D-d)/2 - 2c$,

где c - величина фаски;

для эвольвентного шлицевого соединения $d_{cp} = m \cdot z$, $h \cong 0,8m$;

для треугольного профиля $d_{cp} = m \cdot z$, $h \cong 0,4(D-d)$;

l_p - рабочая длина соединения, обычно равная длине ступицы, мм; z - число зубьев;

$|\sigma_{см}|$ - допускаемое напряжение смятия с учетом неравномерного нагружения зубьев, МПа (табл.15.1);

$|\sigma_{изн}|$ - условное допускаемое напряжение из условия ограничения изнашивания с учетом неравномерного нагружения зубьев и продольной концентрации нагрузки, МПа (табл.15.2); $K_N = (10^8/N)^{1/3}$ - коэффициент числа циклов нагружения зубьев соединения за полный срок службы, где $N = 60 \cdot t \cdot n$, t - полное число часов работы соединения за расчетный срок службы, ч;

n - частота вращения шлицевого вала, мин⁻¹;

K_E - коэффициент режима нагрузки (табл.15.3);

K_{oc} - коэффициент осевой подвижности соединения ($K_{oc}=1$ - неподвижное, $K_{oc}=1,25$ - подвижное без нагрузки, $K_{oc}=3$ - подвижное под нагрузкой);

K_c - коэффициент смазки, при обильной смазке без загрязнения $K_c = 0,7$; при средней смазке $K_c = 1$; при бедной смазке и работе с загрязнениями $K_c = 1,4$.

При перенапряжении прямобочного шлицевого соединения возможен выбор более тяжелой серии, либо переход на эвольвентные шлицы. Кроме того, для обоих типов шлицевых соединений возможно конструктивное увеличение длин ступицы.

Таблица 15.1

Допускаемые напряжения смятия $|\sigma_{см}|$

Тип соединения	Условия эксплуатации	$ \sigma_{см} $, МПа при твердости поверхности зубьев	
		$\leq 350 \text{ HB}$	$\geq 40 \text{ HRC}$
Неподвижное	тяжелые	26...38	30...52
	средние	45...75	75...105
	легкие	60...90	90...150
Подвижное без нагрузки	тяжелые	9...15	15...22
	средние	15...22	22...45
	легкие	18...30	30...55
Подвижное под нагрузкой	тяжелые	–	2,5...7,5
	средние	–	4...9
	легкие	–	7,5...15

Таблица 15.2

Допускаемые напряжения $|\sigma_{изн}|$, МПа

ψ	ε	$ \sigma_{изн} $, МПа при термообработке и твердости поверхности зубьев					
		Без обработки 220 HB	Улучшение 270 HB	Закалка			Цементация, азотирование 60 HRC
				40 HRC	45 HRC	52 HRC	
0,59	0	38	42	55	69	75	83
	0,25	21	23	29	36	39	44
	0,50	18	21	25	32	35	39
0,50	0	47	55	67	85	92	100
	0,25	32	37	47	60	66	72
	0,50	22	26	34	42	45	50
0,42	0	65	76	92	116	127	141
	0,25	42	49	60	75	82	91
	0,50	35	41	50	63	68	76
0,35	0	73	85	105	130	142	158
	0,25	52	60	77	97	105	117
	0,50	38	45	60	75	80	90

Примечания: 1. Указанные напряжения следует снижать: на 25% - при работе с частыми реверсами; на 40% - для подвижных соединений при ограниченной смазке или смазке с загрязнением.
 2. $\psi = d_m/d_{\omega}$; $\varepsilon = e/l \pm 0,5d_{\omega} \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \alpha_{\omega} / l$, где e - смещение середины зубчатого венца колеса диаметром d_{ω} относительно середины ступицы длиной l , β - угол наклона линии зуба в зубчатой передаче, α_{ω} - угол зацепления. Причем знак “+” при действии опрокидывающих моментов от сил F_r и F_x в одном направлении и знак “-” - в разных направлениях.

Таблица 15.3

Коэффициент режима нагрузки

Типовые режимы нагрузки	Коэффициент режима нагрузки K_E
Постоянная максимальная нагрузка	1,0
Работа большую часть времени с высокими нагрузками	0,77
Одинаковое время работы со всеми значениями нагрузки	0,63
Работа большую часть времени со средними нагрузками	0,57
Работа большую часть времени с малыми нагрузками	0,43

15.3. ШТИФТОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Эти соединения (рис.15.4) служат для фиксации одной детали по отношению к другой, например, двух половин разъемного корпуса редуктора (рис.15.4, а), а так же для передачи вращающего момента (рис.15.4, б, в). При этом соединение нагружается поперечной силой. Иногда штифт используется в качестве шпонки (рис.15.4,г), например, в сборной конструкции червячного колеса при установке его в разъем ступицы и зубчатого венца.

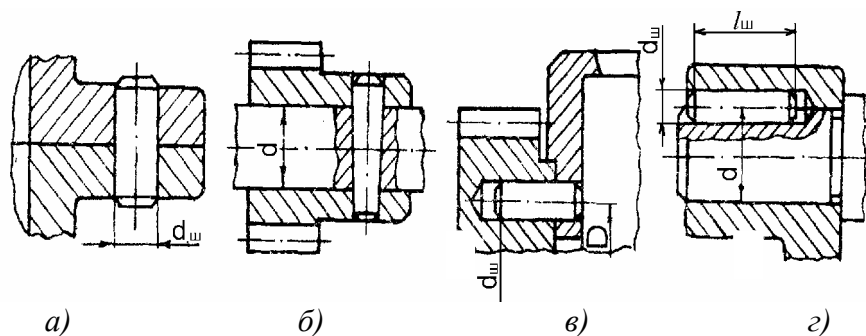


Рис.15.4. Штифтовые соединения

15.3.1. Общие сведения

Наиболее распространены цилиндрические и конические (конусность 1:50 для обеспечения самоторможения) штифты гладкие и с насечками. Последние не требуют высокой точности обработки отверстия в деталях под штифт и более надежны от выпадения. Размеры штифтов стандартизованы. Наиболее часто употребляемые типы штифтов приведены в табл. П.44.

Конические штифты могут снабжаться наружной резьбой на тонком конце для лучшей фиксации и наружной или внутренней резьбой на толстом конце для удобства демонтажа. Для штифтов, используемых в качестве шпонок, рекомендуется принимать диаметр $d_{ш} \cong 0,15d$ и длину $l_{ш} \cong (3 \dots 4) d_{ш}$, где d – диаметр вала.

Штифты чаще изготавливаются из стали 45, А12 или У8 и при необходимости закаляются до твердости HRC 45...55.

15.3.2. Расчет штифтовых соединений

Проверочный расчет штифтовых соединений при нагружении вращающим моментом производится по критерию работоспособности из условия сопротивления срезу по следующим формулам:

для соединения вала и ступицы (рис.15.4, б)

$$\tau_{ср} = 8 \cdot 10^3 \cdot T / d \cdot i \cdot \pi \cdot d_{ш}^2 \leq |\tau_{ср}|; \quad (15.6)$$

для торцевого соединения двух деталей, например, шестерни и чашки фрикционной муфты (рис.15.4,в)

$$\tau_{ср} = 8 \cdot 10^3 \cdot T / D \cdot z \cdot \pi \cdot d_{ш}^2 \leq |\tau_{ср}|; \quad (15.7)$$

для случая применения штифта в качестве шпонки (рис.15.4,г):

на смятие половины боковой поверхности штифта

$$\sigma_{см} = 4 \cdot 10^3 \cdot T / d \cdot z \cdot l_{ш} \cdot d_{ш} \leq |\sigma_{см}|; \quad (15.8)$$

на срез по продольному сечению штифта

$$\tau_{ср} = 2 \cdot 10^3 \cdot T / d \cdot z \cdot l_{ш} \cdot d_{ш} \leq |\tau_{ср}|, \quad (15.9)$$

где T - вращающий момент, Нм; d - диаметр вала, мм; D - диаметр окружности, на которой размещены штифты, мм; $d_{ш}$ - диаметр штифта, мм; для конических штифтов

$d_{ш} = 0,5(d_1 + d_2)$, где d_1 и d_2 - диаметры штифта больший и меньший в плоскостях среза; $l_{ш}$ - длина штифта, мм; i - число плоскостей среза; z - количество штифтов;

$|\tau_{ср}|$ и $|\sigma_{см}|$ - допускаемые напряжения среза и смятия, МПа.

Для указанных выше марок сталей допускаемые напряжения смятия: $|\sigma_{см}| = 140$ МПа при соединении стальных деталей и $|\sigma_{см}| = 80$ МПа при изготовлении одной или обеих деталей соединения из чугуна, а допускаемые напряжения среза $|\tau_{ср}| = 50 \dots 80$ МПа.

При перенапряжении соединения вала со ступицей возможна установка второго штифта на некотором расстоянии от первого под углом 90° к нему, а для торцевого соединения или в случае использования штифта в качестве шпонки возможна установка нескольких штифтов через угол $360^\circ/z$.

15.4. ПРОФИЛЬНЫЕ (БЕСШПОНОЧНЫЕ) СОЕДИНЕНИЯ

В этих соединениях (рис.15.5) контакт ступицы и вала осуществляется по гладкой некруглой цилиндрической (рис.15.5,а) и, реже, конической (рис.15.5, б) поверхностям. Профиль соединения может быть эллипсный, трехгранный равноосной, четырехгранный и др. формы (рис.15.5,в).

По сравнению со шпоночными и зубчатыми соединениями профильные соединения, обладая рядом достоинств (отсутствие выступающих элементов, вызывающих концентрацию напряжений, лучшее центрирование деталей, возможность обработки обеих сопряженных поверхностей с высокой точностью), имеют меньшую несущую способность из-за большой величины напряжений смятия. Поэтому их применяют в основном в соединениях с малой величиной вращающего момента.

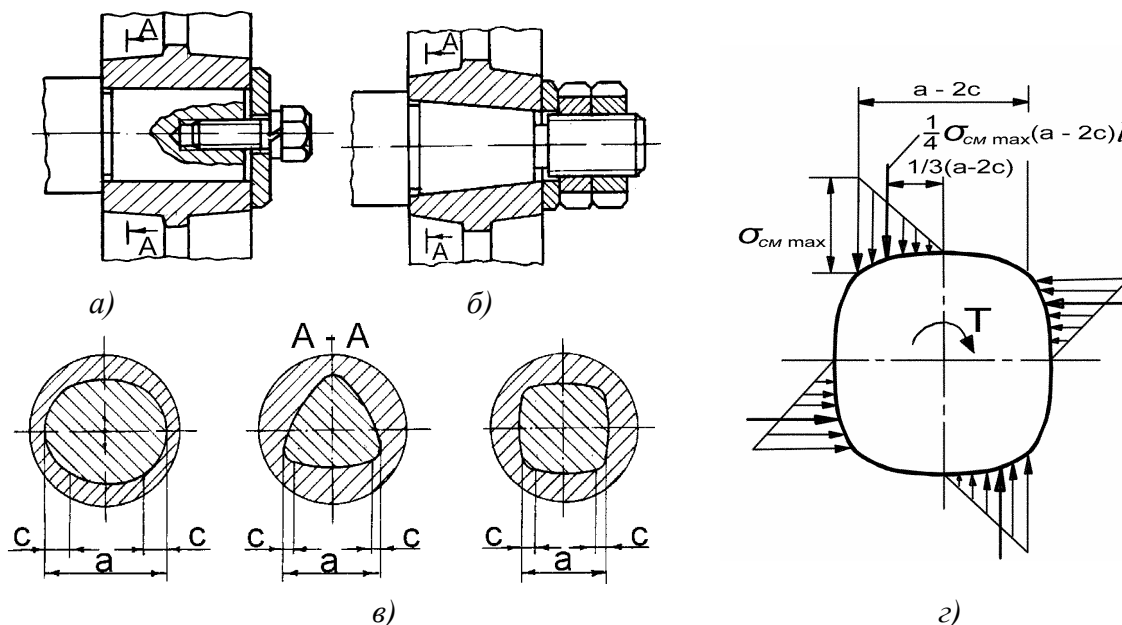


Рис.15.5. Профильные соединения

В табл. 15.4 дан нормальный ряд размеров валов и втулок с треугольным равноосным контуром.

Поверхности такого контура обрабатываются на токарных станках с копировальным устройством, на станках для бескопирного точения валов некруглого сечения, на зуборезных станках, работающих по методу обкатки, и шлифуются с помощью эпи- и гипоциклических механизмов.

Таблица 15.4

Основные размеры профильного соединения, мм

	Вал Втулка														
<i>D</i>	20	22	25	28	32	36	40	45	50	55	65	72	80	90	100
<i>b</i>	0,63	0,7	0,8	0,9	1,12	1,25	1,4	1,6	1,8	2,0	2,45	2,8	3,4	4,0	4,5
Примечание. $R=D/2+6,5b$; $r=D/2-6,5b$															

Для упрощения расчета принимается, что возникающие от действия вращающего момента, напряжения смятия распределяются на половину длины грани по закону треугольника (рис.15.5.г).

Проверочный расчет соединения проводится на смятие рабочих поверхностей из условия равновесия вращающего момента и момента равнодействующих напряжений смятия на гранях по формуле (в упрощенном виде)

$$\sigma_{см} = 12 \cdot 10^3 \cdot T \cdot k / z \cdot (a - 2c)^2 \cdot l \leq |\sigma_{см}|, \quad (15.10)$$

где T - вращающий момент, Нм; $k=1,3...2$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки между гранями, выбирается в указанном диапазоне в зависимости от точности изготовления; a и c - параметры профиля (рис.15.5), мм, $a=(0,8...0,9)D$; $c \cong (0,1...0,15)a$; l - длина соединения, мм, $l=(1...1,5)a$; z - число граней.

В данном расчете допускаемое напряжение смятия, МПа

$$|\sigma_{см}| = \sigma_T / S \cdot K_\delta, \quad (15.11)$$

где σ_T - предел текучести материала детали с худшими механическими характеристиками (обычно ступицы), МПа; для материалов с поверхностным упрочнением принимается предел текучести поверхностного слоя; $S=1,25...1,4$ - коэффициент запаса соответственно для незакаленных и закаленных поверхностей; $K_\delta=1,2...3$ - коэффициент динамичности нагрузки, зависящий от условий эксплуатации соединения и возможной перегрузки.

При перенапряжении может быть увеличена длина соединения.

15.5. СОЕДИНЕНИЯ С ГАРАНТИРОВАННЫМ НАТЯГОМ И КЛЕЕВЫЕ

Эти соединения передают рабочие нагрузки за счет сил трения между сопряженными поверхностями. Они служат чаще всего для закрепления деталей на валах (рис.15.6,а) и передачи вращающего момента и, реже, осевой силы. Другими примерами использования такого соединения служат сборная конструкция зубчатого или червячного колеса при различных материалах зубчатого венца и ступицы (рис.15.6,б), закрепление втулок подшипников скольжения в корпусах, зубчатых колесах (рис.15.6, в) и других деталях, а также соединения водила планетарной передачи с валом и осями сателлитов (рис.15.6,г). Соединения могут осуществляться на цилиндрической и конической поверхностях и при простой технологии изготовления обеспечивают надежное центрирование соединяемых деталей. Разновидностью такого соединения являются клеммовые соединения, в которых давление на сопряженных поверхностях осуществляется затяжкой винтов.

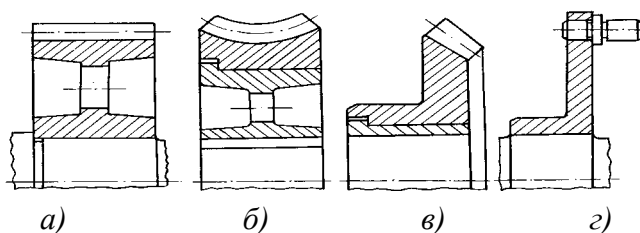


Рис.15.6. Соединения с гарантированным натягом

Сборка цилиндрических соединений с посадками, гарантирующими натяг, осуществляется запрессовкой, иногда в сочетании с температурным деформированием (нагреванием охватывающей или охлаждением охватываемой деталей). Расчет такого соединения сводится к выбору нужной посадки ступицы на вал, обеспечивающей передачу рабочих нагрузок, и осуществляется в следующем порядке:

1. Определяется требуемое удельное давление на поверхности соединяемых деталей по формулам:

при нагружении соединения вращающим моментом T (Нм)

$$p \geq 2 \cdot 10^3 \cdot k_{сц} \cdot T / f \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l, \text{ МПа}; \quad (15.12)$$

при нагружении соединения осевой силой F_a (Н)

$$p \geq k_{сц} \cdot F_a / f \cdot \pi \cdot d \cdot l, \text{ МПа}; \quad (15.13)$$

при совместном действии T и F_a

$$p \geq \frac{k_{сц}}{f \cdot \pi \cdot d \cdot l} \cdot \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{d} \right)^2 + F_a^2}, \text{ МПа}, \quad (15.14)$$

при нагружении соединения изгибающим моментом M (Н·м)

$$p \geq \frac{12 \cdot k_{cy} \cdot M}{\pi \cdot d \cdot l^2}, \text{ МПа}, \quad (15.15)$$

где k_{cy} - коэффициент запаса сцепления, в зависимости от ответственности соединения $k_{cy} = 1,5 \dots 3$; d - номинальный диаметр сопряженных поверхностей, мм; l - длина участка запрессовки сопрягаемых деталей, мм; f - коэффициент трения на сопряженных поверхностях (табл.15.5).

Таблица 15.5

Коэффициент трения на сопряженных поверхностях

Материалы соединяемых деталей	При сборке	
	запрессовкой	температурным деформированием
Сталь-сталь	0,07...0,08	0,14
Сталь-чугун		0,12
Сталь-бронза, латунь	0,05	0,07
Чугун-бронза, латунь		

Найденное значение удельного давления p должно удовлетворять условию $p \leq |\sigma_{cm}|$. Значение допускаемого напряжения смятия принимается для детали с худшими механическими характеристиками. Для термообработанных сталей $|\sigma_{cm}| = 200 \dots 300$ МПа, серых чугунов $|\sigma_{cm}| = 20 \dots 50$ МПа, алюминиевых сплавов $|\sigma_{cm}| = 10 \dots 20$ МПа.

2. По полученному значению p вычисляется необходимая величина деформации сопряженных деталей (номинальный натяг) по формуле Ляме

$$\delta = 10^3 \cdot p \cdot d \left(\frac{\frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \nu_1}{E_1} + \frac{\frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \nu_2}{E_2} \right), \text{ мкм}, \quad (15.16)$$

где d_1 - диаметр отверстия пустотелого вала (для сплошного вала $d_1=0$), мм; d_2 - условный наружный диаметр втулки (ступицы колеса, внешний диаметр бандаж и т.д.), мм; ν_1 и ν_2 - коэффициенты Пуассона материалов соединяемых деталей; E_1 и E_2 - модули упругости материалов соединяемых деталей, МПа. Значения ν и E для некоторых материалов приведены в табл.15.6.

3. Определяется потребный наименьший натяг с учетом частичной пластической деформации (обмятия) микронеровностей рабочих поверхностей по формуле

$$\Delta_{min} = \delta + 5,5(Ra_1 + Ra_2), \quad (15.17)$$

где Ra_1 и Ra_2 - среднеарифметические отклонения профиля поверхностей соединяемых деталей, мкм; ($Ra \cong 0,22Rz$, Rz - высота микронеровностей)обычно для вала $Ra_1=0,8 \dots 1,6$ мкм, а для отверстия $Ra_2=0,8 \dots 3,2$ мкм.

Таблица 15.6

Значения ν и E

Материал	ν	E , МПа
Сталь	0,3	$2,1 \cdot 10^5 \dots 2,2 \cdot 10^5$
Чугун	0,25	$1,0 \cdot 10^5 \dots 1,5 \cdot 10^5$
Оловянная бронза	0,33...0,35	$0,9 \cdot 10^5$
Безоловянная бронза		$1,0 \cdot 10^5 \dots 1,1 \cdot 10^5$
Латунь		

4. С использованием таблиц допусков и посадок выбирается стандартная посадка с натягом, исходя из условия

$$N_{min} \geq \Delta_{min}. \quad (15.18)$$

Значения минимальных и максимальных натягов для некоторых наиболее употребляемых в данном соединении посадок приведены в табл.15.7.

Таблица 15.7

Значения минимальных N_{min} и максимальных N_{max} натягов

Интервалы диаметров (свыше - до), мм	Значения натягов N_{min}/N_{max} , мкм					
	H7/p6	H7/r6	H7/s6	H7/t6	H7/u7	H8/s7
30...40	7/36	15/44	24/53	29/58	42/78	13/59
40...50				35/64	52/88	
50...65	9/44	18/53	30/65	43/78	66/108	18/72
65...80		20/55	36/71	52/87	81/123	24/78
80...100	10/51	24/65	44/85	64/105	99/149	29/93
100...120		27/68	52/93	77/118	119/169	37/101

5. При опасности повреждения охватывающей или охватываемой детали в процессе запрессовки проводится проверка максимального натяга выбранной посадки (табл.15.7) по условию

$$N_{max} - 5,5(Ra_1 + Ra_2) \leq \delta_{max}, \quad (15.19)$$

где δ_{max} - максимальная деформация (мкм), исходя из прочности деталей соединения, определяется по формуле (15.16) при подстановке в нее меньшего из значений p_{max} :

$$\text{для вала} \quad p_{max_1} = 0,5 \cdot \sigma_{T1} \left[1 - (d_1 / d)^2 \right], \text{ МПа.} \quad (15.20)$$

$$\text{для ступицы} \quad p_{max_2} = 0,5 \cdot \sigma_{T2} \left[1 - (d / d_2)^2 \right], \text{ МПа.} \quad (15.21)$$

Пределы текучести σ_T некоторых материалов даны в табл.15.8.

Таблица 15.8

Пределы текучести σ_T

Материал	Сталь 35Л, Ст5	Сталь 45	Сталь 40Х	Чугун СЧ 30	Бронза БрО10Ф1, БрА9ЖЗЛ	Бронза БрО5Ц5С5	Латунь ЛЦ23А6ЖЗМц2	Алюминиевый сплав Д16
σ_T , МПа	280	550...650	650...750	140	200	90	240	330
Примечание. Для чугуна приведено значение условного предела текучести при растяжении.								

Клеевые неразъемные соединения получили широкое распространение благодаря созданию высокопрочных конструкционных клеев на основе синтетических полимеров. Наибольшая надежность клеевого соединения обеспечивается при его работе на сдвиг и сжатие.

Соединения типа вал-ступица выполняются с переходными посадками H7/js6; H7/k6; H7/n6 и др. Для увеличения прочности соединения на поверхностях склеивания иногда создается дополнительная шероховатость в виде насечек и т.д.

При одновременном действии на соединение вращающего момента T (Н·м) и осевой силы F_a (Н) условие прочности клеевого соединения на сдвиг (срез) имеет вид

$$\tau = \frac{1}{\pi \cdot d \cdot l} \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{d} \right)^2 + F_a^2} \leq |\tau|, \quad (15.22)$$

где d – диаметр вала, мм; l – длина соединения, мм; $|\tau|$ – допускаемые напряжения сдвига (среза), МПа.

Допускаемые напряжения определяются с учетом пределов прочности при сдвиге и коэффициентов запаса. Пределы прочности при сдвиге составляют: 20 МПа – клей эпоксидный (ЭД-5 и др.); 16 МПа – клей полиуретановый (ПУ-2 и др.); 10...15 МПа – клей синтетический; 30...40 МПа – клей полиакриловый (ВК-31 и др.). Коэффициенты запаса принимают: 2,5...3 – при статической нагрузке и 4...5 – при переменной нагрузке.

Для получения особо прочных соединений, испытывающих произвольную нагрузку, включая вибрационную и ударную, применяют комбинированные клеевые соединения с натягом.

15.6. ФРИКЦИОННЫЕ СОЕДИНЕНИЯ КОНИЧЕСКИМИ КОЛЬЦАМИ

В последнее время получают все большее распространение различные конструкции конических колец и втулок для закрепления на валах деталей типа зубчатых колёс, шкивов, звёздочек, муфт и др. Соединения, выполняемые с их использованием, позволяют монтировать ступицы на валу в любом угловом и осевом положениях. Вал и ступица при этом не ослабляются пазами под шпонку. Сборка и разборка таких соединений просты, а центрирование детали на валу надёжнее. Эти соединения передают вращающие моменты и осевые силы за счёт сил трения на посадочных поверхностях при затяжке, осуществляемой гайкой или винтами.

На рис. 15.7 представлены кольца конические, упругие, монтируемые комплектами, состоящими из внешнего и внутреннего колец и различные варианты их использования.

При использовании нескольких комплектов вращающий момент или осевая сила, передаваемые вторым и т.д. комплектами, составляют 0,5; 0,25; 0,125 и т.д. от номинального значения момента или силы. При затяжке с двух сторон (рис. 15.7, б и в) правый и левый набор колец работают независимо. В табл.15.9 приведены основные размеры таких колец и номинальные значения вращающих моментов и осевых сил для одного комплекта колец данного размера, а также поля допусков посадочных поверхностей сопрягаемых деталей.

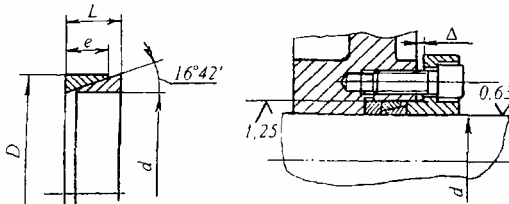
При одновременном нагружении соединения вращающим моментом T (Н·м) и осевой силой F_a (Н) нагрузочная способность соединения определяется равнодействующей силой

$$F_p = \sqrt{(2 \cdot 10^3 T / d)^2 + F_a^2}, \text{ Н}, \quad (15.23)$$

где d – диаметр вала, мм.

Таблица 15.9

Основные параметры конических упругих колец

											
d , мм	D , мм	L , мм	l , мм	Вращающий момент T , Н·м	Осевая сила F_a , Н	Δ, мм при числе комплектов колец				Поле допуска посадочных поверхностей сопрягаемых деталей	
						1	2	3	4	Вал	Отверстие
20 E7	25 f7	6,3	5,3	40	4000	3	3	4	5	h6	H7
22 E7	26 f7			48	4400						
24 E7	28 f7			58	4800						
25 E7	30 f7			62	5000						
28 E7	32 f7			78	5600						
30 E7	35 f7			90	6000						
32 E7	36 f7	7	6	102	6400	3	3	4	5	h6	H7
35 E7	40 f7			138	7900						
36 E7	42 f7			147	8200						
38 E7	44 f7	8	6,6	163	8600	3	4	5	6	h8	H8
40 E8	45 e8			199	9950						
42 E8	48 e8			219	10400						
45 E8	52 e8			328	14600						
48 E8	55 e8	10	8,6	373	15600	3	4	5	6	h8	H8
50 E8	57 e8			405	16200						
55 E8	62 e8			490	17800						
56 E8	64 e8	12	10,4	615	22000	3	4	5	7	h8	H8
60 E8	68 e8			705	23500						
63 E8	71 e8			780	24800						
65 E8	73 e8			830	25600						
70 E8	79 e8	14	12,2	1120	32000	3	5	6	7		

Уменьшение угла наклона образующей конусной поверхности колец против рекомендуемого $16^\circ 42'$ может привести к заклиниванию колец, а увеличение – к возрастанию силы осевой затяжки.

Кольца изготавливают из пружинных сталей 55ГС, 60С2А и других с твердостью поверхности 45...50 HRC; твердость рабочих поверхностей валов и ступиц рекомендуется принимать не ниже 30...40 HRC; контактирующие поверхности (цилиндрические и конические) шлифуются.

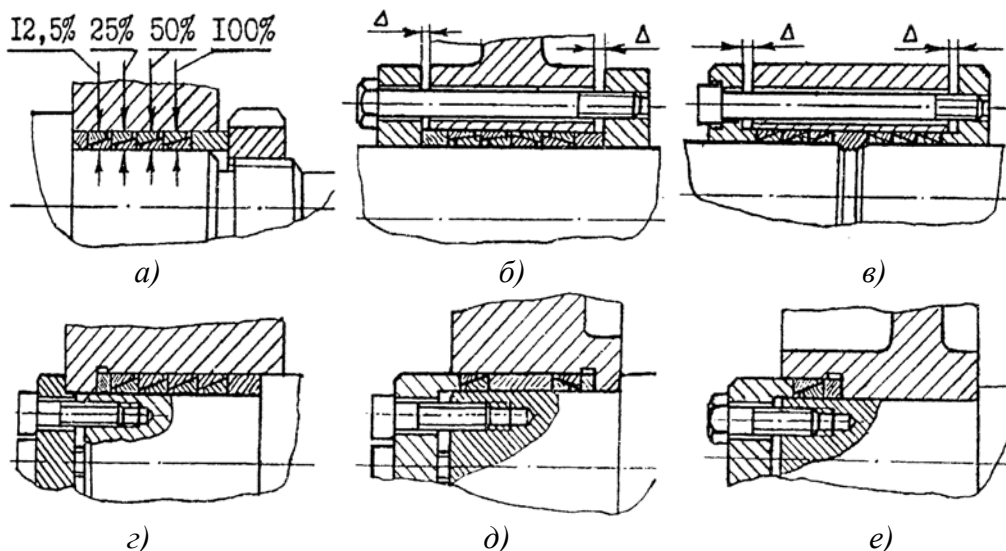


Рис. 15.7. Кольца конические упругие

На рис. 15.8 представлены кольца конические разрезные, радиальные и осевые габариты которых превышают габариты рассмотренных выше конических упругих колец, но при этом передающих значительно большие (примерно в 4 раза) вращающие моменты и осевые силы. Внутренние и наружные кольца имеют разрез для обеспечения их деформации, возникающей при стягивании двух торцевых колец. Этот способ допускает пониженную точность обработки посадочных поверхностей, как вала, так и ступицы.

В табл. 15.10 даны основные размеры конических разрезных колец и номинальные значения вращающих моментов и осевых сил.

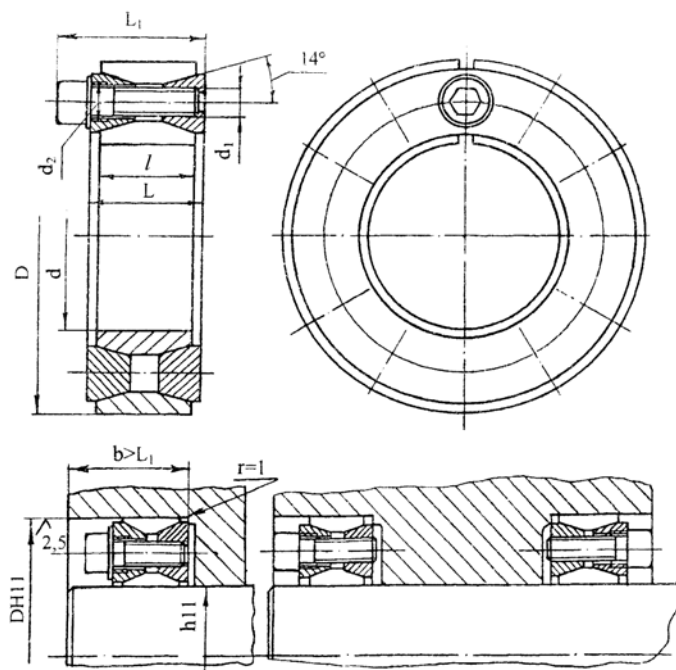


Рис. 15.8. Кольца конические разрезные

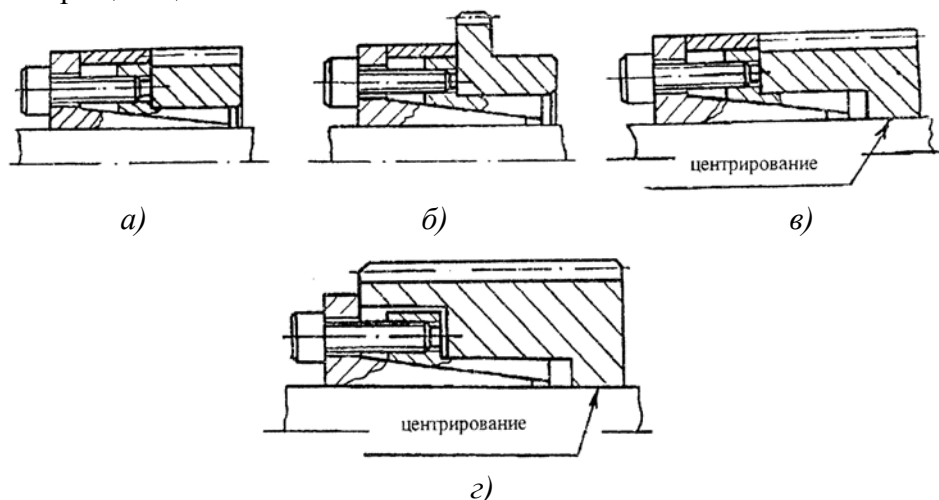
Основные параметры конических разрезных колец

d , мм	D , мм	L , мм	l , мм	L_1 , мм	Вращающий момент T , Нм	Осевая сила F_a , кН	Число винтов Z	d_1 , мм	d_2 , мм
50	80	24	20	33,5	1770	71	12	M8x22	M10
55	85				2270	83	14		
60	90				2470	83			
65	95				3040	93	16		
70	110	28	24	39,5	4600	132	14	M1 0x25	M12
75	115				4900	132			
80	120				5200	132			
85	125				6300	148	16		
90	130				6600	148			
95	135				7900	167	18		
100	145	30	26	44	9600	192	14	M12x30	M16

На рис. 15.9 представлен способ крепления ступицы на валу с помощью конических разрезных сдвоенных втулок с фланцем. Закрепление осуществляется путём затягивания наружной втулки на внутреннюю с помощью нескольких винтов, расположенных по окружности.

Центрирование соединяемых деталей может осуществляться как через комплект втулок (рис. 15.9, а, б), так и с целью повышения точности центрирования непосредственно участком ступицы по валу (рис. 15.9, в, г).

В табл. 15.11 приведены основные размеры разрезных сдвоенных втулок и номинальные значения вращающих моментов и осевых сил.

*Рис. 15.9. Втулки конические разрезные сдвоенные с фланцем*

В отличие от предыдущего способа крепления на рис. 15.10 показан способ крепления ступицы на валу с помощью лишь одиночной конической разрезной втулки с фланцем, для взаимодействия с которой вместо наружной втулки используется внутренняя поверхность самой ступицы, выполненная конической. Простота конструкции данного способа сочетается с быстротой и легкой сборкой и разборкой узла. Обычно монтаж втулки осуществляется со стороны ступицы (рис. 15.10, б, д, е, ж), а при невозможности такого монтажа - со стороны фланца втулки (рис. 15.10, а, в). Варианты демонтажа представлены на рис. 15.10, г, з.

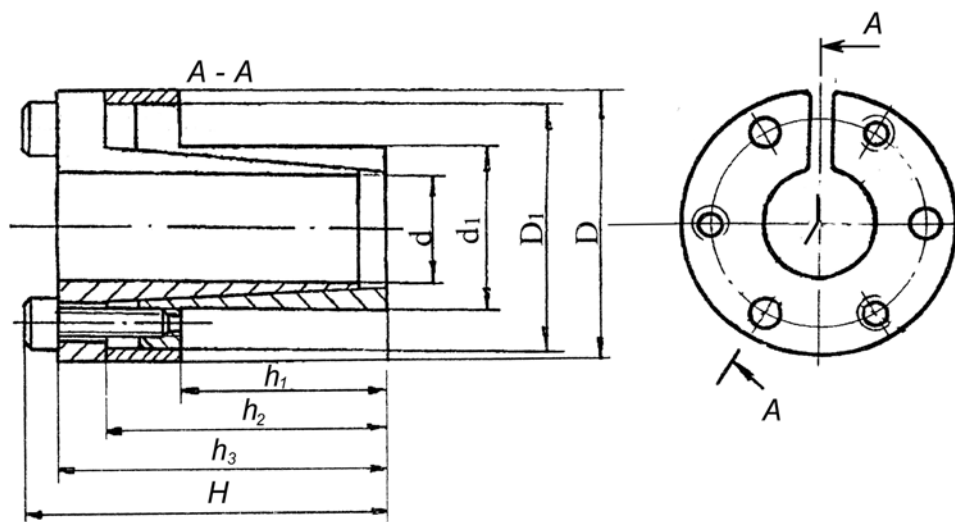
Основные размеры конических разрезных одиночных втулок даны в табл. 15.12. Номинальные значения вращающих моментов и осевых сил для этих втулок близки к их значениям для разрезных сдвоенных втулок.

На рис. 15.11 представлен торцевой способ крепления детали (например, звездочки

цепной передачи) путем зажатия ее между неподвижным и подвижным дисками, причем нажатие последнего на деталь может регулироваться с помощью гайки и набора тарельчатых пружин, что позволяет регулировать предельный вращающий момент, передаваемый с вала на деталь или наоборот. Здесь же показаны способы регулирования передаваемого вращающего момента путем изменения взаимного положения тарельчатых пружин.

Таблица 15.11

Основные параметры конических разрезных сдвоенных втулок с фланцем



№ п/п	$d \times d_1$, мм	Размеры, мм						Враща- ющий момент T , Н·м	Осевая сила, F_a , кН	Давление, МПа, на		Винты		
		D	D_1	h_1	h_2	h_3	H			валу	ступице	кол-во	диа- метр	Мо- мент затяж- ки, Н·м
1	20x28	47	42	25	38	44	50	230	23	125	89	4	M6	17
2	22x32	51	44	25	38	44	50	260	23	115	79	4	M6	17
3	24x34	53	48	25	38	44	50	350	29	130	91	5	M6	17
4	25x34	53	48	25	38	44	50	360	28,8	125	91	5	M6	17
5	28x39	58	53	30	43	49	55	570	40,7	130	93	8	M6	17
6	30x41	60	55	30	43	49	55	620	41	122	89	8	M6	17
7	32x43	62	57	30	43	49	55	810	50,6	140	104	8	M6	17
8	35x47	66	61	30	43	49	55	960	54	140	104	8	M6	17
9	38x50	69	64	30	43	49	55	980	51,5	120	91	8	M6	17
10	40x53	72	67	30	43	49	55	1080	54	120	90	8	M6	17
11	42x55	72	73	40	56	64	72	1790	85	135	103	8	M8	41
12	45x59	82	77	40	56	64	72	1950	86	128	97	8	M8	41
13	48x62	85	80	40	56	64	72	2080	86	120	92	8	M8	41
14	50x63	88	83	50	66	64	82	2770	113	118	90	10	M8	41
15	55x71	94	89	50	66	74	82	3130	113,8	110	85	10	M8	41
16	60x77	100	95	50	66	74	82	3280	109	97	75	10	M8	41
17	65x84	107	102	50	66	74	82	3970	122	100	77	10	M8	41
18	70x90	118	112	60	78	88	98	6090	174	110	85	10	M10	83

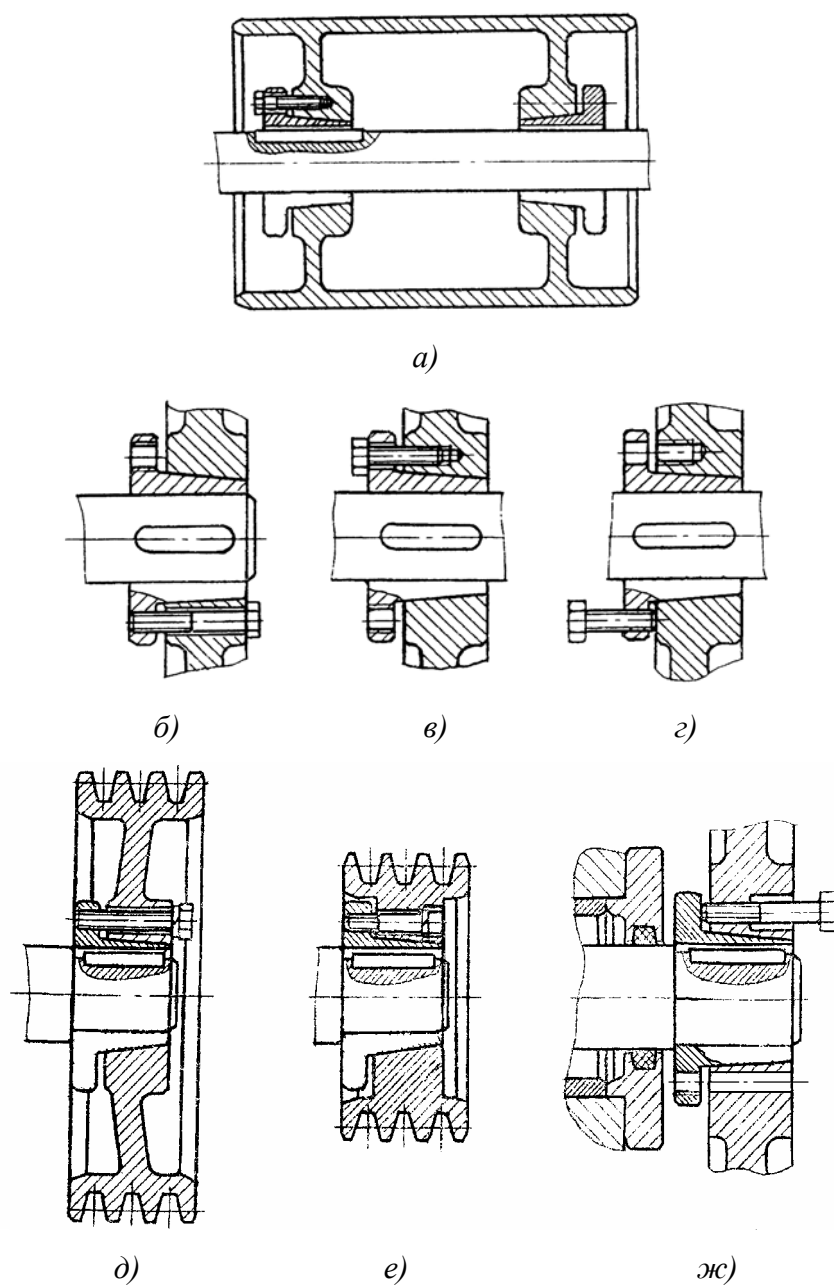
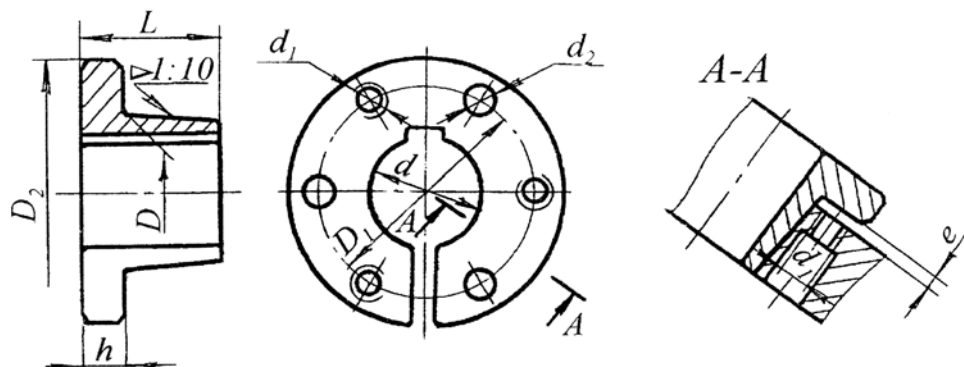


Рис. 15.10. Втулки конические разрезные одиночные с фланцем

Таблица 15.12

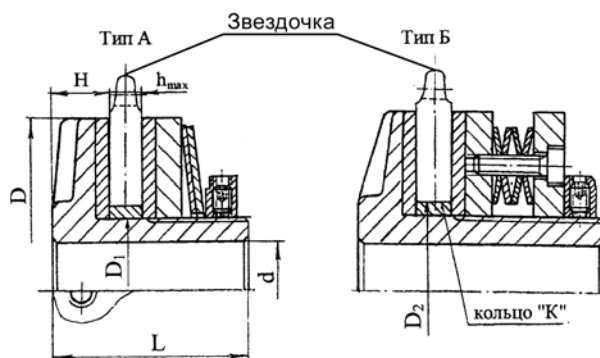
Основные размеры конических разрезных одиночных втулок с фланцем, мм



Продолжение табл. 15.12

d	L	D	D_1	D_2	h	d_1	d_2	e
14...25	30	35	48	62	8	M6	7	2
18...32	40	45	62	78	10	M8	9	2
22...40	50	55	70	86	10	M8	9	3
28...50	60	66	80	96	12	M8	9	3
34...60	70	80	98	120	15	M10	11	3
45...80	95	110	132	160	20	M14	15	4
55...100	120	135	160	190	25	M16	17	4

В табл. 15.13 приведены основные параметры деталей узла торцевого крепления. При этом диаметр D_2 сменного кольца "К", принимается с учетом диаметра посадочного отверстия закрепляемой детали.



Способы регулирования передаваемого момента.

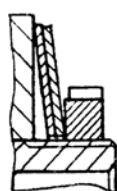
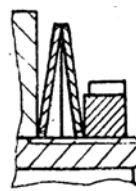
1. От 25 до 100 % T_{max} 2. От 10 до 50 % T_{max}

Рис. 15.11. Торцевой способ крепления ступицы

Таблица 15.13

Основные параметры деталей узла торцевого крепления

Тип	А					Б	
Вращающий момент, T_{max} , Н·м	32	80	200	500	1200	1600...3200	4000...8000
d (H7), мм	9...22	14...25	18...28	24...45	34...70	43...95	68...120
L , мм	40	48	60	75	95	150	180
D , мм	55	70	90	125	170	230	310
D_1 (e8), мм	35	40	45	70	100	140	170
H , мм	11	14	18	22	26	35	45
h_{max} , мм	9	10	16	20	30	35	40

ГЛАВА 16

СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

16.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Сварные соединения являются наиболее совершенными неразъемными соединениями, так как лучше других приближают составные детали к целым. Применение сварных конструкций способствует повышению технологичности и обеспечивает существенную экономию материала по сравнению с литыми: сварные стальные конструкции легче литых чугуновых на величину до 50%, а литых стальных - до 30%. Сварные соединения являются наиболее прочными среди неразъемных соединений, а плотность швов обеспечивает их герметичность.

Недостатками сварных соединений являются: наличие остаточных напряжений из-за неоднородного нагрева и охлаждения; возможность коробления деталей (особенно тонкостенных) и проявление скрытых дефектов (трещин, непроваров, шлаковых включений), снижающих прочность соединений.

Сварка широко используется для получения изделий сложных форм из штампованных заготовок (или сочетания штампованных, кованных и литых) и в условиях единичного и мелкосерийного производства обеспечивает снижение стоимости их изготовления. Современная технология позволяет получить сварные соединения достаточной прочности практически для всех материалов.

16.2. ВИДЫ СВАРКИ

Из многочисленных видов сварки в машиностроении чаще используются ручная или автоматическая электродуговая сварка плавящимся электродом, электрошлаковая (при значительной толщине деталей) и контактная (стыковая, шовная и точечная).

При ручной дуговой сварке источником тепла для местного расплавления соединяемых элементов является электрическая дуга между электродом и деталями. Этим способом свариваются стальные детали толщиной от 1 до 60 мм с короткими и неудобно расположенными сварными швами.

В конструкциях со швами значительной длины наиболее производительной является дуговая автоматическая сварка под флюсом. Этим видом сварки соединяются детали из углеродистых и низколегированных сталей толщиной от 2 до 130 мм и он может быть механизирован. В качестве электрода используется стальная омедненная проволока.

Для соединения деталей из высоколегированных сталей, различных сплавов со специальными свойствами и цветных металлов применяется дуговая сварка в среде инертных газов - аргона и гелия - плавящимися или неплавящимися вольфрамовыми электродами.

Легированные стали, алюминиевые и медные сплавы, тугоплавкие металлы и неметаллические материалы (графит, керамика и др.) хорошо свариваются в вакуумных камерах электронным лучом большой мощности (2...15 кВт, плотность 10^6 Вт / см²) при вакууме $1,3 \cdot 10^{-3}$ Па. При плазменной сварке в качестве источника тепла используется сжатая дуга. Ручная и автоматическая микроплазменная сварка позволяет сваривать детали толщиной от 0,1 до 0,5 мм.

Электро-контактная сварка применяется в крупносерийном и массовом производстве для соединения деталей из углеродистых и легированных сталей, алюминиевых и других сплавов.

При электро-контактной сварке разогрев соединяемых деталей происходит за счет тепла, выделяющегося при прохождении через них импульсов электрического тока. Для электро-контактной сварки характерна быстрота процесса, высокая степень механизации и автоматизации.

Точечной сваркой свариваются листовые детали одинаковых или различных толщин, пересекающиеся стержни, листы с угловыми профилями, швеллера и т. д. Толщины свариваемых деталей из листового материала не должны различаться более чем в 3 раза.

Роликовая (шовная) сварка применяется для получения герметичных швов в тонколистовых конструкциях с толщиной стенки до 2...3 мм.

16.3. ВИДЫ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Условные изображения и обозначения швов сварных соединений стандартизованы.

В зависимости от расположения соединяемых частей различают следующие виды сварных соединений: стыковые, нахлесточные, тавровые и угловые (рис. 16.1). Они выполняются с помощью стыковых и угловых швов.

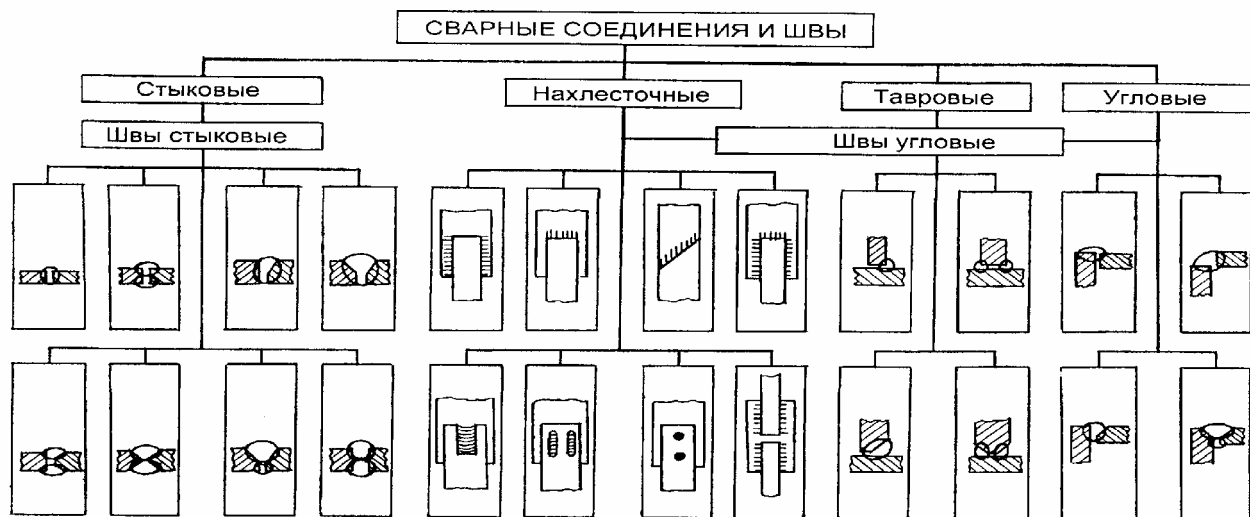


Рис.16.1. Классификация сварных швов

Стыковые швы (рис. 16.2) по форме подготовленных кромок деталей выполняют: без скоса кромок – при толщине соединяемых деталей менее 4...5 мм (рис. 16.2, а, б, в), V-образные (рис. 16.2, г, д, е), Х-образные (рис. 16.2, ж, з, и), U-образные (рис. 16.2, к, л, м) и др. По характеру выполнения они могут быть односторонними (рис. 16.2, а, г, к), односторонними с подваркой с другой стороны (рис. 16.2, б, д, л), односторонними со стальными привариваемыми или медными отъемными подкладками с другой стороны (рис. 16.2, в, е) и двусторонними (рис. 16.2, ж, з, и, м).

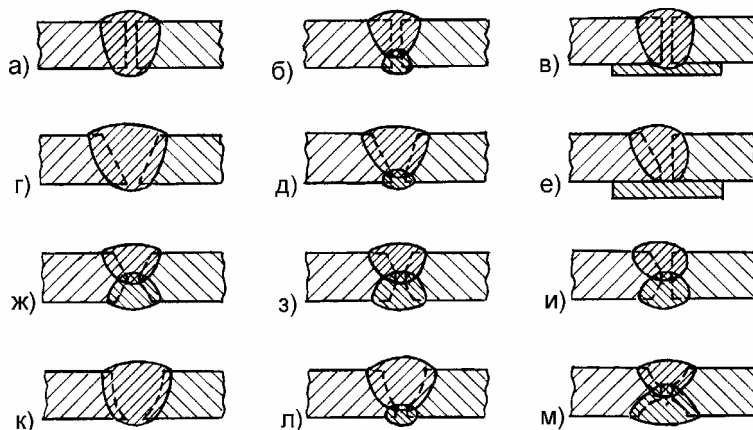


Рис.16.2. Типы стыковых швов

Угловые швы (рис. 16.3) по форме подготовленных кромок деталей выполняют: без скоса кромок (рис. 16.3, а, б, в, г, д), со скосом одной кромки (рис. 16.3, е, ж) и со скосом двух кромок (рис. 16.3, з, и, к). По характеру выполнения они могут быть односторонними (рис. 16.3, б, г, е, и) и двусторонними (рис. 16.3, а, в, д, ж, з, к). По форме сечения угловые швы делятся на наиболее распространенные нормальные – с соотношением катетов 1:1 (рис. 16.4, а), улучшенные – с соотношением катетов 1:2 (рис. 16.4, б), усиленные (выпуклые) (рис. 16.4, в) и вогнутые (рис. 16.4, г). Последние три типа швов применяются в основном при действии переменных нагрузок.

Угловые швы по расположению относительно силы, действующей на шов, бывают: лобовые, расположенные перпендикулярно направлению силы, фланговые, расположенные параллельно направлению силы, косые, расположенные под углом к направлению силы, и комбинированные, сочетающие в себе швы, названные ранее.

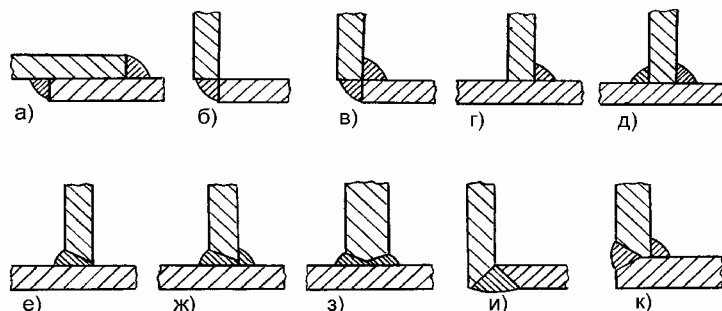


Рис.16.3. Типы угловых швов

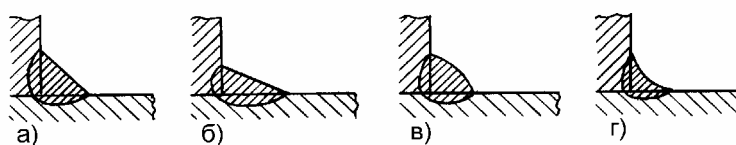
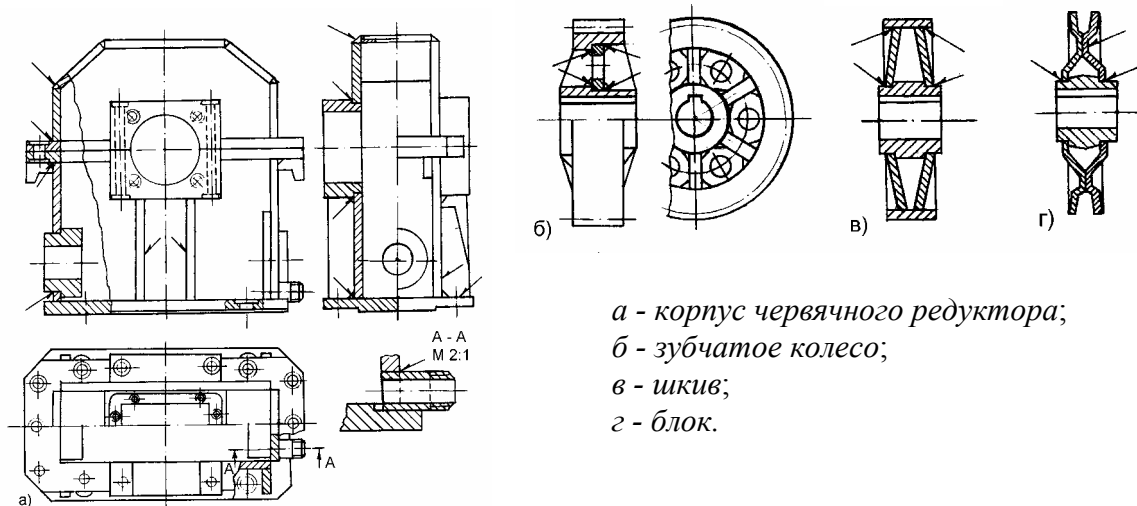


Рис.16.4. Форма сечений угловых швов

Сварные детали могут состоять из листового материала или проката, заготовленных резкой, гибкой, вырубкой и др., а также включать в себя детали, изготовленные литьем, ковкой, штамповкой с предварительной механической обработкой некоторых поверхностей или без нее. Примеры типовых конструкций сварных соединений приведены на рис. 16.5.



а - корпус червячного редуктора;
б - зубчатое колесо;
в - шкив;
г - блок.

Рис.16.5. Примеры конструкций сварных деталей

16.4. РАСЧЕТ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Расчет сварного соединения производится после выбора вида соединения, способа сварки, марки электрода, рационального размещения сварных швов, определения сечений и длины швов из условия равнопрочности наплавленного металла и материала соединяемых деталей. Размеры соединяемых деталей обычно известны заранее из условий прочности, жесткости или конструктивных соображений. При этом концентрация напряжений, обусловленная резким изменением формы сечений и особенностями работы соединяемых деталей и сварного шва, оказывает существенное влияние на прочность соединений.

16.4.1. Расчет сварных соединений при действии статических нагрузок

При действии статических нагрузок разрушения сварных швов носят в основном хрупкий характер и могут сопровождаться значительными пластическими деформациями.

Величина разрушающей нагрузки определяется экспериментально путем испытаний сварного соединения либо расчетом – по номинальным напряжениям с учетом размеров шва и значений разрушающего напряжения в виде предела прочности материала соединяемых деталей.

При проектировании сварных конструкций стремятся к обеспечению примерной равнопрочности шва и соединяемых им деталей, а при наличии нескольких швов - к их равномерному нагружению. Часто сама конструкция определяет тип и размеры шва, для которого выполняется проверочный расчет на прочность. При неудовлетворительных результатах такого расчета вносятся соответствующие изменения в конструкцию и повторяют расчет.

Ниже приведены условия прочности по допускаемым напряжениям для наиболее употребительных видов сварных швов и нагружений.

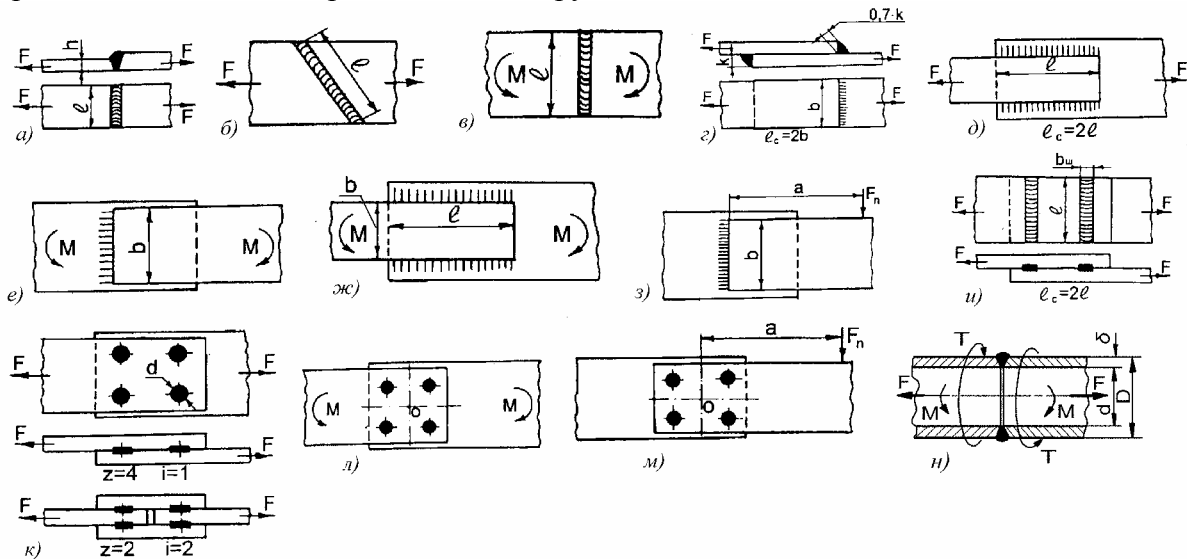


Рис.16.6. К расчету стыковых и угловых швов

Стыковой шов в зависимости от вида нагрузки (рис. 16.6, а, б) рассчитывают:

$$\text{на растяжение} \quad \sigma_p = F / h \cdot l \leq |\sigma'_p| ; \quad (16.1)$$

$$\text{на сжатие} \quad \sigma_c = F / h \cdot l \leq |\sigma'_c| , \quad (16.2)$$

где F - сила, растягивающая (или сжимающая) соединяемые элементы, Н ;

h - наименьшая толщина свариваемых деталей по месту стыка, мм ;

l - длина шва, мм ;

При действии на соединение изгибающего момента M , Н·м в плоскости соединяемых элементов (рис. 16.6, в) условие прочности для стыкового шва имеет вид

$$\sigma_p = 6M \cdot 10^3 / h \cdot l^2 \leq |\sigma'_p| , \quad (16.3)$$

а при совместном действии на соединение момента M , Н·м и растягивающей (или сжимающей) силы F , Н

$$\sigma_p = F / h \cdot l + 6M \cdot 10^3 / h \cdot l^2 \leq |\sigma'_p| . \quad (16.4)$$

Здесь $|\sigma'_p|$ и $|\sigma'_c|$ - соответственно допускаемые напряжения для шва при растяжении и сжатии, зависящие от допускаемого напряжения растяжения $|\sigma_p|$ основного металла детали, метода сварки, характера действующей на соединение нагрузки, степени ответственности соединения, марки используемого электрода (табл. 16.1).

Угловой шов, работающий на срез при действии на соединение растягивающей (или сжимающей) силы F , Н (рис. 16.6, г, д), проверяется по формуле

$$\tau = F / 0,7k \cdot l_c \leq |\tau'|, \quad (16.5)$$

где k - катет поперечного сечения шва, мм, обычно равен толщине листов, но может быть меньше с ограничением $k_{\min}=3$ мм;

l_c - длина шва, равная сумме длин всех швов (длина периметра швов), мм.

При действии на соединение изгибающего момента M , Н·м в плоскости стыка для лобового углового шва (рис. 16.6, е) используется расчетное условие

$$\tau = 6M \cdot 10^3 / 0,7k \cdot e^2 \leq |\tau'|, \quad (16.6)$$

а для флангового углового шва (рис. 16.6, ж), условно полагая, что напряжения направлены вдоль швов и распределены равномерно по длине швов,

$$\tau \cong M \cdot 10^3 / 0,7k \cdot l \cdot e \leq |\tau'|, \quad (16.7)$$

где e - ширина приваренного листа, мм; l - длина флангового шва, $50k \geq l \geq 30$ мм.

Соединение комбинированным (лобовым и фланговым) швом при действии момента в плоскости стыка рассчитывается упрощенно в предположении, что они работают независимо. При этом

$$\tau \cong M \cdot 10^3 / (0,7k \cdot e^2 / 6 + 0,7k \cdot l \cdot e) \leq |\tau'|. \quad (16.8)$$

При действии на соединение поперечной силы F_n , Н (рис. 16.6, з), создающей относительно шва момент пары сил $M=F_n \cdot a$, Н·м, результирующее касательное напряжение должно удовлетворять условию

$$\tau_{рез} = \sqrt{(F_n / 0,7k \cdot e)^2 + (6F_n \cdot a / 0,7k \cdot e^2)^2} \leq |\tau'|. \quad (16.9)$$

Здесь $|\tau'|$ - допускаемое касательное напряжение для шва, МПа, выбирается по табл. 16.1.

Шовная сварка при действии на соединение силы F , Н в плоскости стыка (рис. 16.6, и) проверяется на срез по формуле

$$\tau = F / b_{ш} \cdot l_c \leq |\tau'|, \quad (16.10)$$

где $b_{ш}$ - ширина сварного шва, $b=2h$, мм; l_c - суммарная длина швов, мм.

Точечная сварка при действии на соединение силы F , Н в плоскости стыка (рис. 16.6, к) проверяется на срез по формуле

$$\tau_{(F)} = 4F / z \cdot i \cdot \pi \cdot d_T^2 \leq |\tau'|, \quad (16.11)$$

где z - количество сварных точек; i - число плоскостей среза; d_T - диаметр сварной точки, мм; $d_T=1,5h_{\min} + 4$; $h_{\min}$ - наименьшая толщина соединяемых деталей, мм.

При действии на соединение изгибающего момента M , Н·м в плоскости стыка (рис. 16.6, л) условие прочности точечной сварки имеет вид

$$\tau_{(M)} = 4M \cdot 10^3 \cdot r_{j_{\max}} / \pi \cdot i \cdot d_T^2 \cdot \sum_{j=1}^z r_j^2 \leq |\tau'|, \quad (16.12)$$

где r_j и $r_{j_{\max}}$ - расстояния от j -ой и наиболее удаленной точек до нейтральной оси соединения, мм.

При действии на соединение поперечной силы F_n , Н (рис. 16.6, м), создающей момент пары сил $M=F_n \cdot a$, Н·м, результирующее касательное напряжение должно удовлетворять условию

$$\tau = \sqrt{(\tau_{(F)})^2 + (\tau_{(M)})^2} \leq |\tau'|, \quad (16.13)$$

где $\tau_{(F)}$ и $\tau_{(M)}$ - касательные напряжения среза от действия силы F_n и момента M , определяемые по приведенным выше формулам; $|\tau'|$ - допускаемое касательное напряжение при шовной и точечной сварке, МПа, принимается по табл. 16.1.

Для варианта соединения стыковым швом цилиндрических деталей, нагруженных растягивающей (сжимающей) силой F , Н, изгибающим моментом M , Н·м и вращающим моментом T , Н·м (рис.16.6,н), его прочность проверяется с использованием четвертой теории прочности через эквивалентное напряжение

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{(\sigma_p + \sigma_u)^2 + 3\tau^2} \leq |\sigma'_p|, \quad (16.14)$$

где σ_p – нормальные напряжения растяжения (сжатия), МПа

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi(D^2 - d^2)} \approx \frac{F}{\pi \cdot d \cdot \delta}; \quad (16.15)$$

σ_u – наибольшие нормальные напряжения изгиба, МПа

$$\sigma_u = \frac{M \cdot 10^3 \cdot D}{0,1(D^4 - d^4)} \approx \frac{4M \cdot 10^3}{\pi \cdot d^2 \cdot \delta};$$

τ – наибольшие касательные напряжения, МПа

$$\tau = \frac{T \cdot 10^3 \cdot D}{0,2(D^4 - d^4)} \approx \frac{2T \cdot 10^3}{\pi \cdot d^2 \cdot \delta};$$

δ, d, D – в мм; $|\sigma'_p|$ – допускаемое напряжение для шва, МПа (табл.16.1).

Таблица 16.1

Допускаемые напряжения для сварных швов

Вид технологического процесса сварки	Допускаемые напряжения для сварных швов при		
	растяжении $ \sigma'_p $, МПа	сжатии $ \sigma'_c $, МПа	срезе $ \tau' $, МПа
Автоматическая, ручная электродами Э 42 А и Э 50 А, в среде защитного газа, контактная стыковая	$ \sigma_p $	$ \sigma_p $	$0,65 \sigma_p $
Ручная дуговая электродами обычного качества, газовая сварка	$0,9 \sigma_p $	$ \sigma_p $	$0,6 \sigma_p $
Электроконтактная шовная и точечная	—	—	$0,5 \sigma_p $
Примечание: $ \sigma_p = \sigma_T / S$ - допускаемое напряжение растяжения для материала соединяемых элементов сварной конструкции при статических нагрузках. Запас прочности $S = 1,2 \dots 1,6$ – для низкоуглеродистых и $S = 1,5 \dots 2$ – для низколегированных сталей.			

16.4.2. Расчет сварных соединений при действии переменных нагрузок

Разрушения сварных соединений, находящихся под действием переменных нагрузок, имеют усталостный характер и происходят по шву или вблизи последнего.

При расчете сварных конструкций на выносливость при действии переменных нагрузок допускаемые напряжения для основного металла и сварного шва уменьшаются по сравнению с допускаемыми напряжениями, используемыми в расчетах при статическом нагружении

$$[\sigma_R] = \gamma [\sigma] \text{ и } [\tau_R] = \gamma [\tau], \quad (16.15)$$

где γ - коэффициент понижения допускаемых напряжений, зависящий от типа соединения и характеристики цикла (коэффициента асимметрии цикла) $R = F_{\min} / F_{\max}$ (табл. 16.2).

Таблица 16.2

Значения коэффициента γ

$R = F_{\min} / F_{\max}$	Коэффициент γ для	
	стыкового шва	углового шва
+1	1	1
+0,8...+0,6	1	0,94...0,88
+0,8...+0,2	1	0,83...0,75
0	1	0,75
-0,2...-0,4	0,94...0,88	0,75...0,67
-0,6...-0,8	0,82...0,78	0,65...0,63
-1	0,75	0,60

*Зависимости (16.11) - (16.13) могут быть использованы для расчета плотных заклепочных соединений с принятием соответствующих, с учетом трения в стыке, допускаемых напряжений среза ($|\tau| = 80 \dots 90$ МПа).

ЧАСТЬ II. КОНСТРУИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ МАШИН

ГЛАВА 17 ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПРИ КОНСТРУИРОВАНИИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Процесс проектирования включает в себя следующие этапы по разработке:

1. Технического предложения с обоснованием предлагаемого варианта решения по реализации задания.
2. Эскизного проекта, дающего принципиальное конструктивное решение и общее представление об устройстве и принципе работы изделия, о его габаритах и основных параметрах.
3. Технического проекта, дающего на основе разработанных чертежей сборочных единиц и общих видов полное представление об устройстве изделия и исходные данные для разработки рабочих чертежей.
4. Рабочего проекта, предусматривающего оформление всех конструкторских документов, необходимых для изготовления изделия: чертежи деталей, сборочные, монтажные и габаритные чертежи, спецификация, ведомости покупных изделий и т.д.
5. Пояснительной записки, содержащей описание конструкции, а также расчеты, обосновывающие ее работоспособность.

Решение любой конструктивной задачи может быть осуществлено в различных вариантах.

Выбор оптимального варианта конструкции - это решение, в результате которого согласуются различные, не всегда полностью удовлетворяемые в данной конструкции требования. С увеличением рассматриваемых вариантов возрастает вероятность выявления наиболее приемлемой конструкции, принимаемой для последующей конструктивной разработки после всесторонней технико-экономической оценки.

Большой экономический эффект обеспечивается при использовании унифицированных устройств и элементов. Обоснование применения унифицированных устройств и элементов при конструировании позволяет снизить сроки проектирования и стоимость изделия. Компонировка изделия должна быть рациональной с позиций ее нагружения, направления действующих сил и их величины. На всех стадиях разработки конструкции необходимо учитывать экономичность принимаемых решений, технологию изготовления и сборки, условия эксплуатации и обслуживания, ремонтпригодность, срок службы, надежность и т.д.

17.1. СТАНДАРТИЗАЦИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Стандартизация предполагает установление и применение обязательных норм и требований, которым должны соответствовать типы, размеры, параметры и качественные характеристики материалов, деталей, узлов и готовых изделий.

Применение стандартных деталей и узлов сокращает сроки и уменьшает трудоемкость создания новых машин, поскольку при этом отпадает необходимость их проектирования, изготовления и доводки; облегчает эксплуатацию и обеспечивает ремонтпригодность машин, упрощает и удешевляет ремонт путем замены вышедших из строя стандартных изделий.

Стандартизация технических условий и методов испытаний деталей и узлов машин способствует повышению их качества и надежности, а стандартизация деталей машин обеспечивает возможность использования стандартного инструмента для их обработки и измерения.

Стандартизация деталей и узлов машин охватывает: а) материалы (механические характеристики, химический состав, термообработка, сортамент); б) нормы проектирования

(терминология, классификация, методы расчета, правила оформления чертежей, схем и другой документации, регламентированные единой системой конструкторской документации); в) конструктивные элементы (ряды чисел линейных размеров, модули зубчатых колес, межосевые расстояния, передаточные числа, резьбы, шпоночные соединения и т.д.); г) допуски и посадки, параметры шероховатости, отклонения размеров, формы и расположения поверхностей; д) формы и размеры деталей узлов массового применения (крепежных деталей, муфт, подшипников качения, смазочных устройств и т.д.); е) ряды основных параметров машин, их качественные характеристики, габариты и присоединительные размеры и т.д.

В зависимости от сферы действия и уровня утверждения стандарты подразделяются: на ГОСТы - государственные стандарты; на ОСТы - отраслевые стандарты; СТП - стандарты предприятий.

Унификация предполагает сокращение числа типоразмеров и марок продукции, многократное применение одних и тех же конструктивных элементов и использование деталей и узлов из ранее спроектированных машин в конструкциях новых, что способствует сокращению номенклатуры деталей, обрабатывающего, измерительного и монтажного инструмента, приводит к уменьшению стоимости изготовления и ремонта машин. Унификация должна проводиться как в отношении стандартных, так и нестандартных деталей и узлов машин. Обычно в конструкциях машин унифицируются посадочные диаметры, посадки и параметры точности сопряженных деталей; диаметры и типы резьб; формы шпонок и шлицев, посадки и параметры точности шпоночных и шлицевых соединений; модули, типы зубьев и параметры точности зубчатых зацеплений; размеры фасок и галтелей; марки и сортамент материалов; типоразмеры крепежных деталей, подшипников качения и других деталей.

Для оценки уровня унификации машины используется коэффициент унификации

$$K_y = \frac{n_y}{\sum n} \cdot 100\%,$$

где n_y - число унифицированных деталей; $\sum n$ - общее число деталей машины.

Стандартизация и унификация основаны на применении рядов предпочтительных чисел.

По ГОСТ 8032 установлены 5 основных рядов предпочтительных чисел со знаменателем геометрической прогрессии $q = \sqrt[n]{10}$, где $n=5, 10, 20, 40, 80$.

На базе основных рядов разработан ГОСТ 6636 на ряды нормальных линейных размеров. Ряд нормальных линейных размеров при $n=40$ приведен в табл. П.3.

17.2. ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

При конструировании, наряду с определением рационального набора типов функциональных узлов и деталей, необходимо установить технологические приемы изготовления и сборки, а также требования к ним в части отклонений размеров и других параметров.

Технологичность изделия как и другие ее качественные показатели (точность, долговечность, надежность и т.д.) в значительной мере зависят от правильного выбора характера сопряжения, допусков размеров, формы и расположения поверхностей или элементов деталей. Поэтому важной задачей, решаемой в данном направлении, является установление связей между геометрическими характеристиками машины, ее деталей и их служебным назначением, а также разработка норм точности на отклонение этих характеристик.

Для технологичных деталей обеспечиваются заданные эксплуатационные параметры при наименьших затратах труда, средств, материалов и времени при технической подготовке их производства, изготовлении, эксплуатации и ремонте.

Технологичность детали в значительной степени зависит от материала и способа получения заготовки. Ее формы и размеры должны быть по возможности близки к форме и размерам готовой детали с тем, чтобы обработку с удалением слоя материала применять только для тех поверхностей, которые требуют особой чистоты и точности. Основными ви-

дами заготовок в машиностроении являются прокат, поковки и литье. Для производства мелких, слабо нагруженных деталей часто используют холодную штамповку из тонколистового материала с вытяжкой.

Обычно точность размеров и чистота рабочих поверхностей деталей, полученных одним из вышеописанных способов, оказываются недостаточными, поэтому полученные заготовки должны пройти механическую обработку, основными видами которой являются: точение для обработки цилиндрических и конических поверхностей, галтелей и нарезания резьбы; фрезерование плоскостей и фасонных поверхностей; сверление, зенкерование и развертывание отверстий; строгание плоскостей и долбление пазов и зубьев; шлифование зубьев, цилиндрических и конических поверхностей; другие операции (протягивание, притирка, хонингование и полирование).

Механическая обработка предъявляет к геометрической форме детали определенные требования: размеры детали должны позволять ее установку на соответствующий станок; деталь должна иметь установочные поверхности, с помощью которых может быть укреплена на станке, а также правильную ориентацию инструмента относительно поверхности обработки. Важное значение при обработке деталей имеет также рациональный выбор базирования.

К технологическим требованиям следует также отнести точность выполнения и чистоту обрабатываемых поверхностей, которые должны отвечать реальным условиям их работы. Повышение точности и чистоты поверхности существенно увеличивает трудоемкость изготовления детали и ее стоимость.

Перечисленные требования технологии оказывают вполне определенное влияние на конструкцию изделия и его деталей. При этом конструктивная форма деталей должна соответствовать технологии получения заготовки и ее механической обработки при заданном масштабе выпуска. Таким образом, масштаб выпуска, технология и конструкция находятся в тесной взаимосвязи.

Общие требования по технологичности деталей при их конструировании на основе вышеизложенного могут быть сведены к следующим рекомендациям:

- а) применять заготовки, близкие по форме и размерам к готовой детали;
- б) сокращать количество и размеры обрабатываемых поверхностей;
- в) проводить анализ размерных связей: вначале между деталями механизмов и узлов, а затем внутри каждой детали;
- г) обеспечивать удобные базы для установки и закрепления заготовки при обработке и транспортировке, а также легкий доступ ко всем поверхностям при обработке, контроле и измерениях;
- д) предусматривать обработку на проход и удобство входа и выхода инструмента;
- е) располагать плоские поверхности на одном уровне или перпендикулярно друг другу так, чтобы с одной установки обрабатывались поверхности, связанные условиями параллельности, перпендикулярности и т.д.;
- ж) упрощать формы поверхности, для чего сложные детали следует расчленять на ряд простых с последующим их соединением;
- з) уменьшать объем ручных пригоночных операций при сборке;
- и) рационально назначать допуски на размеры и взаимное расположение деталей;

Однако при выполнении перечисленных требований дать общее для всех случаев правило конструирования деталей, отвечающее условиям технологии производства и их экономичности, не представляется возможным, т.к. конструкция деталей прежде всего определяется их служебным назначением в каждом конкретном случае.

Технологичность конструкции одного и того же изделия будет также различной в зависимости от имеющихся типов производств и должна оцениваться при этом с точки зрения его массовости и производственных возможностей (наличие того или иного технологического оборудования).

17.3. БАЗИРОВАНИЕ, БАЗЫ И ПРОСТАНОВКА РАЗМЕРОВ

Процесс изготовления детали, ее технологичность в значительной степени зависят от системы простановки размеров, которые можно разбить на две группы:

1. Основные или сопряженные размеры, входящие в размерные цепи и определяющие относительное положение деталей в собранном изделии. К ним относятся важнейшие конструктивные размеры, влияющие на работоспособность, точность и взаимозаменяемость.

2. Свободные размеры, не входящие в размерные цепи деталей или изделия. К ним относятся размеры, не влияющие на взаимодействие и точность сопряженных деталей, т.к. не входят в общие с размерами других деталей.

При этом количество проставленных размеров должно быть необходимым и достаточным для геометрической определенности изделия. Основанием для исполнителей являются числа размеров, но не масштаб. Необходимое и достаточное количество размеров не зависит от способа их простановки, который может быть различным. Допустимы и размеры, представляющие, например, сумму других размеров при условии, что они облегчают понимание чертежа. Такие размеры называются справочными и отмечаются звездочкой.

Размеры, подлежащие контролю, должны удовлетворять конструктивным условиям - обеспечивать необходимые сопряжения детали с другими деталями.

Для этого необходимо те размеры, которые требуют большей точности, указывать непосредственно, а не определять через другие. При этом размеры, входящие в цепи, должны быть указаны непосредственно на рабочих чертежах соответствующих деталей.

С позиций технологической рациональности проставляемых размеров предпочтительна такая их совокупность, которая создает удобства для изготовления и контроля с необходимой точностью.

Чтобы связать различные группы размеров между собой, их привязывают к базам, которыми являются оси, плоскости симметрии, торцевые плоскости и т.д.

Простановка размеров включает в себя: выбор баз, от которых должны проставляться размеры; определение номинальных, сопряженных и свободных размеров.

Базы имеют важное значение для координирования взаимного положения отдельных элементов детали, особенно тех ее частей, которые предназначены для присоединения к ней других деталей. Общая классификация баз может быть представлена по схеме, приведенной на рис. 17.1.

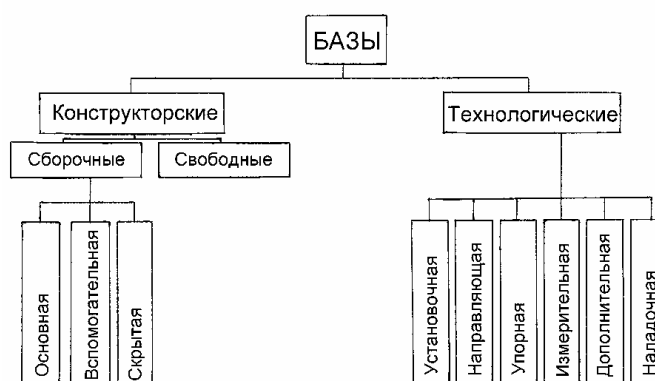


Рис. 17.1. Классификация баз

Конструкторские базы - базы, относительно которых координируются положение деталей в собранном изделии.

Технологические базы - базы, при помощи которых обрабатываемая поверхность ориентируется на станке или специальном приспособлении.

Основная база - та поверхность, которая определяет положение детали в изделии.

Для большинства деталей машин основными базами являются цилиндр или торец.

В ряде случаев выбор основной базы зависит от отношения l/d , где l и d - длина и диаметр цилиндрической посадочной поверхности. При $l/d \geq 0,8$ основной базой является цилиндр, при $l/d < 0,8$ - торец.

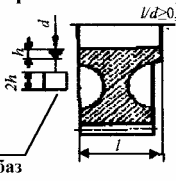
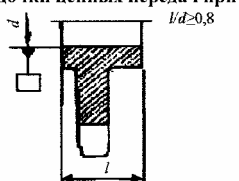
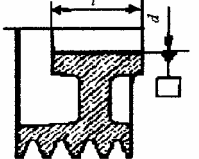
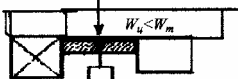
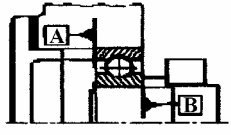
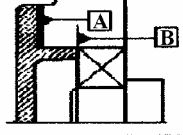
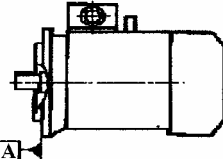
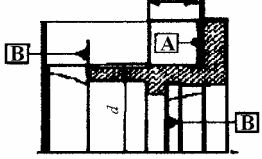
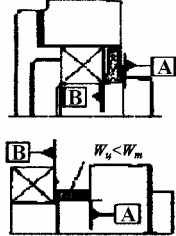
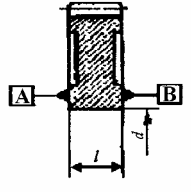
Для втулок и колец основная база выбирается от соотношения W_u и W_m , где W - погрешность базирования. При $W_u < W_m$ основная база - цилиндр, а при $W_u > W_m$ основная база - торец.

В табл. 17.1 приведены основные базы некоторых типовых деталей машин.

Вспомогательная база - определяет положение деталей, присоединяемых к данной детали.

Таблица 17.1.

Основная база типовых деталей

Основная база	Примеры деталей	
Цилиндр	Зубчатые, червячные колеса при $l/d \geq 0,8$ 	Звездочки цепных передач при $l/d \geq 0,8$ 
	Шкивы ременных передач, полумуфты при $l/d \geq 0,8$ 	Втулки дистанционные при $W_u < W_m$ 
	Кольца подшипников качения 	Крышки подшипников качения 
	Фланцы электродвигателей 	Стаканы короткие при $l/d < 0,8$ 
Торец Базовые поверхности, обозначенные буквой А, предназначены для базирования самих деталей, буквой В - для базирования сопряженных деталей	Втулки или дистанционные кольца, маслосдерживающие кольца, маслоотражательные шайбы и др. 	Зубчатые, червячные колеса при $l/d < 0,8$ 

Скрытая база - база, которая на детали существует в неявном виде. К ним относятся центры, осевые линии, ось симметрии.

Свободная база - база, относительно которой координируется геометрическая форма детали.

Установочная, направляющая, упорная базы - базы ориентации детали относительно трех взаимно перпендикулярных координатных плоскостей.

Измерительная база - база, от которой производятся измерения расстояний до других элементов детали.

Дополнительная база - база (поверхность), которая вводится технологом для детали с целью удобства обработки.

Наладочная база - база, от которой производится наладка станка и инструмента.

От удачного выбора баз в большой мере зависит качество обработки и себестоимость изготовления деталей. При этом возможны три системы простановки размеров: 1) от конструкторских баз; 2) от технологических баз; 3) комбинированная.

Практика разработки чертежей показывает, что от конструкторских баз проставляется сравнительно небольшое количество размеров, которое не превышает 15% общего числа размеров детали. Для обеспечения хороших эксплуатационных качеств детали эти размеры сопровождаются относительно жесткими допусками. Простановка остальных

размеров связана с вопросами изготовления детали и их координирование подчиняется требованиям технологии обработки.

Однако для целесообразного координирования необходимо определить не только те группы размеров, которые должны быть проставлены от конструкторских или технологических баз, но и метод их простановки.

В практической работе конструктора применяются три метода простановки размеров: 1) цепной; 2) координатный; 3) комбинированный.

Цепной метод часто применяется при простановке размеров: на межосевые расстояния, в ступенчатых деталях, где требуется получить очень точные размеры ступеней, при обработке детали комплектом режущего инструмента и т.д. При такой последовательности обработки на точность каждого размера влияют только технологические ошибки, возникающие при выполнении данной операции. Однако точность расположения элементов относительно некоторой общей базы последовательно уменьшается. Так, например, ошибка расположения четвертого элемента относительно базы, по закону суммирования ошибок, равна сумме ошибок четырех размеров.

Координатный метод применяется при простановке размеров с точным фиксированием от одной выбранной базы. Этим обеспечивается точность расстояний всех элементов от базы, но снижается точность между самими элементами.

Комбинированный метод простановки размеров представляет собой сочетание цепного и координатного метода и имеет в практике наибольшее распространение. Его используют для уменьшения ошибок в наиболее точных размерах.

Таким образом, размеры следует проставлять так, чтобы в первую очередь обеспечивались конструктивные требования, т.е. простановка размеров должна согласовываться в первую очередь с характером и точностью сопряжения данной детали с другими. Одновременно, но не в ущерб конструктивным требованиям, простановка размеров должна служить повышению технологичности обработки и контроля деталей. Поэтому по возможности желательно совмещать конструкторские и технологические базы.

В качестве примера рассмотрим конструкцию, приведенную на рис. 17.2.

Для правильного зацепления конической передачи необходимо обеспечить совпадение вершин делительных конусов шестерни и колеса с точкой O пересечения осей валов, что обеспечивается определенным их расположением относительно базовых торцов корпуса. В частности, расположение конической шестерни относительно базового торца T определяется размером C , который находится с учетом размерной цепи из выражения

$$C = l_1 - \Delta_1 - l_2 + l_3 + l_4 + l_5. \quad (17.1)$$

При условии, что все составляющие размеры имеют одинаковые отклонения, они должны составлять не более $\pm \frac{1}{6} \delta_C$, где $\pm \delta_C$ - предельные отклонения на размер C .

При таких малых предельных отклонениях (возможно, не выполнимых для производства) используется способ размерного регулирования, когда все составляющие размеры выполняются с предельными отклонениями, приемлемыми для производства, а один размер выполняется "по месту" при сборке и регулировке механизма. В данном случае размерное регулирование осуществляется за счет регулировочной прокладки Δ_1 , прошлифованной по размеру, установленному при регулировании зацепления, либо за счет набора прокладок (см. раздел 17.6).

Второй является размерная цепь, обеспечивающая необходимый осевой зазор (натяг) δ в подшипниках

$$\delta = a_2 + l'_2 + a_3 + l_2 - a_1 - \Delta_2. \quad (17.2)$$

Из двух размерных цепей сопряженные размеры для комплекта деталей: l_1 и a_1 - для стакана; l_4 - для мазеудерживающего кольца; l_5 - для конической шестерни; a_2 - для крышки; a_3 - для вала.

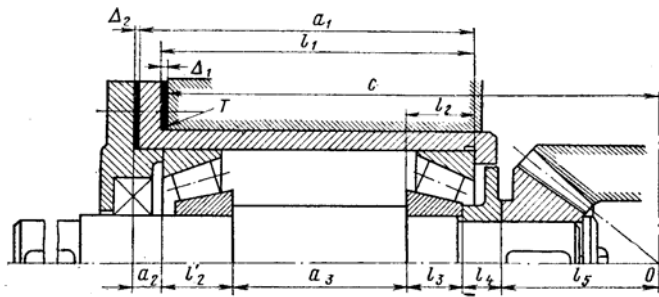


Рис. 17.2. Конструкция вала-шестерни конической передачи

В размерных цепях (17.1) и (17.2) размеры C и δ являются замыкающими, а Δ_1 и Δ_2 - компенсирующими.

Компенсирующими звеньями могут быть прокладки (рис. 17.2), шайбы, дистанционные кольца и т.д., т.е. звенья, изменением размера которых можно наиболее легко, устранив влияние погрешностей размеров сопряженных деталей, получить требуемую точность замыкающего размера.

Из практической целесообразности в качестве замыкающего звена не

следует выбирать звено, к которому предъявляются наиболее высокие точностные требования.

Второй группой сопряженных размеров являются размеры посадочных мест деталей: подшипников, зубчатых колес, муфт и др. на шейках вала; подшипников и крышки в стакане; стакана и крышек в корпусе; уплотнения в крышке и т.д. Поле предельных отклонений сопряженных размеров определяются принятой посадкой. Остальные (несопряженные) размеры деталей относятся к свободным и определяются по технологическим соображениям

(удобство измерений и контроля). На простановку размеров оказывают влияние только операции чистовой обработки.

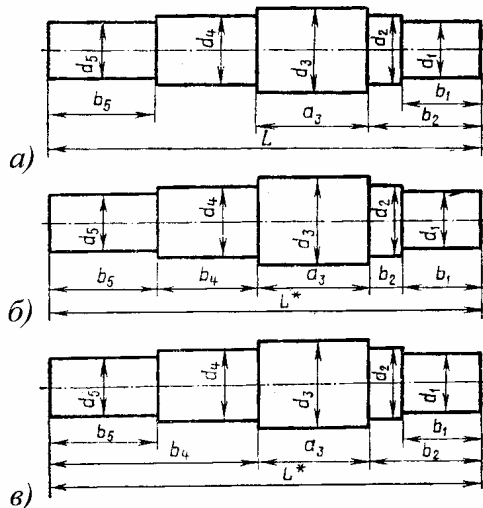


Рис. 17.3. Простановка размеров для вала

При изготовлении вала (рис. 17.3) на первых операциях обрабатывают торцы заготовки и центрируют ее с обеих сторон. Для этого необходим размер длины заготовки L . Чистовая обработка вала производится с двух сторон, при этом один конец вала закрепляется в кулачках патрона, а другой поджимается центром.

В условиях мелкосерийного производства чистовая обработка вала проводится на универсальном токарном станке. При этом обработка поверхности d_4 производится не по размеру от базового торца, а по размеру a_3 , т.к. последний входит в уравнение размерной

цепи (рис. 17.3, а).

В условиях среднесерийного производства широко применяется обработка вала с помощью гидравлического копировального суппорта. При этом способе обработки для изготовления копира удобна цепная простановка размеров (рис. 17.3, б).

В условиях крупносерийного и массового производства широко применяется много-резцовая обработка валов. Для удобства наладки инструмента здесь целесообразнее простановка размеров по координатному способу от каждого торца вала (рис. 17.3, в).

В последних двух случаях общая длина вала L является справочным размером. Во всех трех вариантах обязательна простановка конструктивно-сборочного размера a_3 , что не вызывает технологических затруднений.

В зависимости от размеров стакана заготовку для него отливают или вытачивают из круглого проката. В условиях мелкосерийного производства чистовая обработка производится на токарном станке - стакан закрепляется в кулачках патрона и базируется, например,

по наружному цилиндру и торцу 1 (рис.17.4,а). Места базирования обозначены значком V . При обработке всех внутренних поверхностей и торца 2 окончательно получается размер a_1 .

Затем стакан закрепляется на оправке с базированием по внутреннему цилиндру и торцу 3 (рис. 17.4,б) и обрабатываются все наружные поверхности. Из линейных размеров окончательно получаются b_2 и L . Из зависимостей 17.1 и 17.2 конструктивно-сборочными являются a_1 и l_1 и эти размеры должны быть проставлены на рабочем чертеже (рис. 17.4,в).

Противоречие между конструктивными и технологическими требованиями заключается в данном случае в том, что размер l_1 не поддается непосредственному измерению и контролю. Он проверяется косвенно через a_1 и b_2 , т.е. $l_1 = a_1 - b_2$. Размер b_2 при операциях обработки по схеме на рис.17.4, б следует выполнять по фактически полученному размеру a_1 так, чтобы был выдержан допуск на размер l_1 , т.е. $b_2 = a_1 - l_1$.

Вычислительные операции затрудняют обработку детали, но являются в данном случае необходимыми. Это связано с тем, что простановка размера b_2 , являясь по технологическим соображениям предпочтительнее, привела бы к уменьшению точности размера l_1 или вызвала бы повышение требований к точности размеров a_1 и b_2 . Следовательно, при допуске $\pm \delta$ на размеры a_1 и l_1 следовало бы на размеры a_1 и b_2 на чертеже поставить допуск $\pm \frac{1}{2} \delta$ или обеспечить, чтобы их сумма не превышала $\pm \delta$, что практически сложно осуществить. Поэтому на рабочем чертеже наносится размер l_1 , а не b_2 .

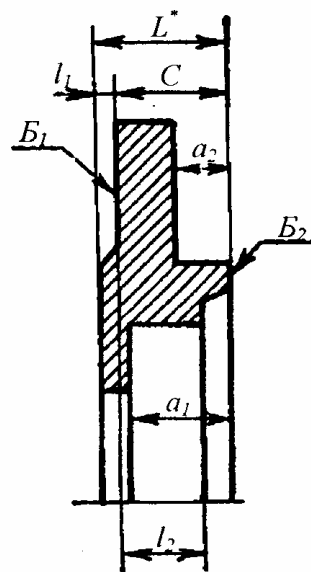
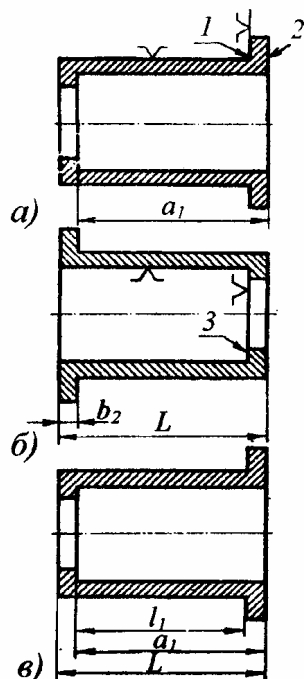


Рис. 17.4. Простановка размеров для стакана Рис. 17.5. Простановка размеров для крышки

Правильная простановка размеров для крышки (рис.17.5) предполагает наличие литейной группы размеров l с базовой необработанной поверхностью B_1 , необходимых для изготовления литейной модели, и группы размеров a механической обработки с базовой обработанной поверхностью B_2 . Обе группы связаны только общим размером C , который может не проставляться, тогда габаритный размер L не является справочным. Из всех линейных размеров крышки в размерные цепи входит только один размер a_2 . Чистовая обработка крышки производится на токарном станке с базированием по наружному цилиндру с одной

стороны (с одного установа). При этом выполнение и контроль размера a_2 не вызывает затруднений.

Из рассмотренных примеров следует, что конструктивные требования, предъявляемые к нанесению размеров, в одних случаях (вал и крышка) совпадают с технологическими, определяющими удобства обработки и измерения, а в других (стакан) не совпадают, что усложняет обработку и контроль детали.

17.4. ПРЕДЕЛЬНЫЕ ОТКЛОНЕНИЯ РАЗМЕРОВ. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

Функциональная взаимозаменяемость всех деталей в конструкции достигается их изготовлением с допустимой погрешностью геометрических, механических и других параметров. Взаимозаменяемость деталей и узлов по геометрическим параметрам осуществляется с учетом требований Единой системы допусков и посадок (ЕСДП).

Для того, чтобы изделие отвечало своему целевому назначению, необходимо, чтобы его размеры выдерживались между двумя допустимыми предельными размерами, разность которых образует допуск. Допуск должен соответствовать расчетным отклонениям, установленным из условий обеспечения работоспособности соответствующей детали или узла. Допуск является мерой точности изготовления: чем меньше допуск, тем выше точность. Система СЭВ, принятая с 1977 г., предусматривает 19 квалитетов - уровней точности, обозначаемых цифрами порядкового номера, возрастающими с увеличением допуска. Допуски размеров следует назначать с учетом технологической возможности их обеспечения в процессе обработки. В табл. 17.2. приведены средние значения экономической точности обработки для различных поверхностей деталей.

При обозначении допуска буквами IT запись IT8 означает допуск по 8 – му квалитету. Таким образом, квалитет - совокупность допусков, соответствующих одинаковой степени точности для всех интервалов номинальных размеров и при этом для каждого интервала номинальных размеров в каждом квалитете установлен определенный допуск (табл. П.4.1), которым заменяется расчетный допуск.

Т а б л и ц а 17.2

Экономическая точность размеров детали при различных методах обработки

Метод обработки	Квалитет точности размеров
Наружная цилиндрическая поверхность	
Обтачивание на станке: автомате револьверном токарном	10...8 8,7 7(6)
Тонкое (алмазное) обтачивание	6(5)
Шлифование: бесцентровое в центрах тонкое	6 6,5 5
Обкатывание роликом и шариком	8...6
Электроэрозионная обработка	13...6
Суперфиниширование и доводка (ручная и механическая)	5
Внутренняя цилиндрическая поверхность	
Сверление: ручное через кондуктор и после предварительного сверления	13(11) 11(10)
Зенкерование	11(10)
Растачивание на станке: автомате револьверном	10...8 9...7

Продолжение табл. 17.2

токарном координатно-расточном	7(6) 6(5)
Алмазное растачивание	6(5)
Развертывание: однократное многократное	7 6(5)
Протягивание, прошивание, калибрование	6(5)
Развальцовывание, шлифование, электрохимическое хонингование	6(5)
Раскатывание	8...6
Хонингование, суперфиниширование, доводка (ручная и механическая)	5
Электроэрозионное и электрохимическое прошивание	13...6
Плоская поверхность	
Строгание	10...8
Долбление	12,11
Фрезерование	8...6
Обтачивание торцов на станке: автомате револьверном токарном	12 11 8(7)
Шлифование: торцов плоскостей	7,6 6(5)
Хонингование, суперфиниширование и доводка (ручная и механическая)	5
Шабрение	8...6
Слесарная опиловка	14...10(8)
Резьбовая поверхность	
Нарезание: плашкой (метчиком) резцом (гребенкой) фрезой	8...6 8...6(5) 8
Накатывание роликами	8,7(6)
Шлифование	6,5
Примечания: 1. Более высокие качества относятся к тем случаям, когда детали изготавливаются небольшими партиями на станках высокой точности. 2. Данные относятся к стальным деталям, для деталей из чугуна или цветных сплавов точность обработки можно принимать на один квалитет выше. 3. В скобках указана технологически достижимая точность обработки.	

Допуски в квалитетах с 5 по 17 (с 5 по 13, используемые в случае сопряжения деталей, а с 14 по 17 – при отсутствии их сопряжения) определяются по формуле

$$IT = a \cdot [0,45\sqrt{D(d)} + 0,001D(d)], \text{ мкм}, \quad (17.3)$$

где $D(d)$ – средний размер интервала, мм; a – коэффициент, выбираемый в зависимости от квалитета:

Квалитет	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
a	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000	1600

Допуски IT0... IT7 предназначены для калибров и аналогичных средств линейных измерений. Допуски в квалитетах с 5 по 13 предназначаются для обозначения сопряжения деталей. В зависимости от служебного назначения деталей и соединений применяют следующие квалитеты:

5-ый квалитет назначается для осеботочных соединений, когда необходимо предельно снизить возможное колебание зазоров или натягов.

6 и 7-ой квалитеты применяют в точных соединениях для обеспечения механической прочности деталей, точности поворотов, центрирования и перемещений, плавности хода. По

указанным квалитетам устанавливаются подшипники нормальной точности в корпуса и на валы; зубчатые колеса высокой и средней точности на валы; выполняются центрирующие буртики.

8 и 9-ый квалитеты применяются для сопряженных деталей, выполняющих служебные функции с меньшими требованиями к точности зазоров и натягов, перемещений, поворотов или обеспечивающих среднюю точность сборки. Эти квалитеты назначаются, например, для опор скольжения средней точности, сопряжений с зазором с целью компенсации значительных погрешностей формы и расположения сопряженных поверхностей.

10, 11, 12, 13-ый квалитеты используются при невысоких требованиях к точности соединений, где необходимы большие зазоры, допустима низкая точность (грубая сборка).

Свободные (несопрягаемые) размеры не влияют на характер соединения и не входят в размерные цепи, поэтому их выполняют по 14 и 15-му квалитетам, а при повышенных требованиях к точности - по 12-му.

Характер соединения двух деталей с цилиндрическими поверхностями в виде охватывающей - отверстие и охватываемой - вал, распространяемый и на другие виды соединений, например, по параллельным плоскостям (шпоночные и шлицевые соединения), определяется посадкой, образуемой соответствующим сочетанием полей допуска на отверстие и вал.

Основные понятия и определения допусков и посадок гладких цилиндрических соединений приведены в табл. 17.3. и на рис. 17.6.

Поля допусков в системе ЕСДП образуются сочетанием одного из основных отклонений с допуском по одному из квалитетов. Условно поле допуска обозначается числом, представляющим собой номинальный размер, за которым следует буквенное обозначение основного отклонения и номер квалитета, например $45H7$, $45r6$.

Допуски на размеры изображаются схематически в виде прямоугольников (рис.17.6). Высота прямоугольников в принятом масштабе и расположение относительно нулевой линии (нулевая линия условно соответствует номинальному размеру) определяются размерами и значениями предельных отклонений.

Т а б л и ц а 17.3

Допуски и посадки. Основные понятия и определения

Величина	Обозначение величины и формулы	Определение величины
1	2	3
Номинальный размер (выбирается из ряда нормальных линейных размеров)	d, D	Размер детали, полученный в результате расчета по соответствующему критерию работоспособности (прочности, жесткости, износостойкости и т.д.) или из конструктивных, технологических и экспериментальных соображений
Действительный размер	d_i, D_i	Размер детали, установленный в результате измерений с заданной погрешностью
Предельные размеры: наибольший наименьший	$d_{\max}, D_{\max}$ $d_{\min}, D_{\min}$	Два предельно допустимых размера, между которыми должен находиться или которым равен действительный размер детали
Отклонение	e, E	Алгебраическая разность между каким-либо и номинальным размерами детали
Предельное отклонение: верхнее нижнее	$es = d_{\max} - d, ES = D_{\max} - D$ $ei = d_{\min} - d, EI = D_{\min} - D$	Алгебраическая разность между предельным и номинальным размерами
Допуск: отверстия вала	$IT(D) = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI$ $IT(d) = d_{\max} - d_{\min} = es - ei$	Разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами, равная алгебраической разности между верхними и нижними предельными отклонениями.
Нулевая линия	—	Линия, положение которой при графическом изображении допусков и отклонений соответствует номинальному размеру

Продолжение табл. 17.3

1	2	3
Поле допуска	$u8, f6, H7, M7$	Поле, ограниченное предельными верхним и нижним отклонениями
Основные отклонения	$a, b, c, cd, d, \dots, zc$ $A, B, C, CD, D, \dots, ZC$	Меньшее по абсолютному значению (верхнее или нижнее) отклонение, которое определяет положение поля допуска относительно номинального размера
Квалитет	$IT01, IT0, IT1, \dots, IT17$	Совокупность (или ряд) допусков, соответствующих одинаковой степени точности для всех интервалов номинальных размеров
Зазор: наибольший наименьший	$S=D-d$ $S_{\max}=D_{\max}-d_{\min}=ES-ei$ $S_{\min}=D_{\min}-d_{\max}=EI-es$	Положительная разность размеров отверстия и вала в том случае, когда размер отверстия больше размера вала
Натяг: наибольший наименьший	$N= D-d $ $N_{\max}=d_{\max}-D_{\min}=es-EI$ $N_{\min}=d_{\min}-D_{\max}=ei-ES$	Абсолютная разность размеров отверстия и вала до сборки, в том случае, когда размер отверстия меньше размера вала
Посадка:	—	Характер соединения деталей, определяемый значением получающихся зазоров и натягов
с зазором	$\frac{H8}{e8}, \frac{H11}{d11}, \frac{G7}{h6}$	Посадка, которая обеспечивает зазор в соединении деталей и для которой поле допуска отверстия расположено над полем допуска вала
с натягом	$\frac{H7}{m6}, \frac{H8}{u8}, \frac{K7}{h6}$	Посадка, которая обеспечивает натяг в соединении деталей и для которой поле допуска отверстия расположено под полем допуска вала.
переходная	$\frac{H7}{js6}, \frac{I_{S7}}{h7}$	Посадка, в которой соединение деталей возможно как с натягом, так и с зазором и в которой поля допусков вала и отверстия перекрываются
Допуск посадки: с зазором с натягом переходной	$ТП=TD+Td$ $ТП=TS=S_{\max}-S_{\min}$ $ТП=TN=N_{\max}-N_{\min}$ $ТП=S_{\max}+N_{\max}$	Сумма допусков отверстия и вала, составляющих соединение
Основная деталь системы	—	Деталь, у которой положение поля допуска не зависит от вида посадки, т. е. деталь, поле допуска которой является базовым для образования посадок, установленных в данной системе допусков и посадок
Основное отверстие	H	Отверстие, нижнее отклонение которого равно нулю ($EI=0$), а верхнее отклонение всегда положительно и равно допуску $ES=TD$; следовательно, поле допуска расположено выше нулевой линии и направлено в сторону увеличения размера отверстия
Основной вал	h	Вал, верхнее отклонение которого равно нулю ($es=0$), а нижнее отклонение всегда отрицательно и равно допуску $ei=Td$; поле допуска расположено ниже нулевой линии и направлено в сторону уменьшения размера вала
Система основного отверстия	—	Система, в которой посадки образуются соединением различных валов с основным отверстием
Система основного вала	—	Система, в которой посадки образуются соединением различных отверстий с основным валом
Система допусков и посадок	—	Совокупность рядов допусков и посадок, разработанная на основе теоретических исследований и обобщения опыта проектирования, изготовления и эксплуатации изделий
Примечание. Прописные буквы соответствуют отверстию, строчные - валу.		

Поле допуска отличается от допуска тем, что оно определяет не только размер, но и расположение этого допуска относительно нулевой линии, т.е. линии, соответствующей номинальному размеру $D(d)$. Положительные отклонения откладываются вверх от нулевой линии, а отрицательные - вниз.

Характер соединения двух деталей удобно рассматривать в виде графического изображения полей допусков с началом отсчета отклонений от нулевой линии, за которую при-

нимают номинальный размер (рис.17.7). Расположение полей допусков для основных деталей относительно нулевой линии принято односторонним, т.е. нижнее отклонение основного отверстия - H и верхнее отклонение основного вала - h приняты равными нулю, т.е. $ES=0$ и $es=0$.

В машиностроении большее распространение, как технологически наиболее целесообразная, получила система основного отверстия в силу того, что для обработки точных отверстий применяется дорогостоящий режущий инструмент (зенкеры, протяжки и т.д.), причем каждый из них служит для обработки отверстий только одного номинального размера с фиксированными величинами различных отклонений. Валы же, независимо от размера, обрабатываются одним и тем же резцом или шлифовальным кругом, изменяется только настройка станка.

Однако, несмотря на преимущества системы посадок с основным отверстием, в стандарте предусмотрена и система основного вала, поскольку в некоторых случаях ее применение оказывается оправданным (например, при посадке наружных колец подшипников качения в корпус).

Целесообразно применять систему вала и тогда, когда для изготовления детали используется цельнотянутый материал в виде прутка или проволоки без последующей дополнительной обработки, в частности, для штифтовых соединений.

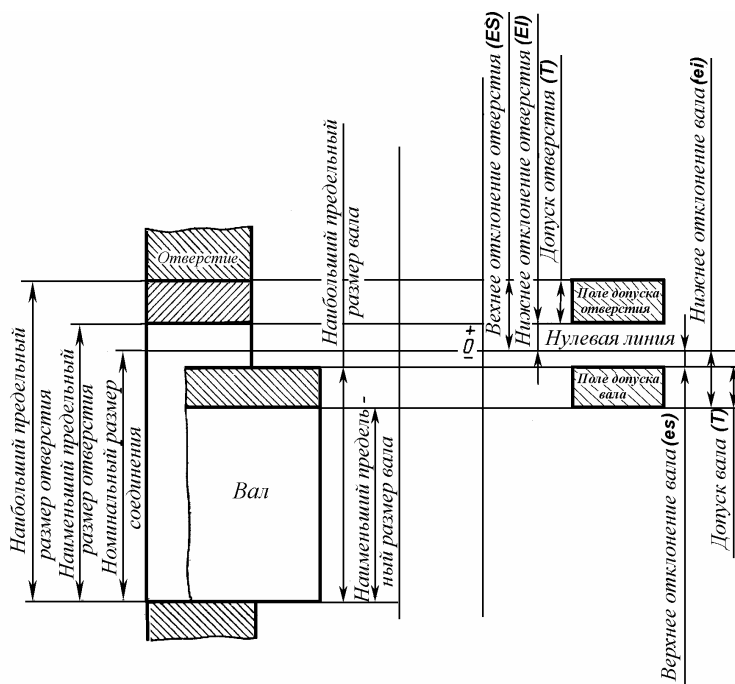


Рис. 17.6. Параметры, используемые при оценке допусков (размеры отверстия и вала с отклонениями)

Схематично наборы основных отклонений приведены на рис. 17.8. Штриховкой показано направление поля допусков. Вторые предельные отклонения на рис. 17.8 не показаны, поскольку они будут разными в различных качествах. Там же в качестве примера приведены оба предельных отклонения для полей допусков (H, F и h, f) в зависимости от качеств. Поля допусков получают сложением или вычитанием допуска, образующего поле допуска, и основного отклонения, определяющего положение поля допуска относительно нулевой линии (рис.17.6). Всего предусмотрено 27 типов основных отклонений для валов и отверстий.

Для обозначения полей допусков используются прописные (для отверстий) и строчные (для валов) буквы латинского алфавита с добавлением числа, соответствующего номеру качества.

Значения предельных отклонений в системе отверстия для некоторых наиболее предпочтительных полей допусков приведены в табл.П.5, а на рис.17.9, а, б, в показаны сочетания полей допусков охватывающей детали - отверстия и охватываемой - вала для посадок с натя-

гом (поля допусков перекрываются полностью), переходных (поля допусков перекрываются частично) и с зазором (поля допусков не перекрываются), где N -натяг, S -зазор.

Посадка, характеризующая соединение двух входящих одна в другую деталей, в системе ЕСДП образуется сочетанием полей допусков отверстия и вала. Она записывается в виде дроби, причем в числителе указывается обозначение поля допуска отверстия, а в знаменателе - вала, например, $H7/r6$. Условно эти понятия распространяются и на нецилиндрические поверхности.

Для валов и отверстий, которые не имеют основных отклонений, поле допуска располагается симметрично и оба предельных отклонения равны $\pm IT/2$.

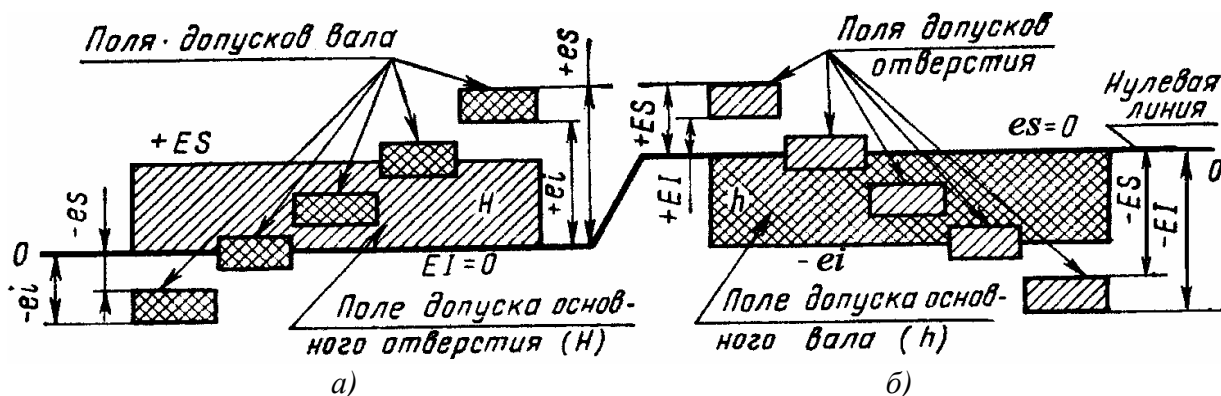


Рис. 17.7. Расположение полей допусков отверстий и валов: а - в системе основного отверстия; б - в системе основного вала

Предельные отклонения отверстия и вала после номинального размера на рабочих чертежах деталей можно указывать одним из трех способов: условным обозначением полей допусков, числовыми значениями предельных отклонений, комбинированным способом (рис.17.10). Первый способ рекомендуется применять для размеров, контроль которых осуществляется калибрами; второй - при контроле размеров измерительными средствами общего назначения; смешанный - для нанесения размеров, не входящих в ряды нормальных линейных размеров, для обозначения уступов, углублений с несимметричными полями допусков. Рекомендуемые и предпочтительные посадки в системе отверстия и вала приведены в табл.П.7, а их краткая характеристика и области применения в табл. 17.4.

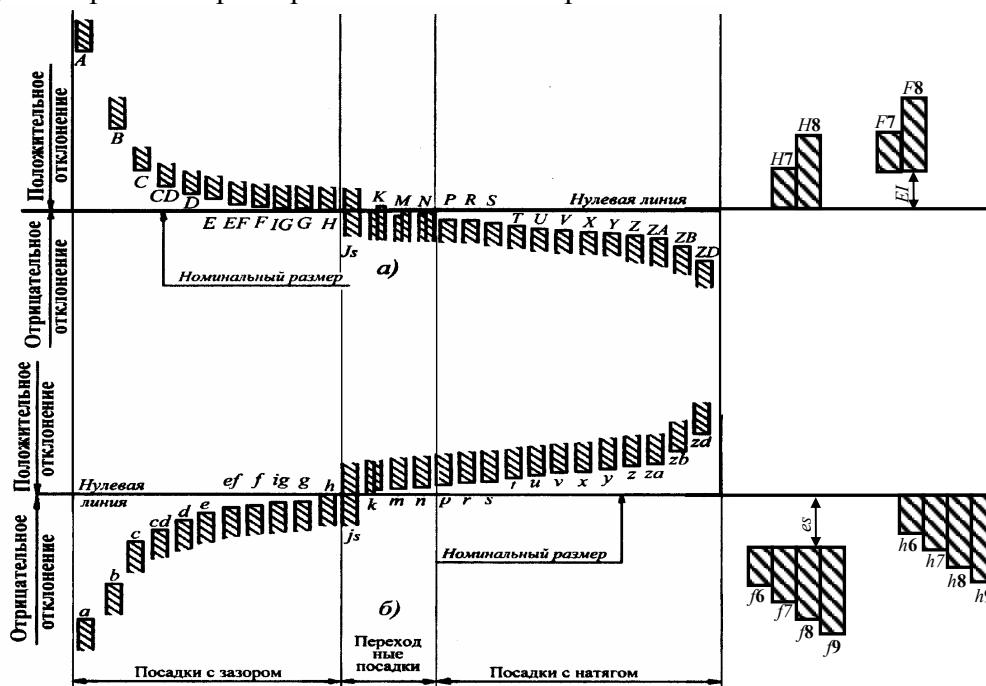


Рис.17.8. Основные отклонения: а – отверстий; б – валов

Ниже приведены рекомендации по выбору тех или иных посадок (предпочтительные посадки выделены жирным шрифтом).

Посадки с натягом целесообразно применять для всех неразъемных соединений, если производство располагает соответствующими средствами сборки. Отсутствие необходимости в дополнительном креплении и высокая точность центрирования для посадок с натягом являются большим преимуществом прессовых соединений. Посадки подразделяются на легкопрессовые (*H/p*), прессовые средние (*H/r*, *H/s*, *H/t*) и прессовые тяжелые (с большими натягами: *H/u*, *H/x*, *H/z*).

Некоторым преимуществом посадки ***H7/p6*** перед другими прессовыми посадками является возможность демонтажа и повторной сборки.

Посадки типа ***H7/r6***, ***H7/s6***, ***H8/s7***, ***H8/u8*** хорошо центрируют детали даже при сравнительно коротких посадочных местах; во многих случаях обеспечивают надежное соединение без дополнительного крепления (штифтами, шпонками и т.п.).

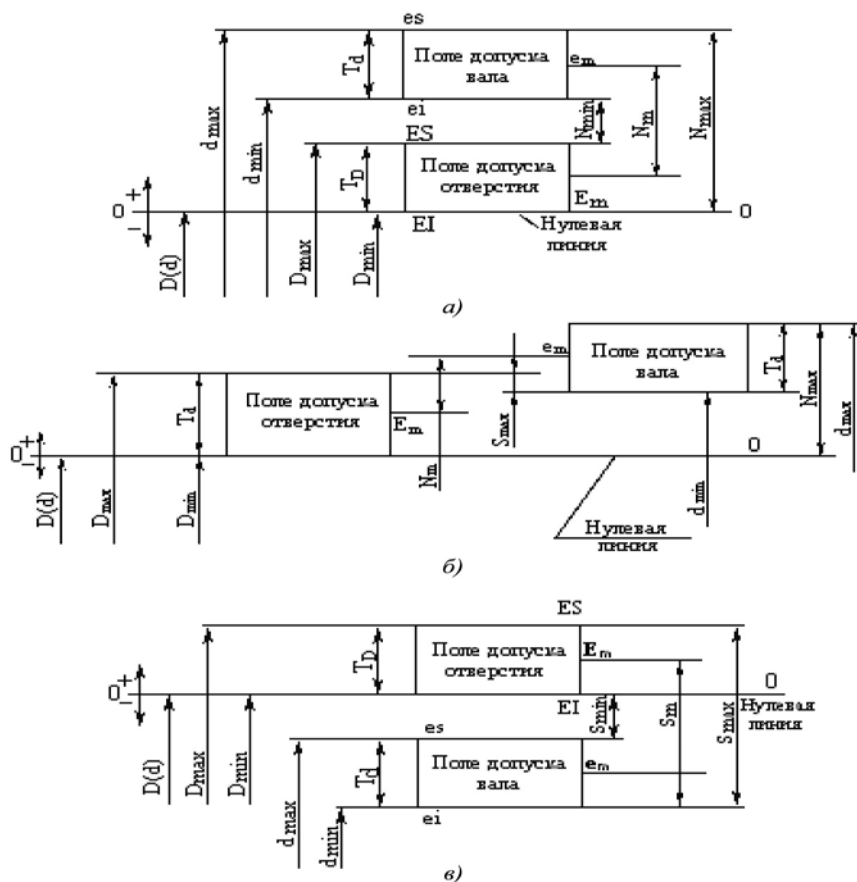


Рис.17.9. Сочетание полей допусков отверстия и вала для посадок: а - с натягом; б - переходных; в - с зазором

Посадки *H7/u7* или *H7/t6* используют, когда посадка ***H7/r6*** не гарантирует передачу заданной нагрузки. Посадку *H8/u8* рекомендуется применять при запрессовке в детали из материалов менее прочных, чем сталь (например, силумина, дюралюминия).

Запрессовку, особенно при больших размерах отверстий, рекомендуется производить при нагреве охватываемой детали.

Посадки переходные предназначены для получения точных перемещений, хорошего центрирования соединяемых деталей, а также для получения неподвижных соединений, подлежащих периодической разборке и сборке (исключение составляют посадки *H/n*, как правило, обеспечивающие неразъемное соединение).

При этих посадках можно получить как небольшие зазоры, так и небольшие натяги. Чем больше вероятность появления натяга, тем более прочной является посадка. Такие посадки

применяются для точного центрирования при ударных и вибрационных нагрузках, а также для установки деталей без дополнительного крепления.

Плотные посадки типа $H7/j_6$, в частности $H7/j_6$, используются для соединения деталей, подвергающихся частой сборке и разборке, а также для обеспечения точного центрирования и перемещения. Применяются в особо точных направляющих, а также вместо напряженной посадки при длине втулки, превышающей более чем в полтора раза диаметр вала.

Посадка напряженная типа $H7/k6$ получила наибольшее распространение, поскольку обеспечивает хорошее центрирование. Применяется в точных направляющих с притиркой поверхностей, а также для установки на валы зубчатых колес, неподвижных муфт, шкивов и др. деталей.

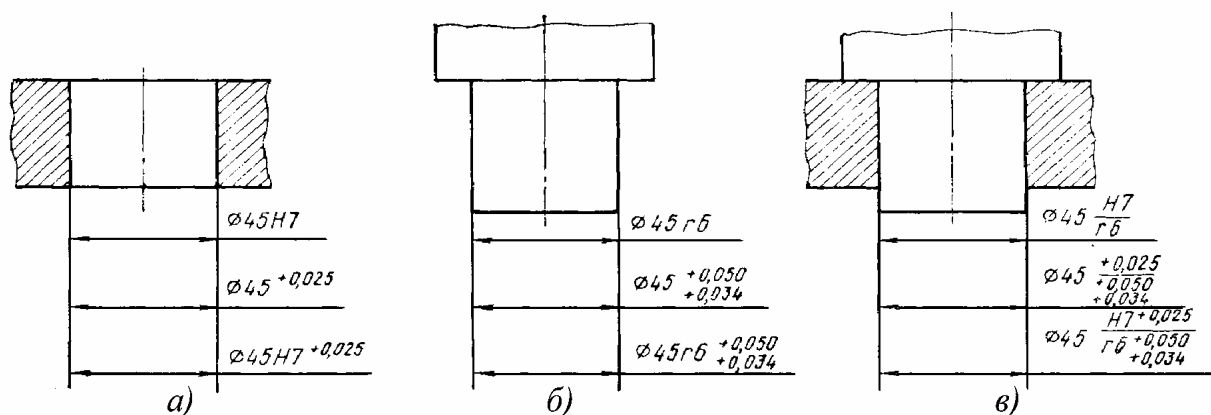


Рис. 17.10. Примеры обозначений предельных отклонений на рабочих чертежах:

а - отверстие; б - вал; в - сборочный чертеж

Чтобы гарантировать невозможность проворота деталей при использовании этих посадок, необходимо дополнительное крепление деталей на валах (шпонками, штифтами, винтами и др.).

Посадка тугая типа H/m обеспечивает в соединении преимущественно натяг. Использование этой посадки на практике ограничено.

Применение посадки $H7/m6$ при относительно большой длине посадочного места детали обеспечивает неподвижное её соединение с валом.

Посадки глухие типа H/n , например $H7/n6$ и $H8/n7$, предназначены для получения преимущественно неразъемных соединений, работающих при больших динамических нагрузках (ударах и вибрациях). При малых нагрузках они не требуют дополнительного крепления деталей.

Посадки с зазором применяются как для неподвижных, так и подвижных соединений.

При выборе посадок с зазором для неподвижных соединений следует учитывать необходимость обеспечить точное взаимное расположение деталей, возможность регулирования для устранения погрешностей формы и расположения, если эти погрешности превышают поле допуска размеров этих поверхностей. Неподвижность подобных соединений после регулирования обеспечивается креплением винтами и штифтами.

Посадки скользящие типа H/h имеют минимальный зазор, равный нулю. Их рекомендуется использовать для неподвижных соединений различных деталей и изделий с центрирующими поясками, направляющими штифтами, осями и для подвижных соединений (опоры и направляющие). Эти посадки позволяют обеспечить точное относительное продольное перемещение или центрирование при сохранении некоторой подвижности. Если нужна высокая точность соединения деталей и необходимо обеспечить хорошее их центрирование или точное перемещение при незначительном колебании температуры, рекомендуется применять посадку $H7/h6$. Достаточно высокую точность соединений дает посадка $H8/h7$.

Таблица 17.4

Области применения различных типов посадок

Характер соединения	Рекомендуемые посадки	
	Система отверстия	Система вала
<u>С натягом:</u>		
Неподвижные соединения, как правило, не подлежащие разборке. Обеспечивают без дополнительных фиксирующих устройств прочное соединение деталей.	$\frac{H6}{p5}$ $\frac{H6}{r5}$ $\frac{H6}{s5}$ $\frac{H7}{p6}$ $\frac{H7}{r6}$ $\frac{H7}{s6}$ $\frac{H7}{s7}$ $\frac{H7}{t6}$ $\frac{H7}{u7}$ $\frac{H8}{s7}$ $\frac{H8}{u8}$	$\frac{P6}{h5}$ $\frac{P7}{h6}$ $\frac{R7}{h6}$ $\frac{S7}{h6}$
<u>Переходные:</u>		
Неподвижные соединения с применением фиксирующих устройств, разбираемые для осмотра, ремонта, замены деталей и т.д., а также соединения для обеспечения хорошего центрирования деталей.	$\frac{H6}{js5}$ $\frac{H6}{k5}$ $\frac{H6}{m5}$ $\frac{H6}{n5}$ $\frac{H7}{js6}$ $\frac{H7}{k6}$ $\frac{H7}{m6}$ $\frac{H7}{n6}$ $\frac{H8}{js7}$ $\frac{H8}{k7}$ $\frac{H8}{m7}$ $\frac{H8}{n7}$	$\frac{Js6}{h5}$ $\frac{K6}{h5}$ $\frac{M6}{h5}$ $\frac{N6}{h5}$ $\frac{Js7}{h6}$ $\frac{K7}{h6}$ $\frac{M7}{h6}$ $\frac{N7}{h6}$ $\frac{Js8}{h7}$ $\frac{K8}{h7}$ $\frac{M8}{h7}$ $\frac{N8}{h7}$
<u>С зазором:</u>		
<u>точные</u>		
Медленные перемещения и повороты деталей для установки, регулирования, центрирования и т.д.	$\frac{H7}{g6}$ $\frac{H7}{h6}$ $\frac{H8}{h7}$ $\frac{H8}{h8}$ $\frac{H8}{h9}$ $\frac{H9}{h9}$	$\frac{H7}{h6}$ $\frac{H8}{h7}$ $\frac{H8}{h8}$ $\frac{H8}{h9}$ $\frac{H9}{h9}$
<u>грубые</u>		
Относительное перемещение деталей при достаточном и менее точном центрировании.	$\frac{H7}{e8}$ $\frac{H7}{f7}$ $\frac{H8}{e8}$ $\frac{H8}{f8}$ $\frac{H8}{d9}$	$\frac{F8}{h6}$ $\frac{F8}{h7}$ $\frac{F8}{h8}$
Вращение валов в опорах скольжения	$\frac{H9}{e9}$ $\frac{H9}{f9}$	$\frac{E9}{h8}$ $\frac{F9}{h9}$
Соединения невысокой точности центрирования	$\frac{H11}{h11}$ $\frac{H12}{h12}$	$\frac{H11}{h11}$ $\frac{H12}{h12}$
Соединения, в которых требуются относительно большие зазоры	$\frac{H9}{d9}$ $\frac{H11}{b11}$ $\frac{H11}{c11}$ $\frac{H11}{d11}$ $\frac{H12}{b12}$	$\frac{D9}{h9}$ $\frac{B11}{h11}$ $\frac{D11}{h11}$ $\frac{B12}{h12}$
Примечание. В рамках посадки предпочтительного применения.		

При пониженных требованиях к точности соединения можно применять посадку **H8/h8**, например, для обеспечения вращения вала, учитывая, что в этом случае вероятность получения зазоров в соединениях, близких к нулю, мала, а вероятность получения средних зазоров - велика. Для соединения деталей с невысокой точностью центрирования предназначены посадки **H11/h11** и **H12/h12**. Посадка **H8/h8** в ряде случаев используется для получения подвижного соединения при относительно большой длине соединения, а посадка **H11/h11** - для получения легкого вращения деталей относительно неподвижных осей. Ввиду относительно больших допусков сопрягаемых деталей (11-й квалитет) вероятность зазоров, близких к нулю, очень мала.

Посадки движения типа **H/g** имеют небольшой минимальный зазор. Рекомендуется применять их для соединения деталей, в которых необходимо гарантировать точное перемещение, надежное центрирование, в частности, при переменных нагрузках.

Посадка **H7/g6** предназначена для точных направляющих, а также для опор редукторов. Она обеспечивает высокую точность перемещения (вращения) при небольшой скорости. Кроме того, она применяется для обеспечения точного положения деталей, например, для передвижных зубчатых колес в коробках скоростей, сменных втулок кондукторов.

Посадки ходовые типа **H/f** имеют несколько увеличенный наименьший зазор. Наиболее широко используются посадки **H7/f6**, **H7/f7**, **H9/f8**, **H9/f9**, особенно для точных цилиндрических направляющих, а также опор скольжения при вращении валов (втулок) со средним числом оборотов. При повышенных требованиях к точности вращения (перемещения) применяются посадки **H7/f6** и **H7/f7**.

Посадки легкоходовые типа **H/e** обеспечивают относительно большой зазор. Посадки **H7/e7**, **H7/e8**, **H8/e8**, **H9/e9** предназначены для соединения деталей, работающих при высокой температуре, когда рабочий зазор может уменьшиться вследствие неодинакового расширения деталей. Рекомендуется использовать эти посадки для обеспечения вращения валов в опорах скольжения при частоте вращения более 1000 об/мин.

Посадки широкоходовые типа **H/d** применяются для соединения деталей, работающих с большими скоростями, когда допускаются неточное центрирование, перекосы, прогибы при большой длине посадочной поверхности. Эти посадки в неотвественных подвижных соединениях позволяют снизить себестоимость изготовления и сборки. Наличие большого зазора в шпоночном соединении гарантирует легкость перемещения детали по прямоугольному пазу.

Посадки с тепловыми зазорами типа **H/a**, **H/b**, **H/c** применяются в соединениях, в которых необходимы большие зазоры. Для соединения деталей при этом чаще используются посадки **H11/b11**, **H11/c11**, **H12/b12**.

Размеры деталей, точность выполнения которых не оказывает влияния на качество самих деталей или сборочных единиц, куда они входят, называются свободными (несопрягаемыми). Для того, чтобы эти размеры не выполнялись с излишней точностью и в тоже время не были слишком грубыми, на них также назначаются предельные отклонения. Для этого используется квалитеты 14, 15, 16 и 17, а при необходимости получения более высокой точности возможно применения 12-го квалитета. Многократно повторяющиеся на чертежах предельные отклонения свободных размеров 12 квалитета и грубее, не указываются непосредственно после номинальных размеров, а оговариваются общей записью в технических требованиях.

Второй способ назначения числовых значений неуказанных предельных отклонений (общих допусков) линейных размеров основан на использовании рядов допусков, установленных по специальным классам точности (ГОСТ 30893.1), условно называемым "точный", "средний", "грубый" и "очень грубый" (табл.П.4.2). Числовые значения предельных отклонений этих классов точности определены в укрупненных, по сравнению с принятыми при использовании квалитетов, интервалах номинальных размеров и представляют собой грубо округленные значения предельных отклонений по квалитетам соответственно 12, 14, 16 и 17-му.

Допуски по классам точности обозначаются t_1 , t_2 , t_3 , и t_4 для классов точности соответственно “точный”, “средний”, “грубый” и “очень грубый” (табл.П.4.2).

При назначении неуказанных предельных отклонений линейных размеров с учетом использования квалитетов или классов точности, в зависимости от их выбора, возможны следующие варианты.

1-ый вариант: $-IT$ и $+IT$ - односторонние предельные отклонения размеров валов и отверстий по квалитету (соответствуют валу h и отверстию H); $\pm IT/2$ - симметричные предельные отклонения размеров остальных элементов (не относящихся к отверстиям и валам) по квалитету.

2-ой вариант: $-IT$ и $+IT$ - односторонние предельные отклонения размеров валов и отверстий по квалитету; $\pm t/2$ - симметричное предельное отклонение размеров остальных элементов по классу точности.

3-ий вариант: $-t$ и $+t$ - односторонние предельные отклонения размеров валов и отверстий по классам точности; $\pm t/2$ - симметричные предельные отклонения размеров остальных элементов по классу точности.

Таким образом, неуказанные односторонние и симметричные предельные отклонения могут назначаться по квалитетам или классам точности. При этом в одной записи о неуказанных предельных отклонениях при любом варианте уровень точности для различных элементов должен быть единым, т.е. ссылка может быть только на один квалитет или один класс точности, один квалитет и соответствующий ему класс точности. 12-му квалитету соответствует класс точности “точный”, 14-му квалитету - класс “средний”, 16-му квалитету - класс “грубый”, 17-му квалитету - класс “очень грубый”. Предельные отклонения размеров по 14-му квалитету и классу точности “средний” приведены в табл.П.6.

В соответствии с тем, каким образом оговариваются предельные отклонения свободных размеров, возможны следующие записи в технических требованиях: 1-ый вариант – “Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий $H14$, валов $h14$, остальных $\pm IT14/2$ ”; 2-ой вариант – “Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий $H14$, валов $h14$, остальных $\pm t_2/2$ среднего класса точности” или 3-ий вариант – “Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий $+t_2$, валов $-t_2$, остальных $\pm t_2/2$ ” (табл.П.4.4).

С позиций предпочтительности представленных выше вариантов рекомендуется односторонние предельные отклонения для валов и отверстий назначать по квалитетам (1-ый и 2-ой варианты), т.к. устанавливаемые при этом предельные отклонения “в тело” для валов и отверстий способствуют экономии материалов, гарантируют соблюдение предписанных зазоров, свободное введение одних деталей в другие при сборке. Кроме того, они обеспечивают унификацию технологических процессов для однотипных элементов с неуказанными и указанными предельными отклонениями, т.к. последние обычно назначаются также “в тело” и по квалитетам.

Для размеров элементов, не относящихся к валам и отверстиям, приведенные выше соображения необязательны, поэтому для них равнозначно пользоваться предельными отклонениями как по квалитетам (1-ый вариант), наиболее часто используемым для обозначений на чертежах, так и по классам точности (2-ой и 3-ий варианты), получившими более широкое распространение в мировой практике.

Предельные отклонения размеров в размерной цепи принимаются по результатам расчета. Однако следует иметь в виду, что точность исходного размера обычно обеспечивается компенсатором (кольцом, прокладкой, набором прокладок, регулировочным винтом), поэтому предельные отклонения размеров в размерной цепи зависят от выбранного способа компенсации. Если компенсатором служит кольцо или прокладка, которые обрабатываются (шлифуются) по результатам измерений при сборке, то предельные отклонения размеров в размерной цепи можно принимать: отверстий $H12$, валов $h12$, остальных $\pm IT12/2 (+t_1; -t_1; \pm t_1/2)$. Эти же отклонения размеров можно принимать и в случае компенсатора в виде набора прокладок. Если компенсатором служит винт, то предельные отклонения размеров можно принимать более свободными: отверстий $H14$, валов $h14$, остальных $\pm IT14/2 (+t_2; -t_2; \pm t_2/2)$.

При назначении разных предельных отклонений для участков поверхности с одним номинальным размером граница между ними показывается сплошной тонкой линией, а номинальный размер указывается с соответствующими отклонениями для каждого участка отдельно.

Предельные отклонения указываются для всех типов размеров, нанесенных на рабочий чертеж. Исключение составляют размеры, определяющие зоны различной шероховатости одной и той же поверхности, зоны термообработки, покрытия, отделки, накатки. В этих случаях непосредственно у таких размеров наносят знак $\approx$.

Предельные отклонения угловых размеров показываются только числовыми значениями (табл.П.4.3).

17.5. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Геометрическая точность любой детали характеризуется не только точностью отдельных размеров, но и точностью формы и взаимного расположения образующих ее поверхностей.

Отклонения от идеальных (номинальных) геометрических форм и идеальных (номинальных) поверхностей детали, заданных чертежом, могут нарушать правильное положение ее относительно других поверхностей и препятствовать нормальной работе механизма. Например, торцевое (осевое) биение уступа, фиксирующего в осевом направлении подшипник качения, свидетельствует об отклонении от перпендикулярности опорной плоскости уступа относительно оси вала, что приводит к перекосу внутреннего кольца подшипника относительно наружного. Перекос шпоночного паза не только смещает относительно оси вала закрепленную на нем деталь, но и может затруднить сборку. Отклонение от соосности и параллельности осей отверстий в корпусе редуктора вызывает перекос осей валов, приводящий к неравномерному распределению нагрузки по ширине зубчатого венца и снижению несущей способности передачи, подшипников и т.д.

Допуски на отклонения формы и расположения поверхностей указываются на чертежах в соответствии с ГОСТ 2.308 (СТ СЭВ 368) условными знаками (графическими символами), приведенными в табл. 17.5.

В основу измерения отклонений формы поверхностей деталей положен принцип использования баз в виде прилегающих поверхностей (плоскость, цилиндр) или профилей (окружность, прямая). Отклонения формы определяются как наибольшее расстояние от точек реальной поверхности (профиля) до прилегающей поверхности (профиля) на длине нормируемого участка.

Частными видами отклонений от плоскостности являются выпуклость и вогнутость.

Для цилиндрических деталей учитываются отклонения от круглости в поперечном сечении – наибольшее расстояние от точек реального профиля до прилегающей окружности (частные случаи этого вида отклонений - овальность и огранка), и от цилиндричности в продольном сечении, а так же его профиля - наибольшее расстояние от точек реальной поверхности до прилегающего цилиндра (частные случаи: конусообразность, бочкообразность, седлообразность).

Отклонения расположения поверхностей, прямых и осей определяются относительно базовых плоскостей, прямых и осей. Отклонение от соосности поверхностей или осей рассматривается относительно базовой поверхности или общей оси – как наибольшее расстояние между ними на длине нормируемого участка l и ограничивается допусками в диаметральном или радиусном выражении. Аналогично определяются отклонение и допуск симметричности, но вместо оси рассматривают базовую или общую плоскость симметрии, а так же отклонение от пересечения осей – как наименьшее расстояние между номинально пересекающимися осями. Отклонение от параллельности для поверхностей - разность наибольшего и наименьшего расстояний между прилегающими плоскостями в пределах нормируемого участка. Отклонение от параллельности осей (или прямых) в пространстве – геометрическая сумма отклонений от параллельности проекций осей (прямых) в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, одна из которых является общей, т.е. проходящей через одну (базовую) ось и точку другой оси. Его частные виды: отклонения от параллельности проекций осей (прямых) на общую плоскость и плоскость, перпендикулярную к общей и проходящую через базовую ось, что характеризует перекос осей (или прямых). Отклонение от перпендикулярности - отклонение угла между плоскостями или плоскостью и осью, выраженное в линейных единицах на длине нормируемого участка l .

**Условные знаки допусков на отклонения формы
и расположения поверхностей**

Допуски формы	Знак	Допуски расположения	Знак	Суммарные допуски формы и расположения	Знак
Прямолинейности	—	Параллельности	//	Радиального биения } Торцового биения }	
Плоскостности		Перпендикулярности	$\perp$		
Круглости		Наклона	$\angle$	Полного радиального биения } Полного торцового биения }	
Цилиндричности		Соосности			
Профиля продольного сечения		Симметричности	$\equiv$	Формы заданной поверхности	
	$\equiv$	Пересечения осей	$\times$	Формы заданного профиля	
		Позиционный*	$\oplus$		

* Смещение элемента точки, линии, оси или плоскости симметрии от номинального расположения

Из суммарных допусков формы и расположения наиболее часто указываются допуски радиального и торцового биений. Радиальное биение – результат совместного проявления эксцентриситета и отклонений от круглости. Полное радиальное биение – результат совместного проявления отклонения от цилиндричности поверхности и отклонения ее от соосности относительно базовой оси. Торцевое биение – разность наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля торцевой поверхности до плоскости, перпендикулярной к базовой оси. Полное торцевое биение – результат совместного проявления отклонения от плоскостности рассматриваемой поверхности и отклонения ее от перпендикулярности относительно базовой оси.

Значения некоторых допусков расположения поверхностей в зависимости от степени их точности приведены в табл. П.8.1 и П.8.2, а неуказанные допуски расположения поверхностей (общие допуски по трем классам точности) приведены в табл. П.8.3-П.8.5.

Когда допуски формы и расположения поверхностей на чертеже не указаны, это означает также, что эти допуски ограничены полем допуска размера.

Примеры указания допусков формы и расположения поверхностей приведены на рис. 17.11, а для некоторых деталей на рис. 17.12 и 17.13.

Знак и числовое значение допуска или обозначение базы вписываются в рамку допуска, разделенную на два или три поля в следующей последовательности: в первом поле указывается знак допуска, во втором – числовое значение, в третьем – при необходимости буквенное обозначение базы (баз). Базы обозначаются буквами латинского алфавита.

Рамка должна соединяться с элементом, к которому она относится. При этом следует учитывать, что если допуск относят к поверхности или к ее профилю, соответствующая линия не должна быть продолжением размерной. Если же допуск относится к оси или плоскости симметрии, то соединительная линия должна быть продолжением размерной. Эти же условия имеют отношение и к простановке баз.

Перед числовыми значениями допусков расположения (соосности, симметричности, пересечения осей, позиционного допуска, формы заданного профиля и заданной поверхности) необходимо изображать: символ $\varnothing$, если круговое или цилиндрическое поле допуска указывается диаметром; символ R , если это поле указывается радиусом; символ T , если поле допуска симметричности, пересечения осей, позиционный допуск ограничены двумя параллельными прямыми или плоскостями в диаметральном выражении; символ $T/2$, если в радиусном выражении.

Если два или несколько элементов образуют объединенную базу и их последовательность не имеет значения (например, они имеют общую ось симметрии), то каждый элемент обозначается самостоятельно и обе (все) буквы баз вписываются подряд в третье поле рамки допуска.

а)	Допуск цилиндричности поверхности Б 0,015мм Допуск соосности поверхности Б относительно оси центров 0,015мм	д)	Допуск перпендикулярности поверхности Б относительно оси отверстия 0,025мм на диаметре 150мм
б)	Допуск перпендикулярности поверхности Д относительно оси центров 0,015мм	е)	Допуск параллельности паза Б относительно оси отверстия 0,03мм Допуск симметричности паза Б относительно оси отверстия 0,20мм
в)	Допуск соосности поверхности Г относительно оси центров Ø 0,025мм	ж)	Допуск параллельности поверхностей Б и В 0,025мм Допуск соосности поверхности Д относительно оси поверхности А 0,04мм
з)	Допуск соосности поверхности Г относительно общей оси поверхностей А и В Ø 0,025мм	и)	Позиционный допуск отверстия Б 0,4мм; База - ось поверхности А (допуск зависимый)

Примечание. Допуски соосности посадочных мест и перпендикулярности заплечиков для деталей, вращающихся с валом, следует назначать относительно оси вращения вала (вариант г), а не относительно оси центров, которая является технологической базой. Однако в практике редукторостроения допуски часто указывают относительно оси центров (варианты а-в) с целью упрощения контроля.

Рис.17.11. Допуски формы и расположения. Условные обозначения и текстовые указания

Линейные и угловые размеры, определяющие номинальное расположение или номинальную форму элементов, при назначении позиционного допуска, допуска формы заданной поверхности или заданного профиля указываются на чертежах без предельных отклонений и заключаются в прямоугольные рамки (рис.17.12, б, в). На эти размеры не распространяются неуказанные предельные отклонения размеров, а допуски расположения на них изменяются в зависимости от действительных размеров сопрягаемых поверхностей, вследствие чего эти допуски являются зависимыми.

Зависимые допуски расположения и формы обозначаются условным знаком $\textcircled{M}$. Этот вид допуска назначается тогда, когда сборка деталей осуществляется при сопряжении по нескольким поверхностям.

Числовые значения независимых допусков не связаны с действительными отклонениями размеров нормируемых поверхностей и являются постоянными для всей партии деталей, изготавливаемых по одному чертежу. Независимые допуски расположения назначают тогда, когда требуется обеспечить нормальное функционирование механизма (например, ограничение колебания межосевых расстояний отверстий в корпусах для зубчатых передач).

Числовые значения отклонения формы и расположения в зависимости от допуска размера устанавливаются в соответствии со следующими уровнями относительной геометрической точности: А – нормальной, В – повышенной и С – высокой, если допуск формы и расположения в среднем составляет соответственно 60, 40 и 25% от допуска размера.

Определение числовых значений некоторых допусков формы и расположения приведены в табл. 17.6.

Допуски формы и расположения

Допуск	Значение допуска
Для посадочного места подшипника качения на валу (рис. 17.11 а, б)	
цилиндричности	(0,3...0,5) допуска диаметра посадочного места
соосности	(0,7...1,0) допуска диаметра посадочного места
перпендикулярности между осью центров и плоскостью заплечика Д	(0,7...1,0) допуска диаметра посадочного места
Для посадочного места зубчатого колеса, муфты и других деталей на валу (рис. 17.11 в, г)	
соосности	допуск диаметра посадочного места
перпендикулярности между осью центров и плоскостью заплечика при $l_{cm}/d \leq 0,8$	(0,7...1,0) допуска диаметра посадочного места
Для зубчатого колеса, шкива, звездочки (рис. 17.11 д)	
перпендикулярности торца ступицы к оси отверстия	(0,7...1,0) допуска 6-го качества для диаметра ступицы
параллельности между торцами ступицы при $l_{cm}/d \leq 0,8$	(0,7...1,0) допуска 6-го качества для диаметра ступицы
Для шпоночного паза на валу и в отверстии (рис. 17.11 е)	
параллельности оси паза к оси вала, отверстия	0,5 допуска ширины паза
симметричности оси паза к оси вала, отверстия	2 допуска ширины паза
Для накладной фланцевой крышки подшипникового гнезда (рис. 17.11 ж, з)	
параллельности рабочих торцевых поверхностей Б и В	допуск 6-го качества для наружного диаметра фланца
соосности посадочных поверхностей крышки А и гнезда для манжеты Д	допуск 7-го качества для диаметра гнезда
смещения оси крепежного отверстия от номинального расположения (позиционный)	$0,4(d_0 - d)$, где d_0 и d – диаметры отверстия и стержня винта
Для дистанционного кольца (рис. 17.11 и)	
параллельности торцов А и Б	0,7 допуска посадочного места подшипника
Для корпусных деталей	
цилиндричности посадочной поверхности подшипника	(0,3...0,5) допуска диаметра посадочной поверхности
соосности посадочных поверхностей подшипников	(0,4...1,0) допуска диаметра посадочной поверхности
перпендикулярности торца подшипникового гнезда к оси посадочных поверхностей	$(D_1/D)T$, где T – допуск диаметра посадочной поверхности, D_1 , D – диаметры посадочной поверхности и диаметра задания допуска
параллельности оси посадочных поверхностей подшипников относительно опорной плоскости	$0,001B$, где B – расстояние между торцами подшипниковых гнезд
параллельности осей	$12(B/b)$, мкм, где b – ширина зубчатого венца
перекоса осей	$6(B/b)$, мкм
плоскостности для опорной плоскости подошвы и плоскости разъема	$0,05(L/100)$ и $0,01(L/100)$, где L – длина плоскости
смещения оси крепежного отверстия в основании корпуса (позиционный)	$0,8(d_0 - d)$, где d_0 и d – диаметры отверстия и стержня винта

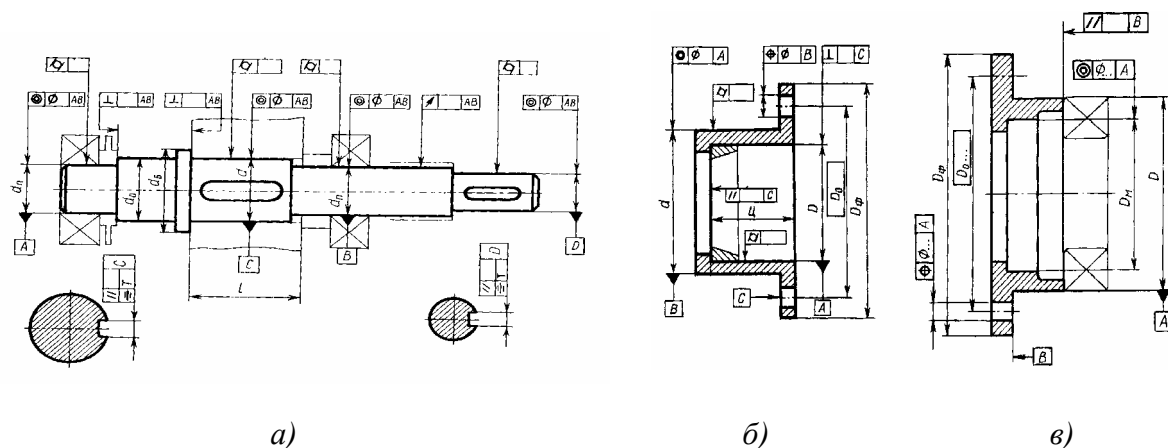


Рис.17.12. Допуски формы и расположения для некоторых деталей:
а – вала; б – стакана; в – крышки

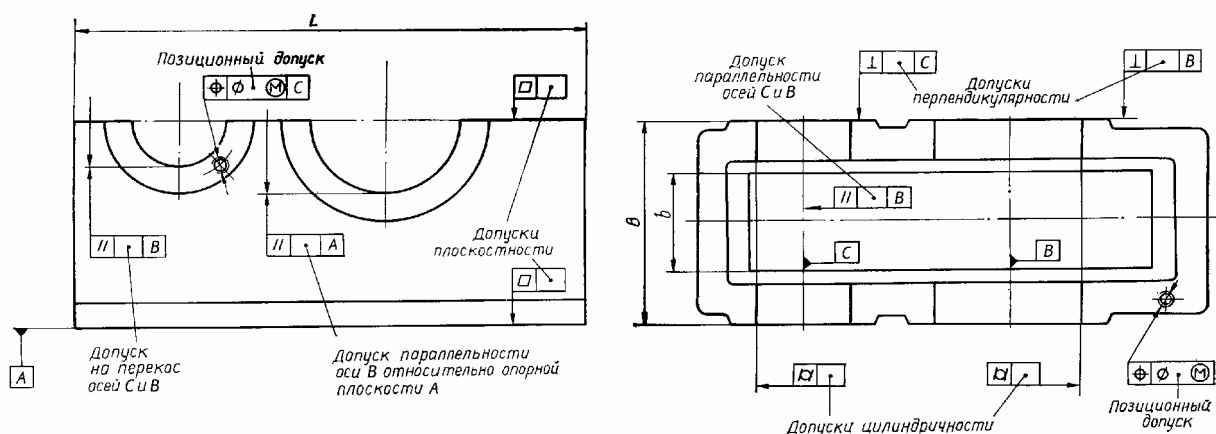


Рис. 17.13. Допуски формы и расположения элементов корпусных деталей

17.6. МЕТОДЫ ДОСТИЖЕНИЯ ТОЧНОСТИ ЗАМЫКАЮЩЕГО ЗВЕНА РАЗМЕРНОЙ ЦЕПИ

Для нормальной работы машин и механизмов необходимо, чтобы поверхности деталей занимали относительно друг друга вполне определенное положение. Достижение требуемой точности сборки обеспечивается путем анализа размерных цепей собираемого механизма. Каждому методу сборки соответствует определенный метод расчета размерных цепей. Размерная цепь представляет собой совокупность взаимосвязанных размеров, образующих замкнутый контур и определяющих взаимное положение поверхностей одной или нескольких деталей. Эти размеры образуют звенья размерной цепи. Независимо от вида размерной цепи в её состав входит так называемое замыкающее звено, размер которого (A_{Δ}) получается последним в процессе обработки, сборки узла или измерения. Его величина и точность зависят от величины и точности всех остальных размеров цепи, называемых составляющими ($A_1; A_2...$). Необходимая точность сборки заключается в получении размера замыкающего звена цепи, не выходящего за пределы допускаемых отклонений.

В процессе сборки замыкающий размер обычно является исходным (функциональным), определяющим функционирование механизма (зазор, натяг, величина перемещения детали – рис. 17.14, а).

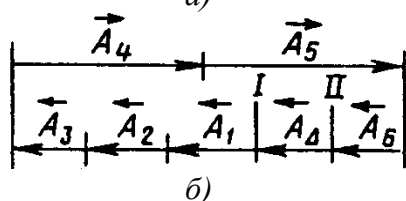
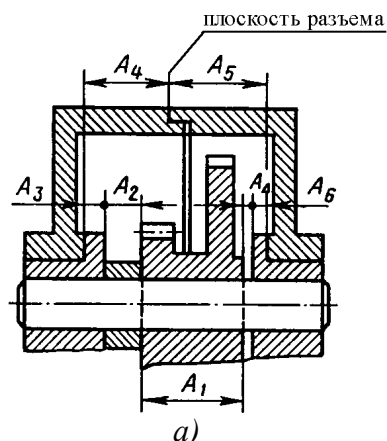


Рис. 17.14. Схемы размерных цепей

На сборочных чертежах размерные цепи часто бывают скрыты разобщенностью составляющих их звеньев. Поэтому при выявлении размерных цепей и их расчете они изображаются в виде безмасштабных схем (рис. 17.14, б). Их построение начинают с выявления замыкающего звена, а затем – всех влияющих на него составляющих звеньев. Замкнутость размерной цепи приводит к тому, что размеры, входящие в нее, не могут назначаться независимо.

Для размерных цепей увеличивающим звеном является звено, с увеличением которого замыкающий размер увеличивается, уменьшающим - с уменьшением которого замыкающий размер уменьшается.

Замыкающий размер A_{Δ} в семизвенной цепи (рис. 17.14, а) зависит от увеличивающих размеров A_4, A_5 (чем больше их величина, тем больше значение A_{Δ}) и уменьшающих размеров A_1, A_2, A_3 и A_6 (при их увеличении A_{Δ} уменьшается). Первые обычно обозначаются проставленными над буквенными обозначениями звеньев стрелками, направленными

вправо, а вторые – стрелками, направленными влево.

При размерном анализе иногда имеют место взаимосвязанные размерные цепи с общими звеньями или базами, а также цепи, в которых исходным звеном является одно из составляющих звеньев основной цепи. В последнем случае цепи называются производными.

Функцией положения размерной цепи является замыкающее звено, а независимыми параметрами – составляющие звенья. Её уравнение, определяющее номинальный размер замыкающего звена линейной размерной цепи, имеет вид

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^m \vec{A}_j - \sum_{q=m+1}^n \overset{\leftarrow}{A}_q, \quad (17.4)$$

где A_j и A_q – номинальные размеры увеличивающих и уменьшающих звеньев;

j и q – порядковый номер увеличивающих и уменьшающих звеньев;

n – число составляющих звеньев;

m – число увеличивающих звеньев.

Вследствие того, что составляющие размеры изменяются в установленных допусками пределах, то при сочетании наибольших увеличивающих и наименьших уменьшающих составляющих размеров замыкающий размер будет иметь наибольшее значение, а при сочетании наименьших увеличивающих и наибольших уменьшающих составляющих размеров – наименьшее значение, т.е.

$$A_{\Delta \max} = \sum_{j=1}^m \vec{A}_{j \max} - \sum_{q=m+1}^n \overset{\leftarrow}{A}_{q \min}; \quad (17.5)$$

$$A_{\Delta \min} = \sum_{j=1}^m \vec{A}_{j \min} - \sum_{q=m+1}^n \overset{\leftarrow}{A}_{q \max}. \quad (17.6)$$

Этими уравнениями определяются предельные размеры замыкающего звена. Учитывая, что допуском является разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами, имеем

$$T_{A\Delta} = A_{\Delta \max} - A_{\Delta \min} = \sum_{j=1}^m \left(\vec{A}_{j \max} - \vec{A}_{j \min} \right) + \sum_{q=m+1}^n \left(\overset{\leftarrow}{A}_{q \max} - \overset{\leftarrow}{A}_{q \min} \right) \quad (17.7)$$

или

$$T_{A\Delta} = \sum_{j=1}^m \vec{T}_{Aj} + \sum_{q=m+1}^n \overset{\leftarrow}{T}_{Aq} = \sum_{i=1}^n T_{Ai}, \quad (17.8)$$

т.е. допуск замыкающего размера равен сумме допусков составляющих размеров.

Последнее равенство справедливо, если суммировать погрешности всех составляющих размеров и, следовательно, погрешность замыкающего звена будет равна сумме погрешностей размеров всех составляющих звеньев цепи. Поэтому, для обеспечения наименьшей погрешности замыкающего звена, размерная цепь должна состоять из возможно меньшего числа звеньев. Кроме того, порядок обработки и сборки деталей следует, если возможно, обеспечивать таким образом, чтобы замыкающим был менее ответственный размер (его погрешность будет наибольшей).

На основании уравнения (17.8) зависимость для определения допуска любого составляющего размера A_k при условии, что известны допуски остальных размеров цепи $\left(\sum_{i=1}^{n-1} T_{Ai} \right)$, включая и замыкающий (T_{Δ}), имеет вид

$$T_{Ak} = T_{\Delta} - \sum_{i=1}^{n-1} T_{Ai}. \quad (17.9)$$

Таким образом, порядок расчета размерных цепей (ГОСТ 16320) зависит от того, какая задача решается с их помощью – прямая или обратная. В прямой задаче, исходя из заданных требований к размеру замыкающего звена, включая допуск на него, определяют: номинальные размеры всех составляющих звеньев и их предельные отклонения; размеры полей допусков и координаты их середин, либо, принимая эти параметры за известные, определяют их для компенсирующего звена.

При решении обратной задачи, исходя из установленных номинальных размеров и предельных отклонений составляющих звеньев, определяют номинальный размер замыкающего звена, его предельные отклонения и координату середины поля допуска. Решением обратной задачи обычно проверяется правильность решения прямой задачи.

Следует отметить, что деталь по замыкающему размеру не обрабатывают, т.к. этот размер получают в результате обработки детали по другим, связанным с ним, размерам.

В сборочных размерных цепях замыкающий размер определяется последовательностью сборки.

Требуемая точность размера замыкающего звена цепи обычно устанавливается из условий эксплуатации узла и его служебного назначения и может быть достигнута несколькими методами: за счет полной, неполной (частичной) и групповой (селективная сборка) взаимозаменяемости, путем пригонки или регулирования (табл. 17.6).

Метод достижения заданной точности замыкающего звена выбирается в зависимости от заданного допуска T_{Δ} , установленного на него, числа составляющих звеньев n размерной цепи с учетом конструктивных и технологических особенностей, его служебного назначения, себестоимости и других факторов.

При этом в качестве исходных используются среднее значение номинальных размеров A_i составляющих звеньев размерной цепи - $A_{cp} = (1/n) \sum_{i=1}^n A_i$ и среднее значение допуска для каждого звена: при расчете на максимум-минимум $T_{cp} = T_{\Delta} / (n - 1)$; при расчете вероятностным методом $T_{cp} = T_{\Delta} / 1.2\sqrt{n-1}$.

Исходя из полученных значений величин A_{cp} и T_{cp} определяется ближайший квалитет точности замыкающего звена. Способ равных допусков прост, но недостаточно точен и обычно используется для определения предварительного значения допусков составляющих размеров.

Если допуск T_{cp} приемлем, а допуск T_{Δ} больше 8-11-го квалитетов точности, следует применять метод полной взаимозаменяемости; если допуск точнее - метод неполной взаимозаменяемости. Для размерных цепей высокой точности ($T_{\Delta} < T_{IT6}$) при малом числе звеньев ($n-1 \leq 5$) применяется метод групповой взаимозаменяемости (селективная сборка); если ($n-1 \geq 5$) метод пригонки или регулирования. Таким образом, последний метод используется в основном для многозвенных цепей.

При использовании метода регулирования определенная расчетом размерных цепей точность исходного (замыкающего) размера достигается преднамеренным изменением (регулированием) величины одного из заранее выбранных составляющих размеров, называемого компенсирующим. В этом случае в качестве неподвижных ступенчатых компенсаторов обычно применяются комплекты деталей (сменные кольца, втулки, шайбы и т.д.), подбираемых при сборке, или наборы плоских прокладок одинаковой или разной толщины. Наличие таких компенсаторов, воспринимающих суммарное отклонение составляющих звеньев сборочной размерной цепи, позволяет использовать поточные методы сборки, расширить допуски на обработку деталей узлов машины и тем самым удешевить ее, обеспечить при сборке достаточно высокую точность замыкающих звеньев, повысить эксплуатационные качества машин.

В качестве компенсирующего не следует выбирать звено, принадлежащее одновременно нескольким параллельно связанным размерным цепям из-за возникновения погрешностей, переходящих из одной цепи в другую.

Преимуществом метода регулирования по сравнению с другими методами также является возможность компенсации погрешностей, возникающих при эксплуатации в результате износа, температурных и упругих деформаций.

При проектировании компенсаторов (независимо от их типа) определяются их размеры и пределы изменения этих размеров (подбором или регулированием).

Наибольшее необходимое изменение компенсирующего размера (наибольшая расчетная компенсация или диапазон компенсирования) без учета допуска на изготовление самого компенсатора рассчитывается из условия

$$\delta_k \geq T_{\Delta\Delta} - T_{\Delta}, \quad (17.10)$$

Т а б л и ц а 17.7

Методы достижения требуемой точности замыкающего звена

Характеристика метода	Преимущества	Недостатки	Область применения
1	2	3	4
Метод полной взаимозаменяемости			
Детали соединяются без пригонки, регулирования и подбора. При любом сочетании размеров деталей, изготовленных в пределах расчетных допусков, автоматически обеспечивается требуемая точность замыкающего звена	Простота и экономичность сборки; возможность организации поточной сборки, широкого кооперирования производств; простота изготовления запасных частей и снабжения ими потребителей; выборочный контроль	Допуски составляющих звеньев получаются меньшими (при прочих равных условиях), чем при всех остальных методах, что может оказаться неэкономичным	Крупносерийное и массовое производства при малом допуске замыкающего звена и небольшом числе (до пяти) составляющих звеньев размерной цепи; многозвенные размерные цепи при большом допуске на замыкающее звено
Метод неполной взаимозаменяемости			
Детали соединяются без пригонки, регулирования и подбора. При этом у небольшого количества изделий значения точности замыкающего звена могут выйти за установленные пределы	То же и экономичность изготовления деталей за счет расширенных полей допусков	Возможны дополнительные затраты на замену деталей собранных изделий; необходим 100%-ный контроль	Серийное и массовое производства при малом допуске замыкающего звена и относительно большом числе составляющих звеньев
Метод групповой взаимозаменяемости (селективная сборка)			
Детали соединяются без пригонки и регулирования. Расчетное значение допуска составляющего звена увеличивается в несколько раз до экономически целесообразного производственного допуска. После изготовления детали рассортировываются по действительным размерам на ряд групп в пределах расчетного допуска и собираются по методу полной взаимозаменяемости	Возможность достижения высокой точности замыкающего звена при целесообразных допусках составляющих звеньев	Увеличение объема незавершенного производства деталей, дополнительные затраты на проверку, сортировку и маркировку деталей; некоторое усложнение снабжения запасными частями	Массовое и крупносерийное производства; малозвенные (3-4 звена) размерные цепи с высокой точностью замыкающего звена
Метод пригонки			
Требуемая точность достигается за счет пригонки заранее намеченной детали (компенсатора), на которую при механической обработке (под сборку) устанавливается определенный припуск	Возможность достижения высокой точности замыкающего звена при экономически целесообразных производственных допусках звеньев	Значительное удорожание и увеличение сроков сборки; трудность нормирования и механизации; усложнение планирования производства	Единичное и мелкосерийное производства, многозвенные размерные цепи с замыкающим звеном высокой точности
Метод регулирования			
Требуемая точность достигается за счет изменения компенсирующего звена с помощью специальных компенсаторов с непрерывным или периодическим перемещением деталей или подбором последних	Возможность регулирования замыкающего звена не только при сборке, но и в эксплуатации (для компенсации износа); возможность обеспечения автоматического регулирования точности	Возможное усложнение конструкции изделия; увеличение (в некоторых случаях) количества деталей; усложнение сборки из-за необходимости регулирования и измерений	Все типы производства; цепи высокой точности

где $T_{\Delta\Delta}$ - допуск замыкающего звена, получающийся в результате изготовления составляющих звеньев с допусками T_{Ai} , соответствующими экономически целесообразной точности, т.е. $T_{\Delta\Delta} = \sum_{i=1}^n T_{Ai}$, T_{Δ} - заданный допуск замыкающего звена, определенный исходя из эксплуатационных требований.

Для звеньев, принадлежащих стандартным деталям, T_{Ai} принимают по соответствующим стандартам; для остальных звеньев - по рабочим чертежам деталей узла.

При наличии в размерной цепи звеньев, которые изменяются в результате износа, температурных и других деформаций деталей, определяется допустимая величина этих изменений δ_u для последующей компенсации. В этих случаях наибольшая расчетная компенсация

$$\delta'_k = \delta_k + \delta_u. \quad (17.11)$$

Параметры компенсаторов - номинальный размер A_k и предельные отклонения: верхнее $\Delta_{кв}$ и нижнее $\Delta_{кн}$ определяются из расчета размерных цепей на максимум-минимум по формулам:

для компенсатора - увеличивающего звена

$$\vec{A}_k = \overset{\leftarrow}{A}_{\Delta} - \sum_{j=1}^m \vec{A}_j + \sum_{q=m+1}^n \overset{\leftarrow}{A}_q; \quad \Delta_{кв} = \Delta_{\Delta\Delta} - \sum_{j=1}^m \Delta_{jн} + \sum_{q=m+1}^n \Delta_{qв}; \quad \Delta_{кн} = \Delta_{\Delta\Delta} - \sum_{j=1}^m \Delta_{jв} + \sum_{q=m+1}^n \Delta_{qн}; \quad (17.12)$$

для компенсатора - уменьшающего звена:

$$\overset{\leftarrow}{A}_k = \sum_{j=1}^m \vec{A}_j - \sum_{q=m+1}^n \overset{\leftarrow}{A}_q - \overset{\leftarrow}{A}_{\Delta}; \quad \Delta_{кв} = \sum_{j=1}^m \Delta_{jв} - \sum_{q=m+1}^n \Delta_{qн} - \Delta_{\Delta\Delta}; \quad \Delta_{кн} = \sum_{j=1}^m \Delta_{jн} - \sum_{q=m+1}^n \Delta_{qв} - \Delta_{\Delta\Delta}; \quad (17.13)$$

где A_{Δ} - номинальный размер замыкающего звена;

A_j и A_q - номинальные размеры увеличивающих и уменьшающих звеньев;

$\Delta_{\Delta\Delta}$ и $\Delta_{\Deltaн}$ - верхнее и нижнее предельные отклонения замыкающего звена;

$\Delta_{jв}$ и $\Delta_{jн}$ - верхнее и нижнее предельные отклонения увеличивающего звена;

$\Delta_{qв}$ и $\Delta_{qн}$ - верхнее и нижнее предельные отклонения уменьшающего звена;

n - число составляющих звеньев;

m - число увеличивающих звеньев;

$n-m$ - число уменьшающих звеньев;

j и q - порядковый номер увеличивающих и уменьшающих звеньев.

Предельные размеры компенсаторов $A_{к max}$ и $A_{к min}$ определяются по формулам

$$A_{к max} = A_k + \Delta_{кв}; \quad A_{к min} = A_k + \Delta_{кн}. \quad (17.14)$$

При этом значение компенсации ($\Delta_{кв} - \Delta_{кн}$) сравнивается с необходимой компенсацией δ_k , полученной по формулам (17.10) или (17.11).

Методика расчета компенсаторов со ступенчатым регулированием размеров зависит от их конструктивного исполнения.

При использовании в качестве компенсаторов прокладок (рис. 17.2) возможно их выполнение по одному из двух вариантов:

1. Набор постоянных прокладок, состоящий из одной постоянной прокладки $t_{ном}$ и нескольких сменных t . Число прокладок s , установленных при сборке, зависит от действительных размеров деталей собираемого узла.

2. Набор прокладок, размеры которых меняются от меньшей до большей с постоянным или переменным шагом. При сборке используется одна прокладка в зависимости от действительных размеров деталей собираемого узла.

Для расчета параметров компенсаторов по каждому варианту после назначения на все размеры экономически целесообразных допусков предварительно определяются параметры A_k ; $A_{k \max}$ и $A_{k \min}$.

При расчете компенсаторов по первому варианту толщина постоянной прокладки принимается

$$t_{ном} = A_{k \min}. \quad (17.15)$$

Число сменных прокладок определяется по формуле

$$s = \delta_k / T_{\Delta} + 1. \quad (17.16)$$

Чувствительность (толщина сменных прокладок)

$$t = \delta_k / s. \quad (17.17)$$

Значения s округляют до целого числа в большую сторону, а $t_{ном}$ и t - в меньшую до приемлемых размеров (например, соответствующих стандартным рядам). Окончательное число сменных прокладок

$$s = \delta_k / t. \quad (17.18)$$

Для нормальной работы компенсатора должно выполняться условие $t \leq T_{\Delta}$, т.е. толщина сменной прокладки должна быть меньше заданного допуска замыкающего звена.

Размеры, определяющие границы групп компенсаторов, составляют

$$t_1 = t_{ном} = A_{k \min}; \quad t_2 = A_{k \min} + t; \quad t_3 = A_{k \min} + 2t \text{ и т.д.}$$

Максимальный размер компенсатора

$$t_{max} = t_{ном} + st \geq A_{k \max}. \quad (17.19)$$

Если условие (17.19) не выполняется, то следует увеличить число прокладок, либо их толщину, причем первый способ является предпочтительным.

При расчете компенсатора по второму варианту толщину одной из прокладок принимают $t_1 = A_{k \min}$, а толщины всех последующих изменяют по арифметической прогрессии с разностью (шагом) t или по геометрической со знаменателем прогрессии $p=2$. Для регулирования используется одна прокладка, номер которой и определяется в зависимости от действительных размеров деталей.

Метод регулирования, имеющий широкое применение, позволяет обеспечивать высокую точность механизма при расширенных допусках всех размеров цепи и при наличии размеров, меняющихся во время эксплуатации. К недостаткам метода следует отнести увеличение деталей в сборочном узле.

Метод пригонки может рассматриваться как вариант метода регулирования. Отличие заключается в том, что необходимая точность узла достигается при сборке изменением размера (пригонки) компенсирующего звена на величину δ_k за счет шлифования, подрезки, притирки и т.д.

При выборе способа пригонки следует учитывать, что допуск на пригонку компенсатора T_{np} не должен превышать заданный допуск замыкающего звена T_{Δ} , т.е. $T_{np} \leq T_{\Delta}$.

Этот метод применяется в мелкосерийном и единичном производствах для многозвенных цепей, когда возникает необходимость увеличить допуски составляющих звеньев до экономически приемлемых. Недостатками указанного метода являются отсутствие полной взаимозаменяемости и сложность сборки.

17.7. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ

Шероховатость поверхности представляет собой совокупность неровностей с относительно малыми шагами, образующих рельеф поверхности и рассматриваемых в пределах участка, длина которого - l является базовой, принимаемой в зависимости от характера поверхности. Числовые значения базовой длины выбирают из ряда: 0,08; 0,25; 0,80; 2,5; 8; 25 мм.

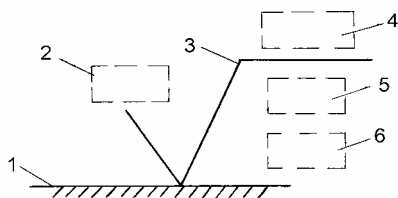


Рис. 17.15. Структура обозначения шероховатости поверхности:

1 - поверхность; 2 - параметр (или параметры) шероховатости; 3 - знак; 4 - вид обработки поверхности и другие дополнительные указания; 5 - базовая длина; 6 - условное обозначение направления неровностей.

основным для сопрягаемых обрабатываемых поверхностей деталей в машиностроении. Параметр Rz рекомендуется для указания шероховатости на несопрягаемые обрабатываемые поверхности, а также на поверхности, получаемые литьем, ковкой, штамповкой и т.д.

Для установления числовых значений шероховатости вводится понятие средней (базовой) линии профиля, в пределах которой сумма площадей выступов и впадин равна между собой.

Для оценки шероховатости поверхности предусмотрены высотные (Ra , Rz , $R_{\max}$), шаговые (S , S_m) и высотно-шаговые параметры (табл. 17.8).

Шероховатость поверхности является одним из основных показателей ее качества и оказывает существенное влияние на характер сопряжения деталей, их прочность и антикоррозионную стойкость. Рекомендуемые комплексы параметров шероховатости, которые получены на основе анализа опыта эксплуатации деталей машин, приведены в табл. 17.8.

Параметр шероховатости Ra более полно оценивает шероховатость, поэтому является

Таблица 17.8

Основные параметры шероховатостей поверхности

Наименование	Расчетная формула	Определение
Среднее арифметическое отклонение профиля	$Ra = \frac{1}{l} \int_0^l y dx \approx \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i $	Среднее арифметическое абсолютных значений отклонений профиля $ y $ от средней линии в пределах базовой длины l
Высота неровностей профиля по десяти точкам	$Rz = \frac{1}{10} \left(\sum_{i=1}^5 H_i + \sum_{i=1}^5 h_i \right)$	Сумма средних абсолютных отклонений точек пяти наибольших минимумов h_i и пяти наибольших максимумов H_i профиля в пределах базовой длины l
Наибольшая высота неровностей профиля	$R_{\max} = H_{\max} + h_{\max}$	Расстояния между линиями выступов и впадин профиля в пределах базовой длины l , т.е. расстояние между высшей и низшей точкой профиля, измеренное перпендикулярно линии профиля
Средний шаг неровностей по вершинам профиля	$S = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_i$	Среднее арифметическое значение шага неровностей S_i по их вершинам в пределах базовой длины l
Средний шаг неровностей	$S_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{mi}$	То же по средней линии профиля

Структура обозначения шероховатости поверхности в соответствии с ГОСТ 2.309 приведена на рис. 17.15. При этом, если в обозначении шероховатости присутствуют только значения параметров шероховатости, то применяется знак без полки для обозначения шероховатости поверхности в трех вариантах:

✓ - метод образования поверхности (вид обработки) не устанавливается; ✓ - для поверхности, образуемой удалением слоя материала (точением, фрезерованием и т.д.); ✓ - для поверхности, образуемой без удаления материала (литьем, прессованием и т.д.).

Числовые значения параметров шероховатости указываются над знаком, причем, для параметра Ra – без символа ($\sqrt{0.5}$), а для остальных параметров – после соответствующего символа ($\sqrt{Rz20}$). При этом значения Ra и Rz ограничиваются только по верхнему пределу.

Согласно изменениям в ГОСТе 2.309, принятым Межгосударственным советом по стандартизации, метрологии и сертификации в 2002 году, числовые значения параметров шероховатости указываются под полкой знака шероховатости и для всех параметров – с указанием символа.

Таблица 17.9

Классы и параметры шероховатости, достижимые при различных видах обработки

Класс шероховатости	Базовая длина, мм	Параметры шероховатости, мкм		Вид обработки
		<i>Ra</i>	<i>Rz</i>	
1	8	80,0; 63,0; 50,0; 40,0	320; 250; 200; 160	I
2	8	40,0; 32,0; 25,0; 20,0	160; 125; 100; 80	II
3	8	20,0; 16,0; 12,5; 10,0	80; 63; 50; 40	I-II
4	2,5	10,0; 8,0; 6,3; 5,0	40; 32; 25; 20	II-III
5	2,5	5,0; 4,0; 3,2; 2,5	20; 16; 12,5; 10	II-IV
6	0,8	2,5; 2,0; 1,6; 1,25	—	III-IV
7	0,8	1,25; 1,0; 0,8; 0,63	—	III-V
8	0,8	0,63; 0,5; 0,4; 0,32	—	IV-VI
9	0,25	0,32; 0,25; 0,2; 0,16	—	IV-VII
10	0,25	0,16; 0,125; 0,1; 0,08	—	V-VIII
11	0,25	0,08; 0,063; 0,05; 0,04	—	VI-VIII
12	0,25	0,04; 0,032; 0,025; 0,02	—	VII-VIII
13	0,08	0,02; 0,016; 0,0125; 0,01	0,1; 0,08; 0,063; 0,05	VIII
14	0,08	0,01; 0,008; 0,0063; 0,005	0,05; 0,04; 0,032; 0,025	VIII

Примечания: I - газовая резка; II - сверление; III - чистовое строгание и фрезерование; IV - чистовое точение, растачивание и зенкерование; V - шабрение, чистовое развертывание и протягивание; VI - чистовое шлифование; VII - притирка, полирование и хонингование; VIII - суперфиниширование.
 Для классов шероховатости 1...6 $Rz \approx 4Ra$, для классов шероховатости 7...14 $Rz \approx 5Ra$

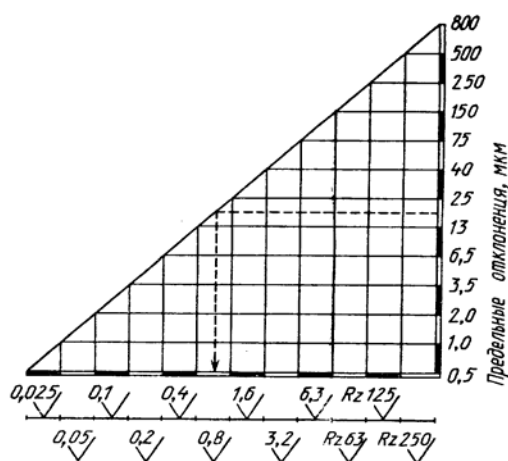


Рис.17.16. Диаграмма выбора шероховатости по заданному допуску

Знак шероховатости поверхности на изображении детали располагается на линиях контура, на выносных линиях в непосредственной близости от размерной линии или на полках линий-выносок, при недостатке места - на размерной линии или на ее продолжении.

Если шероховатость участков одной и той же поверхности различна, то ее разделяют тонкой линией и на каждой части поверхности дается соответствующее обозначение шероховатости. Знаки шероховатости следует ставить по возможности на верхних участках изображения детали, где они лучше читаются.

Знак в верхнем правом углу чертежа показывает или преобладающую шероховатость, или шероховатость в состоянии поставки поверхностей, не обрабатываемых по данному чертежу. Знак в скобках показывает, что кроме указанной перед скобкой шероховатости имеются поверхности с другой, обозначенной на них шероховатостью.

Шероховатость поверхностей отверстия обычно назначают на один - два класса ниже, чем шероховатость поверхности сопрягаемого с этим отверстием вала, что объясняется большей трудоемкостью обработки отверстия, чем вала.

Ориентировочно значения параметров шероховатости для сопрягаемых и несопрягаемых поверхностей можно определить с учетом значения предельного отклонения на размер по диаграмме на рис. 17.16 или по приближенной формуле $Ra \approx 0,05 t$, где t - допуск размера.

17.8. ЭТАПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

В качестве тем для курсовых проектов по ДМ и ОК обычно приняты приводы реальных механизмов и устройств из различных отраслей машиностроения, соответствующих специальностям студентов.

В процессе выполнения проекта студент обязан решить комплексную задачу конструирования, отвечающую основным условиям надежной работы деталей и сборочных единиц в приводе в соответствии с техническим заданием.

Содержание и объем курсового проекта приведены в табл.17.10.

Т а б л и ц а 17.10

Примерное содержание и объем курсового проекта по ДМ и ОК

Чертеж общего вида привода	Лист формата А1
Сборочные чертеж коробки скоростей или редуктора	Два (три) листа формата А1
Рабочий чертеж корпусной детали	Лист формата А1
Рабочие чертежи 4 деталей (валы, зубчатые колеса, шкивы, звездочки и т.д.)	Лист формата А1 (четыре листа формата А3)
Пояснительная записка (ПЗ)	До 50...60 листов формата А4
Спецификации	До 4-5 листов формата А4

Процесс проектирования по ДМ и ОК проводится в соответствии со стадиями его разработки, регламентированными ГОСТ 2.103, согласно которому выполнение курсового проекта можно разделить на следующие пять основных этапов.

Этап 1. Разработка технического предложения на проектирование изделия при заданной кинематической схеме (ГОСТ 2.118). В соответствии с результатами проведенного анализа задания (знакомство с существующими аналогичными приводами механизмов и устройств) с учетом конструктивных и эксплуатационных особенностей намечаются варианты компоновки механизма. В качестве передаточных механизмов приводов станков, транспортных и других машин обычно применяются коробки скоростей (передач), а приводов транспортеров и других технологических машин - редукторы.

После разработки технического предложения следует приступать к расчетам и конструированию. Последовательно с возможным повтором или разработкой двух и более вариантов с учетом исходных данных выполняются кинематический расчет привода, проектировочные расчеты передач, валов и примерный вариант эскизной компоновки редуктора или коробки скоростей.

Следует учитывать, что при проектировании машин и их деталей на первом месте всегда должен быть физический смысл рассматриваемого вопроса, а расчет является лишь вспомогательным средством. Увлечение абстрактным расчетом в ущерб конструктивной стороне проектирования, выявляемой лишь с помощью чертежа, часто ведет к полной неудаче «точно рассчитанной» конструкции.

Этап 2. Разработка эскизного проекта привода (ГОСТ 2.119). На этой стадии корректируются проектировочные расчеты составных частей привода с целью определения основных параметров, которые в наибольшей мере характеризуют конструкцию и габариты проектируемого изделия. К ним относят межосевые расстояния и модули зубчатых цилиндрических и червячных передач, конусное расстояние и модуль зубчатых конических передач, межосевые расстояния и параметры шкивов и звездочек передач с гибкой связью (ременные и цепные), диаметры валов, типоразмеры подшипников качения и муфт. Приступать к вычерчиванию необходимо после того, как только предварительные расчеты дают достаточно для этого данных. Эскизный вариант и расчеты должны производиться параллельно, таким образом, чтобы расчеты лишь несколько опережали чертеж, иначе неизбежны ошибки, которые могут быть выявлены лишь в последствии, что повлечет за собой большую потерю труда и времени. Поэтому следует придерживаться правила: все полученные расчетом размеры немедленно проверять путем нанесения их на чертеж. По данным проектировочных и частично проверочных расчетов и на основании принятого прототипа выполняют окончательный вариант эскизной компоновки (эскизный проект), дающий достаточно полное общее представление о конструкции изделия в плане его устройства и принципа работы, основных параметров и габаритных размеров (см. гл.18). Обычно эскизный проект выполняется в виде одного-двух изображений.

Этап 3. Разработка технического проекта (ГОСТ 2.120). Технический проект разрабатывается на основе эскизного проекта с целью выявления окончательных технических реше-

ний, дающих полное представление о конструкции изделия (см. гл. 19-28) и исходные данные для разработки рабочей документации. На этом этапе разрабатываются сборочные чертежи коробок скоростей и редукторов со встроенными в них (или в шкивы ременных передач) управляемыми муфтами, а также при необходимости другие сборочные чертежи, например, рамы (по указанию преподавателя).

Сборочные чертежи коробки скоростей или редуктора выполняют на двух (трех) листах формата А1 с необходимым количеством изображений (видов, разрезов, сечений и выносных элементов).

На первом листе (развертка) вычерчивают основной вид, совмещенный с развернутым на плоскость разрезом по осям валов. При этом выявляют конструкцию основных деталей и узлов, их расположение на валах и основные габариты проектируемого изделия вдоль направления валов. На втором листе (свертка) выявляют дополнительные конструктивные сведения в части взаимного расположения валов, условий смазки, устройства смазочных приспособлений и механизмов управления. На основании выполненных свертки и развертки определяют последовательность сборки узлов и проведения необходимых регулировок для правильности их работы (см. гл.29). В процессе конструирования определяющим является экономическая целесообразность того или иного решения.

В процессе выполнения технического проекта уточняются проверочные расчеты зубчатых, червячных, цепных, ременных и других передач. Кроме того, проводятся проверочные расчеты валов, подшипников качения и скольжения с учетом режима нагружения, муфт, соединений (шпоночных, шлицевых, резьбовых, с натягом и т.п.), а также следующие расчеты: температуры нагрева червячного редуктора, механизмов управления, по обоснованию и выбору системы, объема смазки передач зацеплением и подшипников.

После разработки сборочных чертежей выполняют чертеж общего вида привода, который должен содержать изображение сборочных единиц (коробки скоростей или редуктора, рамы, натяжного устройства и др.) с количеством видов и разрезов, необходимых для выявления конструкции устройства, взаимодействия составных частей и принципа работы привода (см. гл.30).

Этап 4. Разработка рабочей конструкторской документации. На этой стадии разработки проекта выполняются рабочие чертежи деталей (см. гл.31, 32) и составляется спецификация к сборочным единицам (общему виду коробки скоростей, редуктору, муфте и т.д.).

Этап 5. Оформление курсового проекта. На этом этапе оформляется пояснительная записка (ПЗ). В соответствии ГОСТ 2.106 в ПЗ, кроме перечисленных выше расчетов необходимо привести следующие сведения: назначение, область применения и краткая характеристика спроектированного изделия; описание взаимодействия, порядка сборки и разборки отдельных сборочных единиц, прежде всего сборки и регулировки конических и червячных зацеплений, регулировки подшипников качения; порядок смазки с указанием объема, сорта смазки и её сменности (см. гл.33).

Курсовой проект по деталям машин и основам конструирования (ДМ и ОК) имеет особое значение в процессе обучения, т.к. является первой самостоятельной комплексной расчетно-конструкторской работой и исходной ступенью для выполнения последующих курсовых и дипломного проектов.

В процессе курсового проектирования по ДМ и ОК студенты впервые знакомятся с методами и приемами конструирования, получают навыки самостоятельной работы со справочной и нормативно-технической литературой при разработке и оформлении конструкторской (графической и текстовой) документации. Выполняемый проект направлен также на развитие способности критической оценки различных вариантов конструкции и выбора наилучшего (оптимального) и, следовательно, навыков при решении различных многовариантных задач, которые имеют место в повседневной инженерной деятельности.

ГЛАВА 18 ЭСКИЗНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

18.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Эскизный проект представляет собой совокупность конструкторских документов, которые должны содержать принципиальные конструктивные решения, дающие общее представление об устройстве, компоновке и принципе работы изделия, а так же данные, определяющие его основные параметры и габаритные размеры. В курсовом проекте по курсу «Детали машин и основы конструирования» эскизный проект - первый этап разработки конструкции редуктора, коробки скоростей и установки в целом.

Эскизный проект, дающий в достаточном и необходимом объеме представление о конструктивной сущности проектируемого изделия и ее техническое обоснование, служит на следующей стадии для разработки технического проекта и рабочей конструкторской документации. Выполнение эскизного проекта проводится в соответствии с ГОСТ 2.119.

К эскизному проекту можно приступить после выполнения кинематических и проектировочных расчетов, из которых должны быть определены основные геометрические параметры всех передач (зубчатых, червячных и др.), диаметры валов, выбраны соединительные и сцепные муфты, определены действующие в зацеплениях силы.

В процессе выполнения эскизного проекта проводятся одновременно соответствующие расчеты (прежде всего кинематические и проектировочные, а затем и проверочные), вычерчиваются рассчитываемые элементы конструкции и разрабатываются основные сборочные единицы. Расчеты и варианты эскизов следует выполнять параллельно, так как возможно несоответствие данных расчета конструктивному исполнению ввиду малых размеров между осями соседних валов (межосевых расстояний) для расположения подшипников, сцепных управляемых муфт или деталей передач для возможности их закрепления на валах (насадных зубчатых колес, червяков и др.), либо эти размеры оказываются завышенными относительно конструктивно оптимального варианта. Расчеты в этом случае должны быть повторены с целью приближения их результатов к оптимальному варианту путем изменения, при необходимости, кинематических (передаточные числа, числа зубьев), а также геометрических (соотношение размеров ширины и диаметра зубчатых колес, шкивов) и прочностных (материал, термообработка) параметров, что обычно устанавливается в результате проведения проверочных расчетов без повторения в большинстве случаев проектировочных расчетов. В то же время часто для проверочных расчетов необходимо знать размеры, которые могут быть проще всего определены графически (расстояния между опорами вала и плечи действующих относительно них сил в зацеплениях) после вычерчивания зубчатых колес, валов и подшипников.

Если проверочный расчет указывает на неработоспособность вычерченной детали, на эскизе выполняются необходимые исправления.

Выполнение эскизной компоновки начинается с выбора положения осевых линий валов в соответствии с расчетными межосевыми расстояниями и затем последовательно прочерчиваются все детали и узлы конструкции (рассчитанные или выбранные в соответствии с существующими рекомендациями), расположенные на валах. Далее после определения их мест расположения прочерчивают подшипники с учетом выбранного типа-размера, а также детали, исключаяющие или ограничивающие перемещения зубчатых и червячных колес, червяков на валах и валов в подшипниках, а последних в отверстиях корпуса. При этом выбирается способ смазки зубчатых и червячных передач, подшипников, изображаются уплотняющие устройства, разбрызгиватели смазки, защитные кольца и т. д. В процессе прочерчивания выявляются элементы и размеры корпуса, а также крышек.

Полученная в процессе эскизного проектирования конструкция должна удовлетворять: простоте изготовления ее деталей, сборки, регулировок и эксплуатации, а также требованиям надежности и долговечности всех элементов. Эскизный проект должен содержать сборочные чертежи конструкции и основных определяющих ее узлов.

На чертежах эскизного проекта допускается схематичное изображение отдельных узлов. В случае повторения элементов конструкции в нескольких местах на одном или нескольких чертежах достаточно разработать их конструкцию более подробно в одном месте, а в остальных показать их только контурно, давая привязку. Штриховать детали, попавшие в разрез, в этом случае не обязательно. На чертежах рекомендуется проставлять только размеры сопряжений деталей, межосевые, а также необходимые для справок и используемые в расчетно-пояснительной записке. Вместо увеличения числа проекций на этой стадии допускается использование местных выровов и сечений. Чертежи на данной стадии целесообразно выполнять на листе ватмана или миллиметровой бумаге в масштабе 1:1, так как такое изображение дает более четкое представление о конструкции, пропорциях, взаимной увязке различных элементов.

Эскизный проект, следующий за техническим предложением, представляет собой предварительное (черновое) проектирование с целью установления принципиальных конструктивных и технологических решений по изделию. При разработке конструкции редуктора или коробки скоростей эскизный проект имеет целью проверить приемлемость проведенных кинематических и проектировочных расчетов, определить возможность разработки по их данным конструкции с приближением ее к оптимальному варианту, принятому в дальнейшем за основу к выполнению следующего этапа проектирования - технического проекта, в котором конструкция редуктора или коробки скоростей разрабатывается детально во всех ее элементах и содержит окончательное техническое решение, дающее полное представление об устройстве разрабатываемого изделия, и исходные данные для разработки рабочей документации на его изготовление, сборку и контроль.

Прежде чем приступить к выполнению эскизного проекта, необходимо ознакомиться с общими принципами и рекомендациями при проектировании по данным технической литературы, атласам, альбомам, учебным и методическим пособиям, нормам.

На основании анализа существующих конструкций желательно выбрать прототип для проектирования - аналог, похожий по своим техническим данным на проектируемое изделие (редуктор или коробку скоростей). Если это сделать не удастся, то из нескольких конструкций выбираются сходные конструктивные элементы или модули - чертежи блоков зубчатых колес, муфт, валов с подшипниковыми узлами и т. д. В гл. 19 - 25 приведены конструктивные модули отдельных элементов редукторов или коробок скоростей, которые могут быть использованы при выполнении курсового проекта.

Большой экономический эффект получается при продуманном и обоснованном использовании унифицированных узлов и элементов, для чего следует ознакомиться с ГОСТами и нормами на унифицированные и комплектующие узлы (электродвигатели, муфты, подшипники, крепежные детали и т. д.).

Эскизный проект обычно состоит из изображений в виде основных разрезов редуктора или коробки скоростей. Одним из них для многовальной коробки или редуктора с параллельными или пересекающимися осями валов - это развертка, т. е. изображение, на котором все валы, различным образом расположенные в пространстве, представлены (развернуты) в одной плоскости по их осям. Развертка позволяет наиболее полно и рационально выявить конструкцию деталей и узлов механизма, их взаимное расположение, конструкцию валов и подшипниковых узлов, элементов корпуса и крышек, взаимодействие деталей и т. д.

Для многовальных редукторов с перекрещивающимися осями (при наличии червячной передачи) развертку по всем валам на одном разрезе изобразить не удастся. Поэтому в этом случае выполняются несколько разрезов (обычно два).

Другим важным этапом для раскрытия конструкции является разработка изображения в виде разреза плоскостью, перпендикулярной осям валов (свертка), на котором показывается истинное расположение валов в пространстве и дополнительно выявляются условия смазки зубчатых передач, конструктивное исполнение механизмов управления и т.д.

При определении взаимного расположения деталей в процессе разработки сборочных единиц (компоновки) на указанных изображениях необходимо учитывать следующие основные требования:

- а) компактность - наиболее полное заполнение корпуса деталями, а при необходимости и вписывание в заданные габариты;
- б) удобство монтажа и демонтажа, проведения регулировочных операций;
- в) простота механизмов управления и блокировки;
- г) надежная смазка передач зацеплением, подшипников и масляных муфт;
- д) технологичность и экономичность изготовления элементов конструкции и надежность их эксплуатации;
- е) соблюдение требований технической эстетики.

Для удовлетворения указанных требований иногда приходится выполнять несколько вариантов компоновки.

В начале эскизного проектирования при известной кинематической схеме следует определиться в принятии ряда принципиальных для будущей конструкции решений, к которым относятся выбор конструктивного варианта исполнения корпуса, типа подшипников и схемы их установки, способа фиксации деталей, расстояний между деталями и размеров, не определяемых расчетом.

18.2. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ КОНСТРУКТИВНОГО ИСПОЛНЕНИЯ КОРПУСА

Выбор конструктивного варианта исполнения корпуса существенно влияет на проектирование всех других элементов конструкции. При этом возможны два принципиально различных типа корпусов: с разъемом по плоскости осей валов и без разъема (цельнолитые).

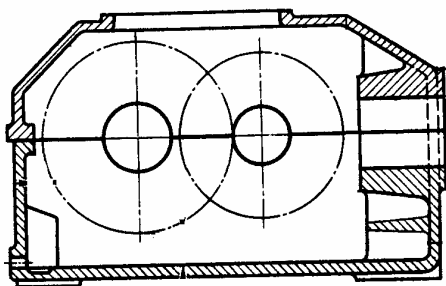


Рис. 18.1. Корпус с разъемом в плоскости осей валов коническо-цилиндрического редуктора

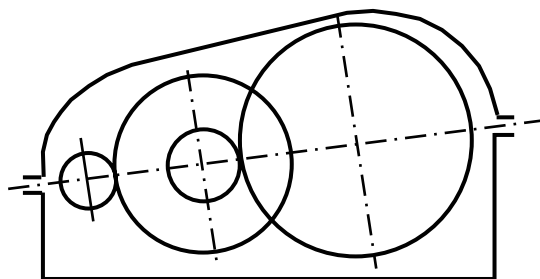


Рис. 18.2. Редуктор с разъемом в плоскости осей валов, расположенной наклонно

При применении зубчатых передач корпуса с разъемом по плоскости осей валов обычно имеют цилиндрические, конические и коническо-цилиндрические редукторы (рис. 18.1). В этом случае каждый вал с сопрягаемыми деталями (зубчатыми колесами, подшипниками и т. д.) собираются отдельно и устанавливаются в корпус, после чего он закрывается крышкой. Плоскость разъема обычно горизонтальная. Для уменьшения объема незаполненного в редукторе пространства, а также для улучшения условий смазывания всех ступеней

многоступенчатого редуктора окунанием плоскость разъема может располагаться под углом к основанию, но при этом усложняется обработка корпуса (рис. 18.2).

В соосном редукторе опоры быстроходного и тихоходного валов внутри корпуса имеют отдельную внутреннюю крышку 1 (рис. 18.3).

В червячных редукторах разъем корпуса обычно выполняется по оси вала червячного колеса, а в червячно-цилиндрических редукторах по осям валов червячного и цилиндрических колес (рис. 18.4).

Сборка разъемных корпусов должна осуществляться в строго одинаковом их взаимном расположении, идентичном их расположению в процессе совместной механической обработки, что достигается их взаимной фиксацией с использованием цилиндрических или конических штифтов, отверстия для которых обрабатываются совместно в обеих частях корпуса до начала основных видов механической обработки. При этом более высокая точность центрирования достигается при наибольшем диаметральном удалении штифтов друг от друга. Кроме того, следует учитывать, что установка конических штифтов обеспечивает более плотную посадку и отсутствие каких-либо люфтов, но стоимость такого соединения выше, т. к. для обработки таких отверстий требуются конические развертки. Соединение цилиндрическими штифтами менее плотно, но дешевле.

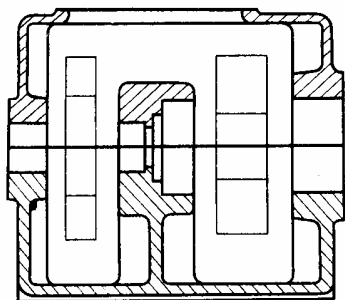


Рис. 18.3. Корпус с разъемом в плоскости осей валов соосного редуктора

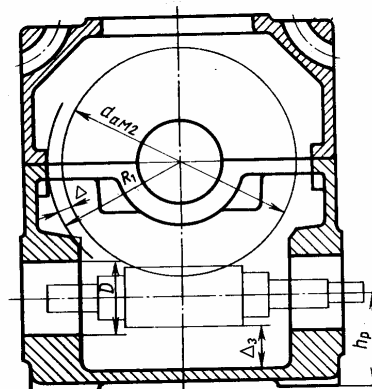


Рис. 18.4. Корпус с разъемом в плоскости оси вала колеса червячного редуктора

Цилиндрические штифты обычно в корпусе устанавливаются по прессовой посадке. Отверстие под штифт в другой части корпуса (крышке) делается по плотной посадке, что позволяет осуществлять разборку без извлечения штифтов.

Цельнолитые корпуса, открытые сверху или сбоку, имеют в основном редукторы с осями валов, расположенными на различных уровнях и подавляющее число конструкций коробок скоростей (рис. 18.5), а также механизмы при использовании фланцевых электродвигателей.

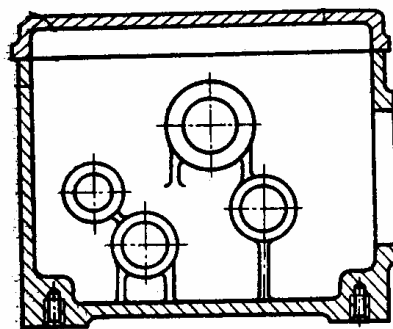


Рис. 18.5. Цельнолитой корпус коробки скоростей

В случаях, когда сборка валов осуществляется внутри корпуса и детали последовательно устанавливаются на вал с одного конца, расточки в корпусе имеют размеры, соответствующие наружным диаметрам подшипников. При этом, чтобы сборка не была затрудненной, следует соответствующее внимание обратить на посадки деталей, устанавливаемых на валах.

В случае, если сборка внутри корпуса затруднена, в частности, при установке на валу сцепной управляемой муфты, возможны два варианта исполнения неразъемного корпуса. В первом варианте расстояние между внутренними поверхностями стенок корпуса должно быть таким, чтобы, монтируя через открытый верх вал в сборе (без подшипников) длинным концом в одно отверстие корпуса до упора деталей на нем о внутреннюю поверхность стенки, обеспечить установку вала внутрь корпуса с выводом его второго конца через противоположное отверстие (рис. 18.6). При этом расточки в корпусе также соответствуют наружным диаметрам подшипников, но размеры корпуса вдоль осей валов возрастают и тем больше, чем вал дальше расположен от уровня крышки корпуса.

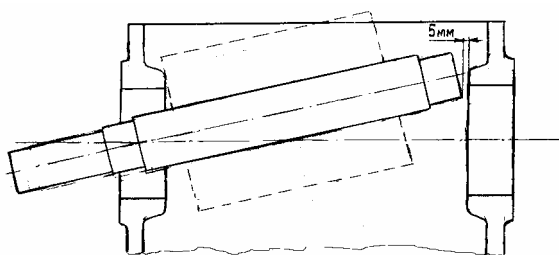


Рис. 18.6. Установка вала в корпус в сборе через люк-разъем с крышкой

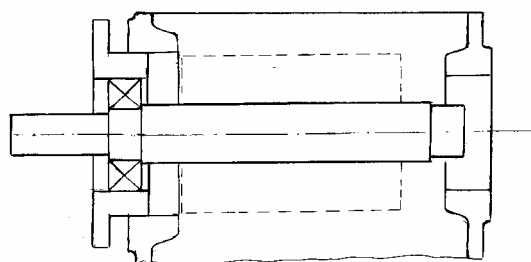


Рис. 18.7. Установка вала в корпус в сборе через отверстие под стакан

При втором варианте одна из расточек под вал в корпусе имеет диаметр несколько больший наружных размеров соответствующих узлов или деталей на нем. В этом случае подшипники вала с данной стороны устанавливаются в стакане с наружным диаметром под эту расточку (рис. 18.7). Через указанное отверстие осуществляется установка в корпус вала в сборе (рис. 22.3, 29.2 и 29.4). В данном варианте размеры корпуса вдоль осей валов будут оптимальными, однако из-за повышенных размеров стакана часто затруднено размещение подшипников соседних валов и требуется либо искусственно увеличивать межосевое расстояние (за счет увеличения чисел зубьев шестерни и колеса) и, следовательно, увеличиваются при этом размеры конструкции в радиальном направлении, либо переносить опоры соседних валов в отдельную стойку, выполненную внутри корпуса, что несколько усложняет его конструкцию.

В червячных редукторах небольших размеров ($a \leq 200$ мм) разъем корпуса по валу червячного колеса не предусматривается, а его установка в сборе с валом и подшипниками осуществляется через окно в боковой стенке корпуса, прикрываемой крышкой (рис. 29.6). Имеют место конструкции корпусов червячных редукторов с окнами в обеих стенках. Такие же варианты конструкций корпусов часто используются в планетарных и волновых редукторах.

18.3. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ ТИПА ПОДШИПНИКОВ И СХЕМЫ ИХ УСТАНОВКИ

Подшипниковый узел должен обеспечивать восприятие радиальных и осевых нагрузок и исключать осевое смещение вала, нарушающее нормальную работу сопряженных деталей, а также зубчатых и червячных передач.

Тип подшипников качения для редукторов и коробок скоростей выбирается по следующим рекомендациям.

Для опор валов с цилиндрическими прямозубыми и в некоторых случаях косозубыми колесами с углом наклона линии зуба $\beta \leq 10^\circ$ применяются обычно шариковые радиальные подшипники. Эти подшипники имеют невысокую стоимость, просты и надежны в эксплуатации. В большинстве случаев для опор валов с косозубыми колесами применяются радиально-упорные подшипники (шариковые или роликовые).

Подшипники роликовые конические радиально-упорные применяются в редукторах чаще остальных. Являясь менее дорогими, они по допускаемым нагрузкам превосходят шариковые радиально-упорные подшипники в 1,7 раза и обладают более высокой осевой жесткостью. Эти подшипники наиболее часто применяются в силовых передачах для опор валов конических и червячных передач. По тем же соображениям эти подшипники применяются и для опор вала-шестерни конической передачи. Однако при частоте вращения вала $n \geq 1500$ мин⁻¹ и прежде всего при малых мощностях привода (до 1-го кВт) вместо роликовых конических следует применять шариковые радиально-упорные подшипники.

С целью уменьшения потерь на трение, а также из-за действия значительных осевых сил в качестве подшипников для опор вала червяка предпочтение следует отдавать радиально-упорным подшипникам с большим углом контакта ($>20^\circ$).

Для опор плавающих валов шевронных передач применяются в основном радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами.

Внутренний (посадочный) диаметр подшипника выбирается в соответствии с проекторочным расчетом диаметра вала (табл. 2.7). При этом рекомендуется применять для эскизного проекта соответственно подшипники легкой или средней серии, если их диаметр (по ГОСТ) принят больше или меньше расчетного диаметра вала, причем применение подшипников легкой серии требует их скорейшей проверки на долговечность.

Конструкции подшипниковых узлов должны исключать заклинивание тел качения подшипников из-за температурной деформации вала, погрешностей изготовления и монтажа или действия осевой нагрузки. В связи с этим наибольшее распространение получили два способа фиксации подшипников в зависимости от отношения расстояния между ними l_n к посадочному диаметру d_n .

При первом способе осевое фиксирование вала выполняется в каждой из опор лишь в одном направлении (во встречном либо в противоположном). Такая схема установки подшипников наиболее проста и широко применяется при относительно коротких валах с некоторыми различиями в зависимости от их типа.

При использовании в этом случае радиальных подшипников максимальное отношение $l_n/d_n = 10$. Чтобы не происходило защемления вала в опорах, предусматривается при их монтаже осевой зазор $c = 0,2 \dots 0,5$ мм (рис. 18.8,а), величина которого должна несколько превышать ожидаемую тепловую деформацию подшипника и вала. Зазор этот на сборочных чертежах не показывается.

При применении радиально-упорных подшипников (шариковых или роликовых) возможна их установка с осевой фиксацией во встречном направлении - схема «Х» (рис. 18.8,б), либо в противоположном - схема «О» (рис. 18.8,в). По данным схемам подшипники устанавливаются с натягом, возможно нулевым, так что исходный тепловой зазор здесь исключен. При этом в первом случае вследствие увеличения длины вала из-за температурных деформаций осевой натяг в подшипниках увеличивается и вероятность заклинивания подшипников возрастает, а во втором – уменьшается и возможно появление зазора в подшипниках, в связи с чем для схемы на рис. 18.8,б максимальное отношение $l_n/d_n = 6 \dots 8$, а для схемы на рис. 18.8,в - $l_n/d_n = 8 \dots 10$ (меньшие значения относятся к роликовым, большие к шариковым радиально-упорным подшипникам).

Для консольно расположенного вала-шестерни конической передачи предпочтительна установка подшипников по схеме на рис. 18.8,в как более жесткой из-за большей величины

опорной базы, т.к. при установке подшипников по схеме на рис. 18.8,б при одинаковом расстоянии между опорами деформации возрастают в 2...3 раза.

В конструкциях при сравнительно длинных валах, когда соотношение l_n/d_n превышает указанные выше, а также при установке валов в подшипниках, размещенных в разных корпусах, применяется второй способ установки подшипников, при котором осевое фиксирование вала обеспечивается в одной из опор, а другую опору выполняют «плавающей» (скользящей). При этом фиксирующая опора ограничивает осевое перемещение вала в обоих направлениях и воспринимает радиальную и осевую нагрузки. Плавающая опора не ограничивает осевых перемещений вала относительно расточки под наружное кольцо подшипника или относительно него и может воспринимать только радиальную нагрузку, вследствие чего здесь применяются только радиальные подшипники (шариковые или роликовые).

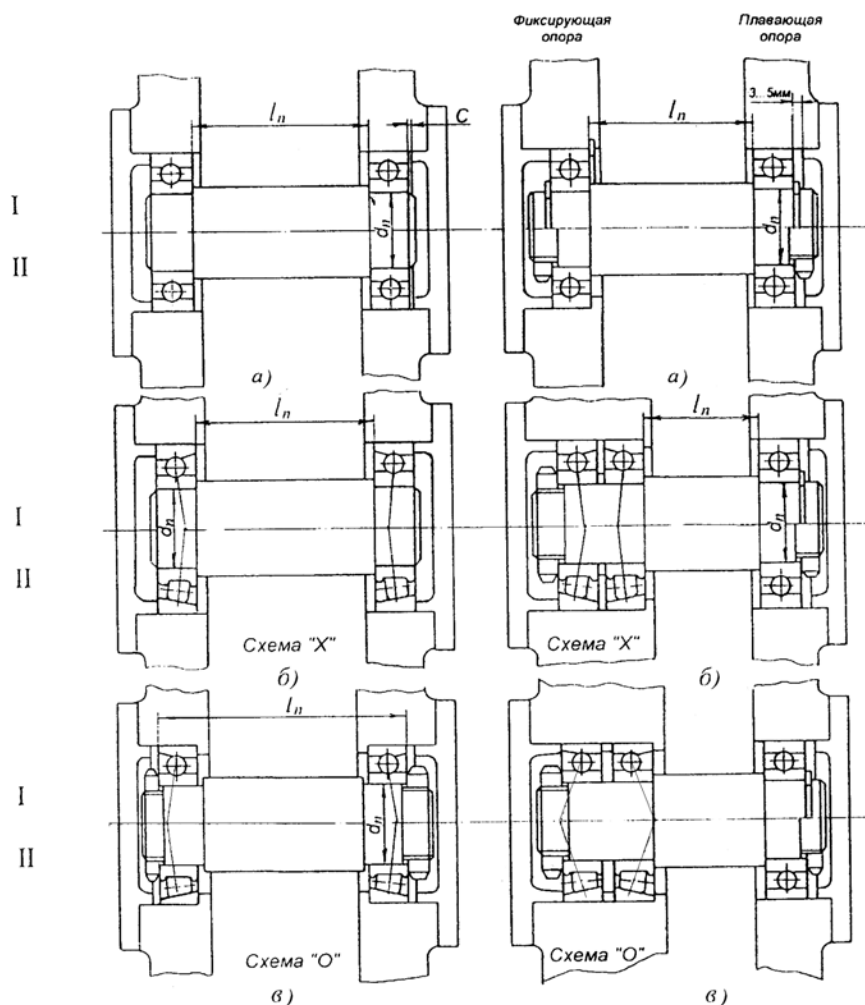


Рис. 18.8. Схемы установки подшипников с двумя фиксированными опорами
I-I-ое исполнение; II-2-е исполнение

Рис. 18.9. Схемы установки подшипников с фиксирующей и плавающей опорами
I-I-ое исполнение; II-2-е исполнение

На рис. 18.9,а фиксирующая опора выполнена в виде радиального шарикового подшипника. Такая схема установки подшипников используется в коробках скоростей и редукторах при прямозубых цилиндрических передачах.

При необходимости применения радиально-упорных подшипников они образуют фиксирующую опору, будучи сдвоенными и установленными по схеме «X» или «O» (рис. 18.9,б,в). Эти схемы установки подшипников обеспечивают более высокую жесткость вала и используются прежде всего для установки валов конических и червячных передач, требующих точной осевой фиксации.

Выбор расположения фиксирующей и плавающей опор определяется в соответствии со следующими рекомендациями. При использовании в обоих опорах радиальных подшипников в качестве плавающей выбирается опора, нагруженная меньшей радиальной нагрузкой, так как при температурных деформациях - удлинениях и укорочениях вала - плавающий подшипник будет с меньшим сопротивлением перемещаться в расточке отверстия - при шариковом подшипнике или относительно дорожки качения наружного кольца - при роликовом подшипнике и меньше изнашивать соответствующие поверхности.

При восприятии фиксирующей опорой (из двух радиально-упорных подшипников) кроме радиальной еще и осевой нагрузки в качестве плавающей принимается опора с большей радиальной нагрузкой или дальше отстоящая от передачи (прежде всего конической), а также противоположная опоре выходного конца вала при соединении его с другим валом муфтой. При этом обычно радиально-упорные подшипники фиксирующей опоры устанавливаются в стакане, наружный диаметр которого позволяет осуществлять установку вала в корпус через расточку под стакан в собранном виде (рис. 18.7), а также в этом случае облегчается регулировка осевого положения вала за счет изменения толщины металлических прокладок под фланцем стакана.

При выборе посадки подшипника с валом и корпусом следует учитывать условия его работы и прежде всего действующие на него нагрузки и какое кольцо вращается для исключения возможного заклинивания тел качения и неравномерного износа дорожек качения колец - наружного при вращении внутреннего кольца и внутреннего - при вращении наружного (см. гл. 22).

В значительно меньшей степени используются другие схемы установки подшипников. Например, при значительных осевых нагрузках требуется установка упорных подшипников, а при совместном их действии с радиальными нагрузками используются схемы подшипниковых узлов, в которых восприятие осевых и радиальных нагрузок разделено между упорными и радиальными подшипниками (рис. 22.11).

18.4. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ОБЕСПЕЧЕНИЮ СОБИРАЕМОСТИ И ВЫБОРУ СПОСОБА ФИКСАЦИИ ДЕТАЛЕЙ

Для собираемости комплектов валов должны быть предусмотрены фаски на валах и в отверстиях устанавливаемых на них деталях. Если используется посадка деталей с зазором, можно фаску исполнять только на валу. Но в тех случаях, когда применяются прессовые посадки, обычная короткая фаска под углом 45° не обеспечит надежного центрирования детали при ее запрессовке на вал. В этом случае фаску нужно делать более острой и длинной.

Для деталей, у которых в процессе сборки общими являются две пары параллельных поверхностей, необходимо предусматривать гарантированный зазор по одной из них. Изготовление и сборка деталей при этом значительно упрощается, т. к. при любом, даже самом точном способе изготовления, невозможно обеспечить точное совпадение соответствующих поверхностей, к примеру, выполнить строго соосными две параллельные цилиндрические поверхности в обоих деталях.

При посадке деталей на валы до упора в его бурт необходимо предусмотреть такую конструкцию сопряженных деталей, при которой этот упор мог быть осуществлен гарантировано. В тех случаях, когда переход от вала к бурту выполнен без галтели с наличием проточки (канавки) для выхода режущего инструмента (резца, шлифовального круга), правильное сопряжение деталей получится при любой, даже самой малой длине заходной фаски на внешней детали. Но если бурт вала имеет переход в виде галтели, то ее радиус должен быть меньше глубины заходной фаски сопрягаемой детали (см. гл. 19).

Особенно это важно для тех участков валов, на которых устанавливаются подшипники качения, т.к. при необходимости их упора в бурт вала он должен быть обеспечен с исключением недопустимых перекосов подшипников.

Поскольку подшипники качения являются стандартными узлами с определенными геометрическими параметрами, размеры галтелей вала выбираются с учетом радиусов скругления или размеров фасок колец подшипников. При невозможности выполнения такой галтели следует ее заменять проточкой по ГОСТ10549.

Фиксация деталей передач (зубчатых и червячных колес, червяков, шкивов, звездочек, а также муфт и других деталей) по направлению вращения обеспечивается в основном за счет шлицевых, шпоночных, штифтовых, профильных соединений и соединений с натягом (см. гл. 15), служащих одновременно и для передачи вращающего момента.

Наибольшее распространение в настоящее время имеют прямобочные и эвольвентные шлицевые соединения. Шлицевое прямобочное соединение легкой и средней серии (табл. П.38) преимущественно используется в коробках скоростей и, в частности, при наличии подвижных зубчатых колес (блоков).

Для шлицевого участка вала между подшипниками внутренний диаметр шлицов должен быть больше диаметра шеек вала под подшипники, а при разных подшипниках больше шейки вала меньшего из них.

При шлицевом консольном участке вала диаметр шейки вала под подшипник должен быть больше наружного диаметра шлицов на величину, не превышающую их глубины. Если диаметр шейки вала под подшипник принимается большего диаметра, то с указанным диаметром выполняется переходной участок.

При выборе шлицевого соединения необходимо учитывать, что центрирование монтируемых на валу деталей при этом может осуществляться тремя способами: по внутреннему или наружному диаметрам шлиц либо по их боковым поверхностям.

Для передачи значительных вращающих моментов и при наличии динамических нагрузок целесообразно применять соединение с центрированием по боковым поверхностям. Но такая конструкция дает худшую соосность вала и отверстия детали.

Шлицевые соединения с центрированием по наружному или внутреннему диаметрам являются равнозначными по прочности и точности установки вала в отверстии детали. Поэтому выбор центрирования при этом обуславливается лишь технологическими соображениями.

Если ступица детали закалена, то выбирают центрирование по внутреннему диаметру. В подобных случаях шлицы во втулке получают протягиванием и после закалки внутренний диаметр обрабатывается окончательно шлифованием на внутришлифовальных станках. Шлицы на валу фрезеруют на обычных зубофрезерных станках, а потом их боковые грани и впадины вала также шлифуются.

Для выхода шлифовального круга предусматриваются канавки у ножек шлиц, что удорожает стоимость фрез, имеющих специальные «усики» и понижает долговечность вала.

При незакаленной ступице выгоднее применять шлицевое соединение с центрированием по наружному диаметру. В такой конструкции центрирующий диаметр в отверстии достаточно точно калибруется протяжкой, а шлифовка наружного диаметра вала не представляет особых затруднений и осуществляется на круглошлифовальных станках.

Ненапряженное шпоночное соединение осуществляется призматическими или сегментными шпонками (табл. П.35,37).

Сечения призматических шпонок выбираются в зависимости от диаметра вала (табл. П.35), а длина - по условию прочности соединения или длине ступицы детали для обеспечения ее надежного центрирования на валу. При прессовой посадке детали на валу ее начало смещается за заходную часть шпонки.

При наличии шпоночных соединений с призматическими шпонками размеры отдельных участков валов должны обеспечивать демонтаж всех деталей с вала без удаления шпонок, которые в пазах вала обычно устанавливаются по прессовой посадке. Для этого диаметр шейки вала под подшипник – d_n на его участке, соседнем с консольным – d_k , должен удовлетворять соотношению (рис. 18.10,а)

$$d_n \geq d_k + h, \quad (18.1)$$

где h – высота шпонки (табл. П.35).

В тех случаях, когда расстояние l позволяет обход шпонки при установке подшипника (рис. 18.10,б), отличие в диаметрах d_k и d_n можно уменьшить, т.е.

$$d_n \geq d_k + 0,5h. \quad (18.2)$$

Если эти условия не выполняются по отношению к концевым участкам консольных валов, пазы под призматические шпонки должны выполняться на проход для облегчения их выпрессовки, либо призматические шпонки заменяются на сегментные.

Штифтовое соединение может быть использовано для закрепления детали на валу и одновременной передачи вращающего момента (табл. П.44). Штифт с этой же целью может быть использован как шпонка (рис. 15.4,г).

Профильное (бесшпоночное) соединение осуществляется преимущественно за счет применения треугольного равноосного контура (табл. 15.4).

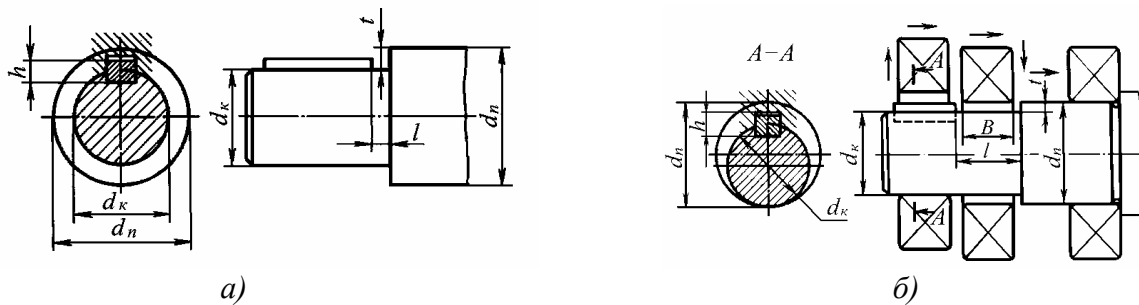


Рис. 18.10. Монтаж подшипника при наличии призматической шпонки

При выборе способа закрепления деталей необходимо учитывать: величину и характер действующих нагрузок (особенно осевых), скорость вращения, конструктивные особенности сборочной единицы (методы регулирования и фиксирования осевого положения, абсолютные размеры).

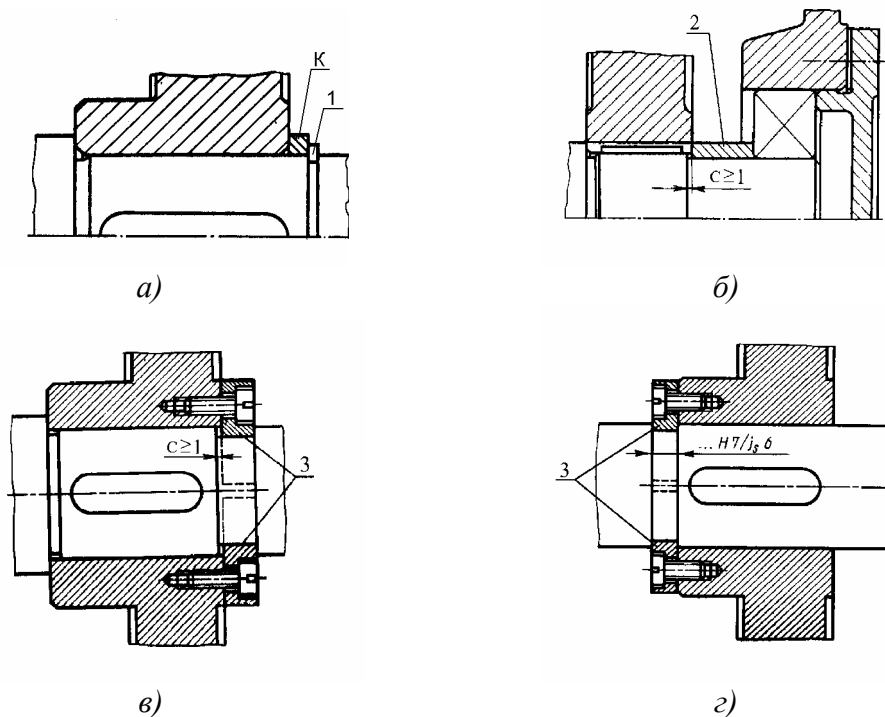


Рис. 18.11. Фиксация деталей передач в осевом направлении:

K - компенсаторное кольцо; 1 - стопорное пружинное кольцо; 2 - распорная втулка;

3 - два полукольца;

Фиксация деталей передач в осевом направлении обеспечивается за счет буртов вала, распорных втулок, дистанционных втулок или компенсаторных колец, пружинных стопорных колец (табл. П.45,46), двух полуколец, закладываемых в кольцевую выточку вала и удерживаемых винтами (рис. 18.11), установочных винтов (табл. П.30), вворачиваемых в ступицу либо упорное кольцо (рис. 18.12). Конический или цилиндрический конец установочного винта, завинченного в ступицу, входит в соответствующую засверловку (табл. П.31) или проточку на валу и фиксирует деталь от осевых смещений. Засверловки на валу или, чтобы не ослаблять дополнительно вал, на шпонке выполняются в процессе сборки. Стопорение винта может быть осуществлено с помощью контргайки, мягкой проволоки или тонкого пружинного кольца.

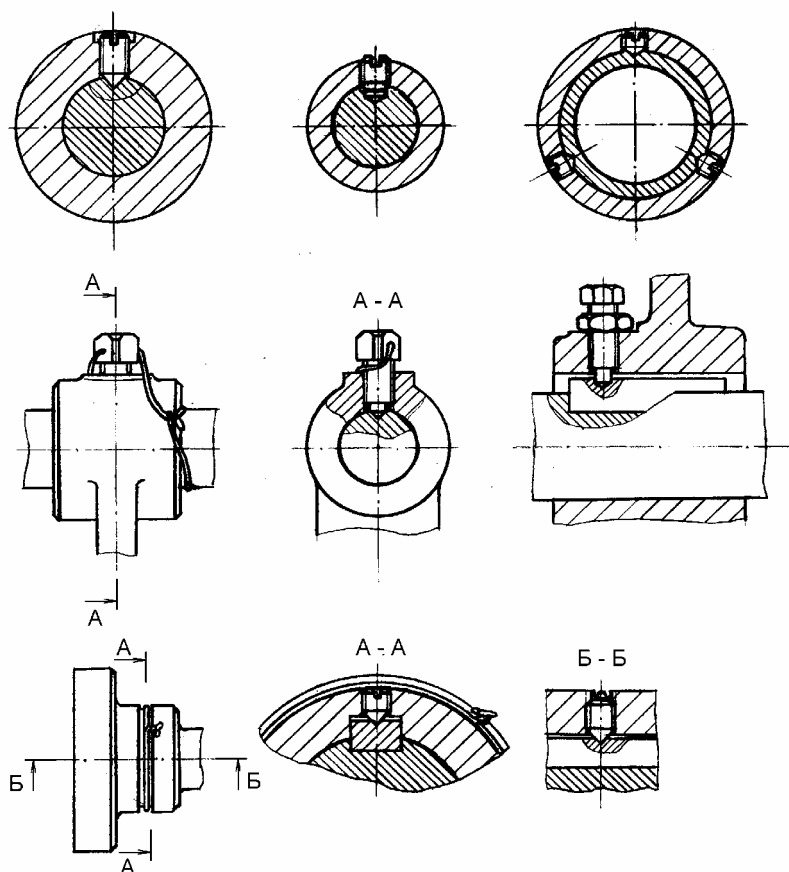


Рис. 18.12. Способы крепления с помощью установочных винтов

Компенсаторные кольца применяются при замене буртов, между стопорным пружинным кольцом и ступицей детали или при несогласованной высоте упорного бурта и внутреннего кольца подшипника качения.

Для крепления деталей на шлицевых валах используются шлицевые кольца или втулки, проворачиваемые на валу по проточке в нем на половину углового шага шлиц до расположения шлицов кольца или втулки против шлицов вала и фиксируемых в этом положении винтом на ступице колеса или установочным винтом на валу (рис. 18.13).

Для предотвращения осевого перемещения деталей относительно вала длина его уступа, на котором располагается ступица детали, должна быть больше длины последней на величину толщины компенсаторного кольца (рис. 18.11,а), либо меньше на величину $s \geq 1\text{ мм}$ (рис. 18.11,в,б). В противном случае будет невозможно создать неподвижное соединение и появятся люфты, которые в большинстве случаев недопустимы.

Выбор того или иного способа фиксации зависит от условий работы деталей и характера действующих нагрузок, в частности, пружинные кольца и установочные винты используются при отсутствии осевых нагрузок или при их относительно небольших величинах.

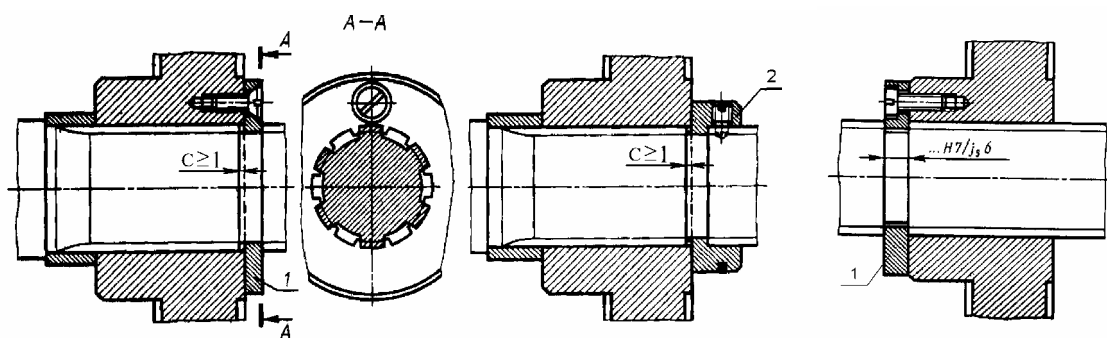


Рис. 18.13. Фиксация деталей на шлицевых валах:
1 - шлицевое кольцо; 2 - шлицевая втулка

На концевых участках валов детали закрепляются с помощью концевых шайб с винтом и штифтом (табл. П.48), установочных винтов (табл. П.30), либо шестигранной гайкой (табл. П.33) с пружинной шайбой (табл. П.49) или шлицевой гайкой (табл. П.34) со стопорной многолапчатой шайбой (табл. П.50), навинчиваемых на резьбовые концы валов и т. д. На рис. 18.14 представлены способы крепления ступиц полумуфт, шкивов, звездочек и других деталей на концевых участках валов.

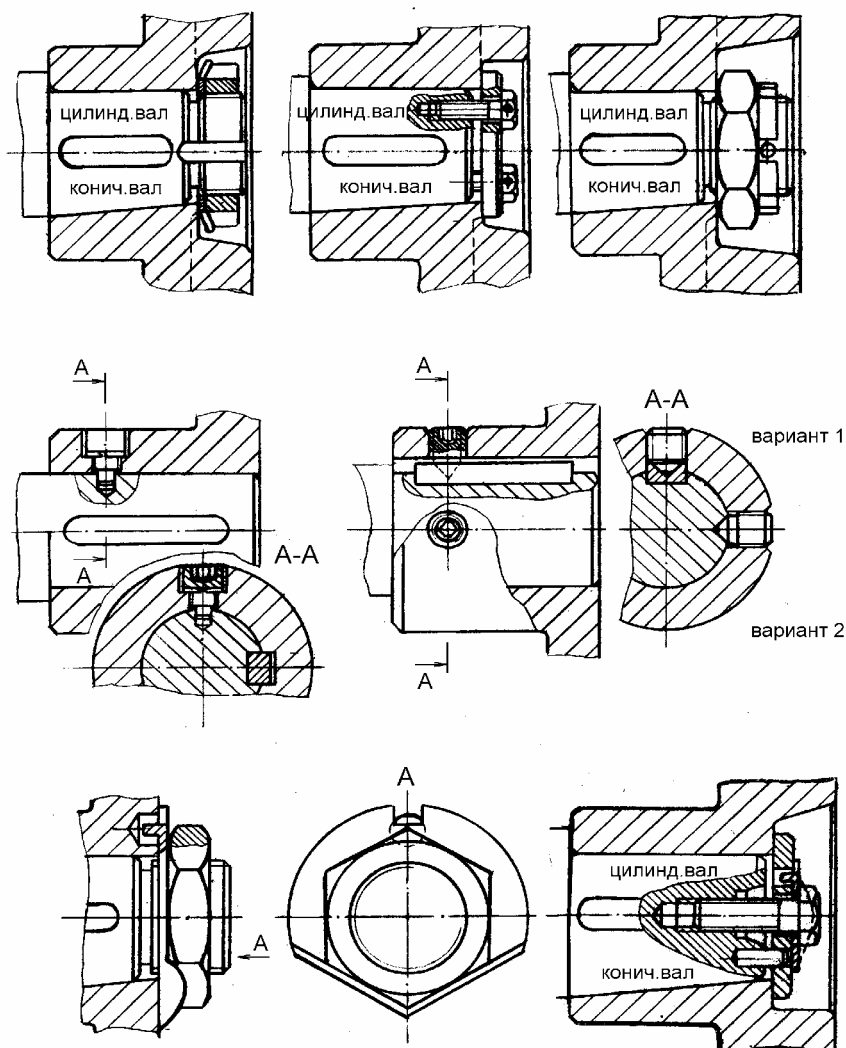


Рис. 18.14. Способы крепления ступиц деталей на концевых участках валов

Если шлицевая гайка располагается на промежуточном участке вала (например, для крепления подшипников на валу-шестерне конической передачи - рис. 22.10,в,г), то следует иметь в виду, что внутренний диаметр резьбы должен быть больше диаметра предыдущего участка вала (под уплотнение), а диаметр последующего участка (под подшипники) больше или равен наружному диаметру резьбы d_p . Длина резьбового участка $l_p = (0,2...0,4)d_p$.

Способы фиксирования внутренних колец подшипников на валах и наружных колец в корпусе разнообразны и некоторые наиболее распространенные из них приведены на рис. 18.15 и 18.16. Варианты установки подшипников в соосно расположенных опорах показаны на рис. 22.12.

При выполнении эскизного варианта проекта продумывается и предусматривается система регулирования положения конических колес (совпадение вершин делительных конусов), червячного колеса (совпадение средней плоскости колеса и оси червяка), глобоидного червяка и его колеса (совпадение центра кривизны образующей червяка с центром колеса и оси червяка со средней плоскостью венца колеса); натяга (зазора) в подшипниках качения и других деталей и узлов. Поэтому уже на стадии эскизного проектирования необходимо предусмотреть некоторые дополнительные детали, позволяющие осуществить указанные регулировки в процессе сборки и эксплуатации коробок скоростей и редукторов.

Регулирование положения зубчатых и червячных колес осуществляется или смещением этих деталей относительно вала либо их перемещением вместе с валом. Последний вариант регулирования возможен, если на валу имеется только одна деталь, требующая точной установки положения.

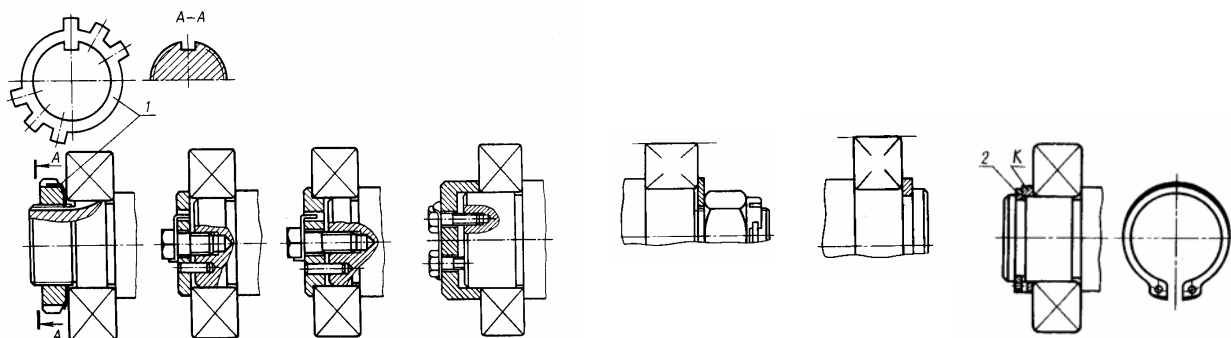


Рис. 18.15. Способы фиксирования внутренних колец подшипников на валах:

K - компенсаторное кольцо; 1 - многолапчатая шайба; 2 - стопорное пружинное кольцо

Для смещения колес относительно вала чаще всего применяются шлицевые гайки (рис. 22.6,г), либо такое регулирование достигается подбором соответствующей длины втулок, устанавливаемых между подшипниками и ступицами колес (рис.29.1).

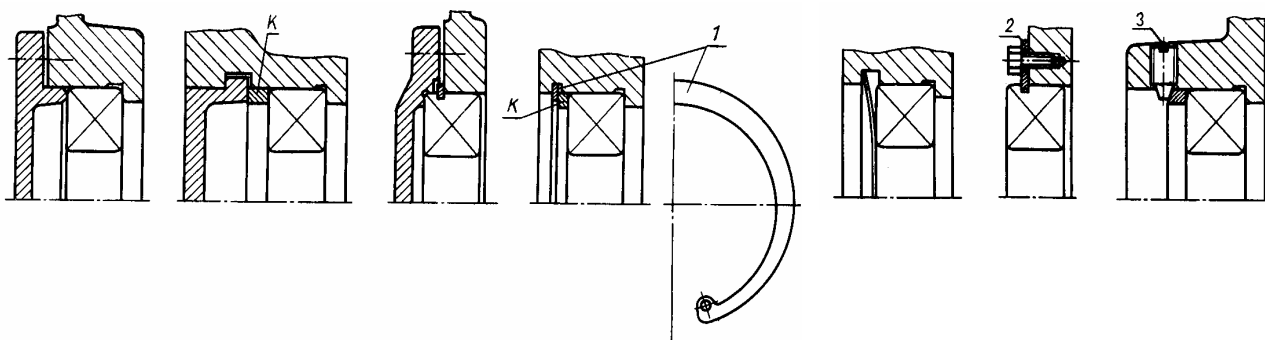


Рис. 18.16. Способы фиксирования наружных колец подшипников в корпусе:

K - компенсаторное кольцо; 1 - стопорное пружинное кольцо;

2 - два полукольца; 3 - установочный винт

Способ перемещения колеса вместе с валом зависит от схемы установки подшипников – с одной фиксирующей опорой или с двумя фиксированными.

В случае перемещения колеса вместе с валом - при фиксирующей опоре - обычно применяется регулирование посредством осевого смещения ее стакана относительно корпуса за счет набора регулировочных металлических прокладок под его фланцем (рис. 22.3,а; 22.10,а,в,г) и реже с использованием распорных и затяжных винтов или совмещенных распорных и затяжных винтов (рис. 22.10,б).

Перемещение колеса вместе с валом в требуемом направлении - при двух фиксированных опорах - осуществляется перестановкой металлических прокладок 1 под фланцами привертных крышек с одной стороны крепления на другую или при закладных крышках могут использоваться кольца 2 между крышкой и самим подшипником (рис. 22.6). Для той же цели могут использоваться также специальные винты с жесткими промежуточными нажимными шайбами или крышки с наружной резьбой и стопорными устройствами (рис. 22.7).

Подшипниковые узлы коробок скоростей, а также зубчатых и червячных редукторов, выполненные в виде роликовых или шариковых радиально-упорных подшипников, требуют регулирования осевого натяга (зазора). Способ регулирования зависит от вида опор и крышек подшипниковых узлов, которые могут быть привертные (рис. 18.17,а) и закладные (рис. 18.17,б). Последние применяются только в редукторах с разъемными корпусами (оси валов расположены в плоскости разъема). Регулирование осевых натягов (зазоров) в узлах фиксирующих опор с привертными крышками производится обычно набором металлических прокладок, размещаемых под фланцем крышек (рис. 18.17,а). В узлах с закладными крышками это регулирование чаще всего осуществляется нажимным (регулировочным) винтом 1 со стопорным устройством через нажимную шайбу 2 (рис. 18.17,б). Такая схема регулирования, как весьма универсальная, используется и в случае фиксированных опор (рис. 18.17,в,г) при применении привертных (исполнение I) и закладных крышек (исполнение II). Если при этом за счет нажимных винтов и шайб, а при их отсутствии за счет металлических прокладок под фланцами крышек либо колец между ними и подшипниками, обеспечивалось предварительно получение правильного зацепления, то последующее регулирование подшипников должно вестись со стороны одного из них при фиксированном положении подшипника с другой стороны (рис. 22.6, 22.7). Применение же при закладных крышках для регулирования радиально-упорных подшипников колец между ними не рекомендуется, т.к. с их помощью весьма сложно обеспечить величину требуемого осевого зазора в подшипниках (рис. 22.6,г).

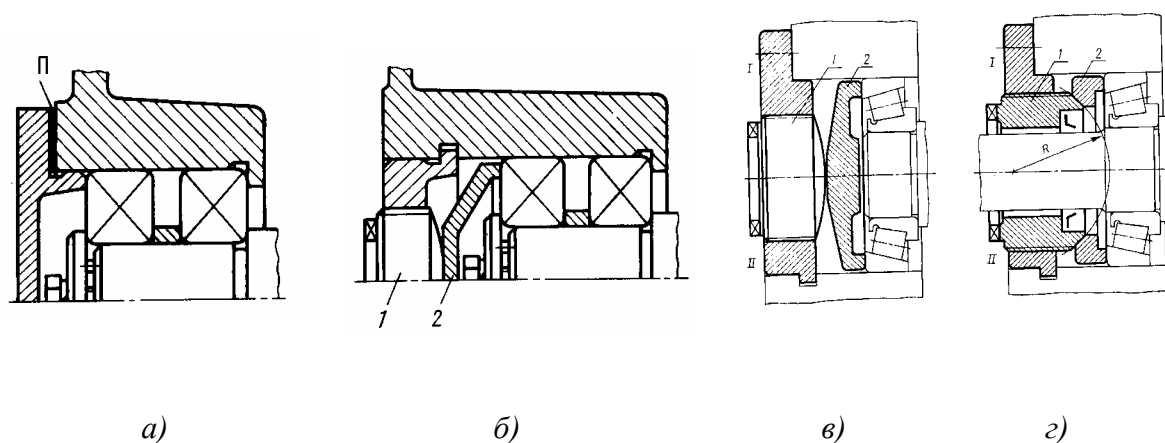


Рис. 18.17. Способы регулирования подшипников:
П - прокладки металлические ; 1 - винт; 2 - нажимная шайба

18.5. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ РАССТОЯНИЙ МЕЖДУ ДЕТАЛЯМИ И НЕКОТОРЫХ РАЗМЕРОВ, НЕ ОПРЕДЕЛЯЕМЫХ РАСЧЕТОМ

После определения основных размеров передач и валов в процессе их прочерчивания выявляется необходимость в выборе дополнительных размеров, не определяемых расчетом. Эти размеры выбираются из конструктивных соображений и в соответствии с существующими рекомендациями. Ниже приведены некоторые из подобных рекомендаций.

Величины зазоров между деталями в редукторах связаны обычно со значениями наибольшего размера для деталей передач - L и толщиной стенки корпуса - δ (рис. 18.18).

Толщина стенки корпуса (минимальная)

$$\delta = (2...2,6)\sqrt[4]{0,1T_T} \geq 6 \text{ мм} \quad \text{или} \quad \delta = 0,025a_T + 3 \geq 6 \text{ мм}, \quad (18.3)$$

где T_T - вращающий момент на тихоходном валу, Нм; a_T - межосевое расстояние тихоходной ступени, мм.

Величина минимальных зазоров от внутренней поверхности стенки корпуса до наружной поверхности зубчатых и червячных колес или червяка

$$\Delta = \sqrt[3]{L} + 4 \quad \text{или} \quad \Delta = (1,1...1,2) \delta; \quad (18.4)$$

до торцов колес

$$\Delta_1 = (0,7...1,0)\Delta.$$

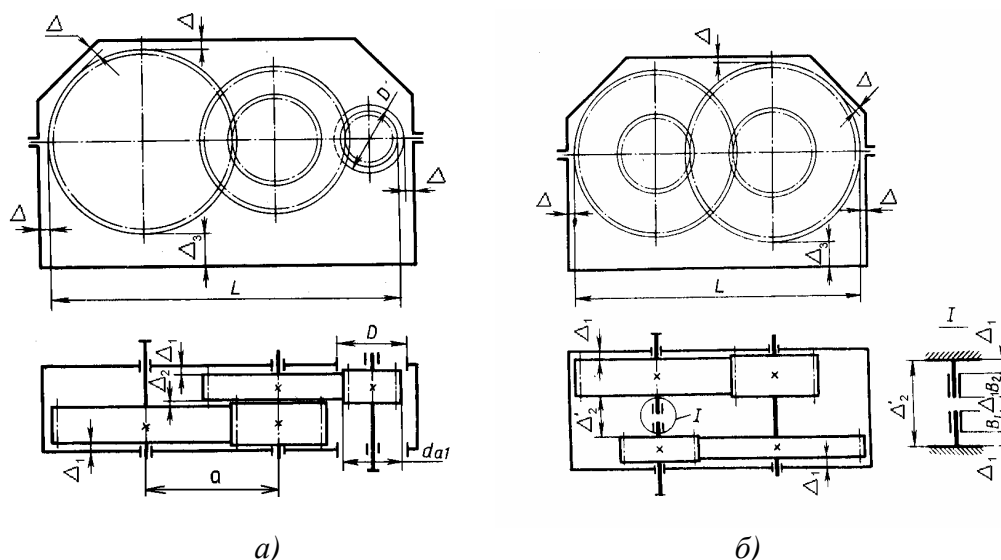


Рис. 18.18. Конструктивные размеры при компоновке цилиндрических редукторов

Величина минимального расстояния между торцами колес в редукторе, выполненного по развернутой схеме (рис. 18.18,а)

$$\Delta_2 = (0,3...0,5)\Delta. \quad (18.5)$$

В двухступенчатых соосных редукторах между торцевыми поверхностями шестерни быстроходной ступени и колеса тихоходной ступени (рис. 18.18,б)

$$\Delta'_2 = 3\Delta_1 + B_1 + B_2, \quad (18.6)$$

где B_1, B_2 - ширина подшипников опор быстроходного и тихоходного валов.

Минимальное расстояние между дном корпуса и поверхностью колес или червяка для всех типов редукторов (рис. 18.18)

$$\Delta_3 = (3...4)\Delta. \quad (18.7)$$

В дальнейшем это расстояние должно быть уточнено и при необходимости изменено (в большую сторону) после определения необходимого объема заливаемой в корпус смазки (см. гл. 28).

Желательно также оставлять любой зазор размером около 3 мм, в котором может оказаться выломавшийся из колеса зуб или его обломок с тем, чтобы он свободно, не заклинившись, прошел через этот зазор.

Выбор диаметров различных ступеней валов производится в соответствии с проекторочным расчетом (табл. 2.7). Для быстроходного и тихоходного валов в соответствии с этими диаметрами выбираются диаметры их консольных концов, а для промежуточных валов без консольных участков - диаметры под подшипники. Диаметры остальных участков валов, на которых устанавливаются те или иные детали, последовательно возрастают, обеспечивая свободное их прохождение до своего посадочного места.

Минимальные перепады диаметров различных участков вала приблизительно связаны следующими соотношениями: $d_n = d_k + 2t$; $d_e = d_n + 3r$; $d_{\delta k} = d_e + 3f$, где d_n - диаметр вала под подшипник; d_k - диаметр консольного участка вала; d_e - диаметр вала между подшипником и колесом; $d_{\delta k}$ - диаметр бурта вала для упора колеса.

Диаметр вала, сопрягаемый с зубчатым (червячным) колесом или червяком, имеет диаметр $d_{e\text{ кол}} \approx 1,05d_e$. Такой перепад диаметров обеспечивается часто за счет посадки.

Высота бурта t , размер радиуса фаски внутреннего кольца подшипника r и размер фаски отверстия колеса f при эскизном проектировании находятся в зависимости от диаметра d посадочной поверхности приблизительно: $t \approx 0,1d$; $r \approx 0,06d$; $f \approx 0,04d$ (при $d = 25...60$ мм).

Если между подшипником и зубчатым (червячным) колесом или червяком, а также подшипником и шкивом (звездочкой) установлена втулка, то в этом случае допустимо $d_e < d_n + 3r$ и $d_n < d_k + 2t$.

Диаметры отдельных участков валов (за исключением участков под подшипники, уплотнения и муфты) округляются до стандартных из нормального ряда чисел (табл. П.3).

Другие рекомендации по конструированию валов и более точному выбору перепадов его диаметров даны в гл. 19.

Выступающие бурты на валах предпочтительны в единичном и мелкосерийном производстве и обычно имеют размеры: $d_{\delta\text{ бур}} = (1,1...1,2)d_e$ и $l_{\delta\text{ бур}} = (0,07...0,1)d_e$, где d_e - диаметр вала вблизи бурта.

Длины различных участков валов определяются соответствующими размерами устанавливаемых деталей: длиной муфт, полумуфт, шириной подшипников - в соответствии с ГОСТом; длиной ступиц - в соответствии с рекомендациями по конструированию зубчатых и червячных колес, шкивов и т.д. (см. гл.19). Приблизительно длина ступицы $l_{ст} = (0,8...1,2) d_{e\text{ кол}}$.

Длина участка вала под подшипник, уплотнение и сквозную крышку со стороны консольного ее конца составляет $\sim (1,25...1,5)d_n$, где d_n - диаметр шейки вала под подшипник.

С учетом зазоров, указанных выше, в конечном итоге определится полная длина валов.

Рассмотренные размеры, а также другие, определяющие компоновку конструкции, приведены для схем редуктора и коробки скоростей на рис. 18.19, а также на рис.29.1.

18.6. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ВЫПОЛНЕНИЯ ЭСКИЗНОГО ПРОЕКТА

После выполнения кинематических и проекторочных расчетов передач и валов вычерчивается разрез, на котором все валы располагаются в одной плоскости. Для редукторов, в частности, с плоскостью разъема, а также для коробок скоростей с двумя валами при их расположении в вертикальной или горизонтальной плоскости такой разрез является истинным изображением, т.к. при этом размеры корпуса во всех направлениях будут действительными; в других случаях он является разверткой, когда один из размеров корпуса в направлении, перпендикулярном осям валов, будет искаженным. Такой разрез позволяет проработать конструкции валов, расположенных на них деталей, подшипниковых узлов, элементов корпуса, крышек, уплотнений и т.д.

При разработке эскизного проекта следует обращать внимание на возможность изготовления деталей наиболее производительным способом, собираемость конструкции и обеспечение смазкой всех трущихся сопряжений.

Для быстроходного вала при соединении его с валом выбранного электродвигателя через муфту (обычно МУВП) диаметр его консольного конца - d_k согласуется с диаметром вала последнего - d_3 соотношением - $d_k \sim (0,85 \dots 1,15)d_3$.

Типо-размер соединительной муфты выбирается с учетом значений диаметров соответствующих посадочных участков валов (наибольшего из них) и величины передаваемого вращающего момента с необходимостью удовлетворения обоих условий.

При расположении на консольном конце вала шкива предварительно следует задаться его диаметром. Вычерчивание муфты или шкива следует выполнять после проработки компоновки редуктора или коробки скоростей, подшипниковых узлов, элементов корпуса (бо-бышек, приливов под подшипники и уплотнения) и крышек. Далее выбираются диаметры вала под подшипники и на участках между ними. С целью унификации на обе шейки вала обычно устанавливаются подшипники одного типа-размера, несмотря на то, что требуемая работоспособность для них различна.

Если по конструктивным соображениям диаметры шеек вала под подшипники различны, то желательно применять в качестве опоры со стороны шейки вала большего диаметра подшипник легкой серии, а со стороны шейки вала меньшего диаметра (на 5 мм и 10 мм для подшипников соответственно с диаметрами до 35 - 40 мм и до 55 - 65 мм) - подшипник средней серии. В этом случае в силу равенства наружных диаметров этих подшипников расточки в обоих стенках корпуса будут одинаковы, что обеспечит его технологичность.

Подобным образом конструируются валы тихоходный, а также промежуточные, у которых консольные участки обычно отсутствуют. Далее следует приступить к конструированию зубчатых и червячных передач.

Шестерни и червяки могут быть выполнены насадными лишь в том случае, если расстояние Δ между диаметром впадин зубьев (для конических колес - на внутреннем торце) или витков и шпоночным пазом в них или наружным диаметром шлицев составляет:

$$\begin{aligned} \text{для цилиндрических колес и червяков } \Delta &\geq 2,5m; \\ \text{для конических колес } \Delta &\geq 1,6m. \end{aligned} \quad (18.8)$$

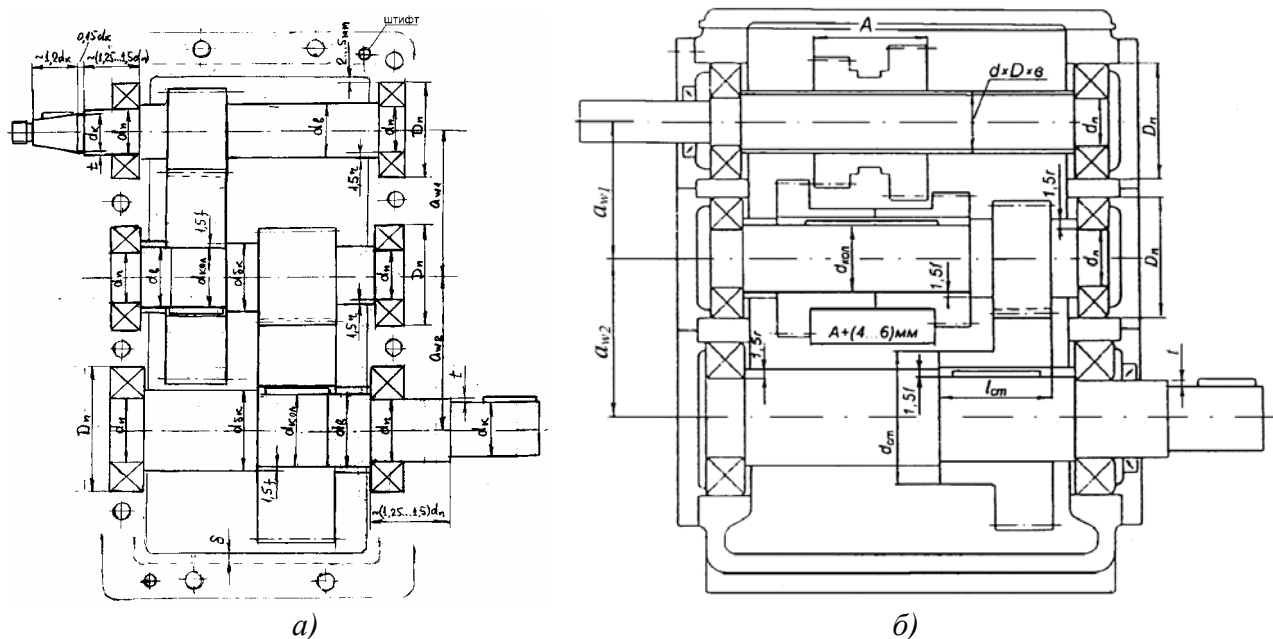


Рис.18.19. Схемы компоновки редуктора (а) и коробки скоростей (б)

Для цилиндрических колес и червяков это условие соответствует соотношению диаметров впадин - d_{f1} и вала - d_e (для шлицевого-внутреннего) в виде $d_{f1} \geq d_e + (8...9)m$;

для конических колес $d_{f1} \geq d_e + (5...6)m$.

Если условие (18.8) не выполняется, зубчатая шестерня или червяк должны быть выполнены за одно целое с валом (вал-шестерня).

В случае, если из конструктивных соображений шестерня не может быть изготовлена за одно целое с валом (из-за сложности конструкции вала либо с целью экономии высоколегированной стали, обеспечивающей высокую несущую способность зубьев), для выполнения ее насадной следует увеличить диаметр шестерни за счет увеличения чисел зубьев или модуля.

Например, для цилиндрических зубчатых передач, из условия, что $d_1 = d_{f1} + 2,5m$, имеем: при шпоночном соединении с пазом в ступице t_2

$$\frac{mz_1}{\cos \beta} = 2 \left(\frac{d_e}{2} + t_2 + 2,5m \right) + 2,5m,$$

откуда
$$m = \frac{d_e + 2t_2}{\frac{z_1}{\cos \beta} - 7,5} \quad \text{и} \quad z_1 = \left(\frac{d_e + 2t_2}{m} + 7,5 \right) \cos \beta;$$

при шлицевом соединении при наружном диаметре D

$$\frac{mz_1}{\cos \beta} = 2 \left(\frac{D}{2} + 2,5m \right) + 2,5m,$$

откуда
$$m = \frac{D}{\frac{z_1}{\cos \beta} - 7,5} \quad \text{и} \quad z_1 = \left(\frac{D}{m} + 7,5 \right) \cos \beta.$$

Полученные значения m при z_1 из кинематического расчета или z_1 при m из проекторочного расчета округляются до ближайшего большего значения (модуль по ГОСТ). При изменении z_1 число зубьев колеса $z_2 = z_1 u$. Для коробок скоростей в этом случае находится новая сумма зубьев колес передач блока. Далее определяются новые значения диаметров зубчатых колес и межосевого расстояния.

Для насадной шестерни обычно длина ступицы соответствует ширине зубчатого венца, а для колеса длина ступицы принимается в пределах $l_{cm} = (0,8...1,2)d_{e.k.}$ ($l_{cm\max} = 1,5d_{e.k.}$), диаметр ступицы $d_{cm} = 1,5d_{e.k.} + 10$ мм, а толщина венца $S = 2,5m + 2$ мм, где $d_{e.k.}$ - диаметр вала под колесом.

При наличии блоков длина ступиц колеса связана с обеспечением нейтрального положения при переключении передач (рис.18.19,б). Более подробно о конструировании зубчатых, а также червячных колес, блоков и червяков изложено в гл. 19, а механизмов переключения скоростей в гл. 25.

При использовании масляных сцепных муфт в виде унифицированных узлов их типоразмер выбирается с учетом обеспечения передачи заданного вращающего момента и возможности установки муфты на вал исходя из предполагаемого диаметра посадочного места (табл. 13.10 - 13.15).

Муфта вычерчивается с учетом размеров, прежде всего габаритных, в соответствии с выбранным типоразмером и проработкой соответствующих привязок.

По управлению муфты подразделяются на механические и электромагнитные и могут выполнять функции: 1) включение и отключение вращения валов без остановки электродвигателя (рис.13.17); 2) включение и отключение передачи (рис.13.13); 3) обеспечение переключения передач (рис.20.5).

Более подробно конструирование узлов с использованием муфт изложено в гл. 13 и 20.

После изображения валов и всех деталей, расположенных на них в пределах корпуса, с учетом обозначенных выше зазоров определяется его внутренний контур. Затем, с учетом выбранных подшипников и схем их установки, вычерчиваются подшипниковые узлы, начиная с наиболее габаритных (тихоходного вала), либо более сложных (фиксирующая опора в виде двух радиально-упорных подшипников).

Подшипники тихоходного вала устанавливаются на расстоянии 3...6мм от внутреннего торца стенки корпуса в зависимости от способа установки - с обеими фиксированными опорами или с фиксирующей и плавающей опорами. Затем с учетом ширины подшипника и размера буртов крышки определяется размер гнезда корпуса под подшипниковый узел. Отставляя с наружной стороны корпуса пластики, фрезеруемые под фланцы крышек высотой 4...5 мм, определяется уровень расположения стенок корпуса толщиной δ . Остальная часть корпуса под подшипниковый узел располагается от его стенки внутрь корпуса в виде прилива с диаметром $D_{np}=1,25D_n+(10...20)$ мм, где D_n - наружный диаметр подшипника или наружный диаметр стакана, в котором производится его монтаж, причем большие значения D_{np} - при разъемном корпусе.

Все пластики и приливы на данной стенке выполняются обычно на одном уровне. При относительно близком расположении этих отверстий соответственно пластики и приливы могут сливаться.

Вычерчивая на чертеже остальные подшипники целесообразно их наружные торцы располагать также в одной плоскости (на одном уровне). Более подробно конструирование подшипниковых узлов качения рассмотрено в гл. 22.

В процессе вычерчивания подшипниковых узлов соседних валов следует обратить внимание на расстояние между расточками под подшипники. В редукторах с разъемом по плоскости осей валов для возможности размещения между расточками стяжного болта (винта) для крепления крышки к корпусу минимальное расстояние между осями валов составляет

$$a_{\min}=0,5(D_{n1}+D_{n2})+(1,8...2,0)d_{\delta} \quad (18.9)$$

где D_{n1} и D_{n2} - наружные диаметры подшипников; d_{δ} - диаметр стяжного болта (винта).

Приблизительно диаметр стяжных болтов (винтов) возле подшипников

$$d_{\delta} \cong \sqrt[3]{2T_T} \geq 10 \text{ мм}, \quad (18.10)$$

где T_T - вращающий момент на тихоходном валу, Нм.

Остальные болты крепления можно принимать на размер меньше, но не менее 10 мм.

В корпусах без разъема по плоскости осей валов

$$a_{\min} = 0,5(D_{n1} + D_{n2}) + 4m. \quad (18.11)$$

При этом будет иметь место взаимное перекрытие фланцев соседних привертных крышек подшипников, наружный диаметр которых $D_{\phi}=(1,5...1,7)D_n$, в связи с чем допускается установка крышек с местными вырезами или срезами (рис.19.43) при условии их крепления обычно не менее чем четырьмя винтами.

Если один из подшипников или оба установлены в стакане, то в качестве D_n в указанных зависимостях подставляются наружные диаметры стаканов.

В случае, когда расчетные межосевые расстояния оказываются меньше приведенных, необходимо принять более легкую серию подшипника, если это возможно по результатам расчета на долговечность, или увеличить межосевое расстояние за счет изменения суммы числа зубьев шестерни и колеса (с сохранением передаточного числа) либо модуля.

Например, для цилиндрических зубчатых передач из условия, что $z_2/z_1=u$ имеем

откуда

$$\frac{mz_1(u+1)}{2\cos\beta} = a_{\min},$$

$$m = \frac{2a_{\min}\cos\beta}{z_1(u+1)} \quad \text{и} \quad z_1 = \frac{2a_{\min}\cos\beta}{m(u+1)}.$$

Полученные значения m при z_1 из кинематического расчета или z_1 при m из проектного расчета округляются до ближайшего большего значения (модуль по ГОСТ). При изменении z_1 число зубьев колеса $z_2 = z_1 u$. Для коробок скоростей в этом случае находится новая сумма зубьев колес передач блока. Далее вычисляется точное значение вновь принятого межосевого расстояния. При принятии для косозубой зубчатой передачи межосевого расстояния a_w в соответствии с ГОСТ (табл.3.11) – ближайшее большее по отношению к значению $a_{\min}$ – оно обеспечивается за счет изменения угла наклона линии зуба из условия $\beta = \arccos[mz_1(u+1)/2a_w]$, где β вычисляется с точностью до секунд. С учетом значения этого угла вычисляются диаметры зубчатых колес.

Крышки подшипников (глухие и сквозные) прочерчиваются в соответствии с рекомендациями гл. 19. и табл.П.55...П.58. Если на быстроходном валу диаметр окружности выступов шестерни меньше наружного диаметра подшипников, то внутренняя поверхность корпуса должна находиться на расстоянии 2...5 мм от отверстия в корпусе под подшипники (рис. 18.19,а). Замкнув корпус и завершив прочерчивание валов, установленных на них деталей, подшипниковых узлов и уплотнений, элементов корпуса и крышек, следует перейти к конструированию консольных концов валов и расположенных на них деталей.

Манжетное уплотнение обычно охватывает шейку вала, которая для его надежной работы подвергается закалке и полированию. Такая обработка не требуется при взаимодействии уплотнения со втулкой, имеющей соответствующее состояние поверхности. При этом обязательно условие установки втулки на валу по плотной посадке, обеспечивающей ее вращение вместе с валом. Между торцом детали на консольном конце вала (муфты, шкива, звездочки и т.д.) и крышкой подшипника следует оставлять зазор не менее 6...10 мм.

При установке шкива или звездочки непосредственно на валу передача вращающего момента осуществляется с использованием шпоночного либо шлицевого соединений (рис. 18.20).

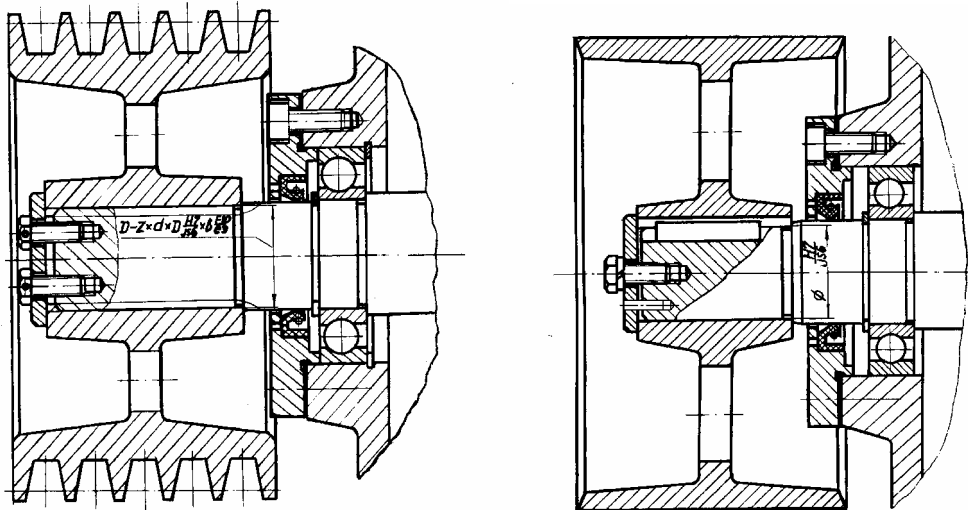


Рис. 18.20. Установка шкивов на консольном конце вала

При необходимости разгрузки вала и его опор от усилия, действующего на них со стороны ремня или цепи, может быть использован вариант крепления шкива или звездочки, при котором вращающий момент с вала на шкив (звездочку) или наоборот передается за счет

промежуточной втулки - фланца через шлицевое или шпоночное соединение ее с валом и штифты, соединяющие ее со шкивом (звездочкой), как показано на рис. 18.21. Усилие натяжения ремня или цепи при этом воспринимается двумя шариковыми радиальными подшипниками и через специальный кронштейн в виде стакана передается на корпус.

Подобная схема используется при установке ведомых шкивов со встроенной фрикционной дисковой муфтой сухого трения с механическим либо электромагнитным управлением (рис.29.4). Диаметр шкива при этом должен обеспечивать встраивание в него муфты данного габарита (табл. 13.12 и 13.20), выбираемого с учетом передаваемого вращающего момента. Ею же определяется типоразмер подшипника ближайшей к шкиву опоры вала.

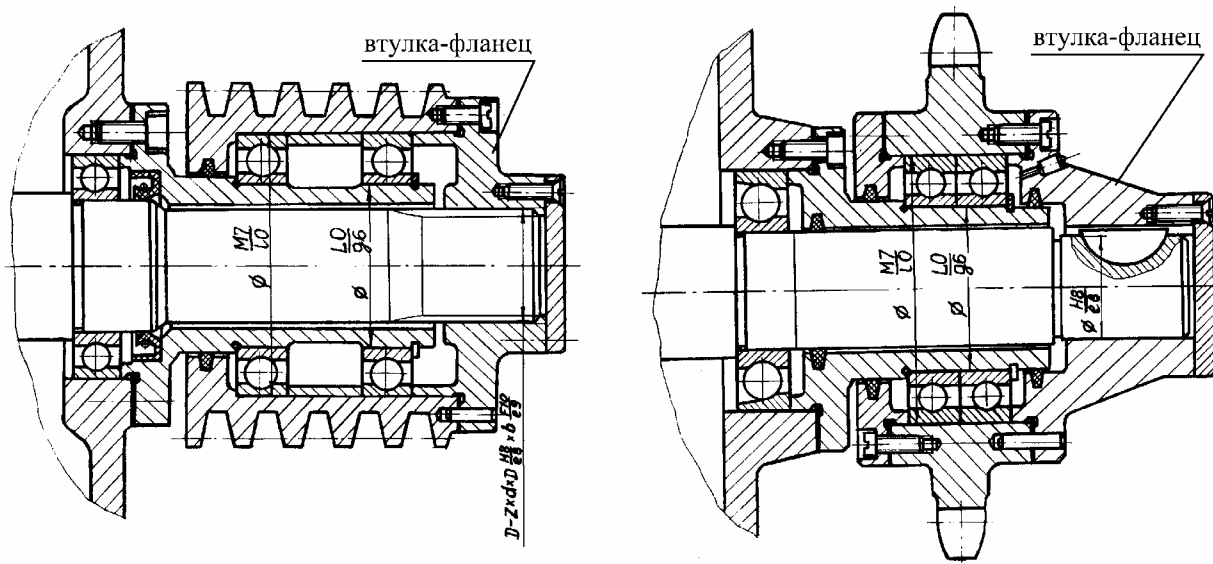


Рис. 18.21. Установка шкива и звездочки с разгрузкой консольного конца вала от действия изгибающего момента

Для разъемного корпуса следует определиться в количестве стяжных болтов (винтов), располагаемых около отверстий под подшипники и по периметру корпуса с примерным шагом между ними $\sim (10...15) d_{\phi}$. Должна быть также предусмотрена установка на возможно максимальном расстоянии друг от друга (обычно по диагонали) двух установочных штифтов (обычно конических). Диаметр штифтов $d_{шт} = (0,7...0,8) d_{\phi}$.

При применении фланцевых электродвигателей разработку эскизного проекта следует начинать с прочерчивания его фланца и вала, размеры которых определяются по каталогу (табл.П.1.2), так как именно через них осуществляется привязка к другим элементам конструкции - к корпусу и ведомому валу при соединении его с валом электродвигателя через сцепную муфту или зубчатую передачу.

При проектировании вала-шестерни быстроходной конической передачи необходимо для уменьшения консоли вала соответствующий подшипник располагать ближе к шестерне, для чего задаются минимальными размерами упорного буртика $\approx m_{te}$ и $0,4m_{te}$ (рис.18.22), где m_{te} - внешний окружной модуль.

Положение второго подшипника определяется прочерчиванием из условия обеспечения достаточной жесткости узла, для чего следует принимать $l \cong (2...2,5) l_1$, где l_1 - расстояние от середины венца шестерни до точки пересечения с осью вала перпендикуляра, опущенного из середины поверхности дорожки качения наружного кольца ближнего подшипника; l - расстояния между точками пересечения с осью вала перпендикуляров, опущенных из середины поверхностей дорожек качения наружных колец обоих подшипников.

Диаметр участка вала между подшипниками принимается на 1...2 мм меньше диаметра под подшипниками. Подшипники на валу конической шестерни обычно закрепляются с

[illegible]

Диаметр концевой части вала d_k согласуется с расчетным или при соединении через муфту с электродвигателем с валом последнего.

Обычно эти разрезы согласуются с изображением управления блоками или сцепными муфтами. На них обычно показываются также отверстия для слива смазки и устройства для контроля его уровня (прозрачные – из оргстекла, либо жезловые), конструкция лап и т.д.

При наиболее распространенной картерной системе смазки желательно обеспечить погружение в нее всех ведомых колес, а в червячном редукторе - червяка при его нижнем расположении.

Габаритные размеры корпуса с точки зрения технической эстетики необходимо назначать такими в результате выполнения развертки и свертки, чтобы размеры его сторон образовывали так называемое «золотое сечение», которое составляется из двух величин - длины L и высоты H , образующих пропорцию

$$\frac{H}{L} = \frac{L-H}{H}.$$

340

18.7. ПРИМЕРЫ ВЫПОЛНЕНИЯ ЭСКИЗНОГО ПРОЕКТА

18.7.1. Эскизное проектирование коробки скоростей

Кинематическая схема проектируемой коробки скоростей представлена на рис.18.23. Ее приемный вал получает вращение от электродвигателя через ременную передачу и фрикционную муфту сухого трения, встроенную в ведомый шкив, и далее через цилиндрическую передачу с наклонным зубом и тройной блок зубчатых колес передается вращение на тихоходный вал, на котором установлен шкив зубчатоременной передачи. Назначение фрикционной муфты включать и выключать вращение быстроходного вала без остановки электродвигателя.

Типо-размер фрикционной муфты сухого трения выбирается из табл. 13.12 по передаваемому вращающему моменту или отношению $\beta P/n$, где P - мощность, передаваемая муфтой в кВт., n - частота вращения вала, мин^{-1} , на котором установлена муфта, β - запас сцепления (табл. 13.11). Выбранный габарит муфты должен передавать равный или немного больший вращающий момент.

Прежде чем приступить к эскизному проектированию, необходимо выполнить кинематические и проектировочные расчеты, определиться в выборе основных комплектующих и отдельных конструктивных элементов, входящих в конструкцию и наметить основные виды проекций для вычерчивания.

Для опор быстроходного и промежуточного валов выбираются радиально-упорные подшипники качения, т.к. в косозубой передаче действуют осевые силы, для тихоходного вала - шариковые радиальные. Схема установки подшипников может быть выбрана после определения расстояния между опорами в результате прочерчивания валов и деталей, на них расположенных.

Для управления тройным блоком зубчатых колес предпочтительнее использовать рычажно-реечный механизм управления (рис. 25.1,б).

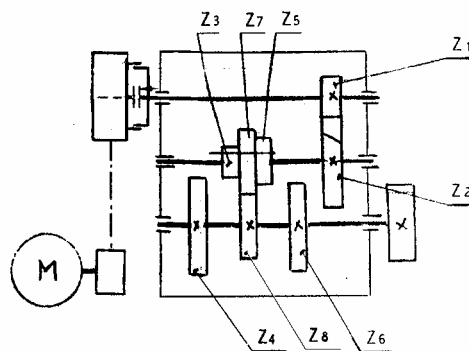


Рис. 18.23. Кинематическая схема проектируемой коробки скоростей

Смазка всех передач и подшипниковых опор будет производиться разбрызгиванием. Для предотвращения вытекания смазки из коробки скоростей используются резиновые манжетные уплотнения (табл. П.52).

В качестве основного вида коробки скоростей принимаем развертку по осям валов. Чертеж выполняется в масштабе 1:1.

Разработка эскизного проекта коробки выполняется в следующей последовательности.

По данным проектировочных расчетов на чертеже (рис.18.24) наносятся оси валов (на расстоянии a_{w1} и a_{w2}), т.е. все три вала изображаются в одной плоскости – в виде развертки.

По выбранному типо-размеру (габариту) муфты из табл. 13.9 определяются посадочный диаметр $d_{н1}$ левого подшипника и внутренний диаметр $D_{вн}$ отводной втулки.

По d_{n1} выбираем радиально-упорный подшипник легкой серии. Для правой опоры первого вала может быть выбран подшипник аналогичного размера либо, в соответствии с проектировочным расчетом вала, с меньшим посадочным диаметром $d_{n2} < d_{n1}$ (из конструктивных соображений).

Для левой и правой опор промежуточного вала выбираются подшипники с посадочным диаметром ($d_{n3}=d_{n4}$), примерно равным размеру вала из проектировочного расчета. При меньшем посадочном диаметре подшипников по сравнению с расчетным размером предварительно выбираем подшипники средней серии.

Тройной блок зубчатых колес на промежуточном валу устанавливается на шлицах. Размер шлицов $d_{шл} \times D_{шл} \times b_{шл}$ выбирается по табл. П.38 так, чтобы внутренний диаметр шлицов был бы немного больше посадочного диаметра под подшипники. Шлицы предварительно выбираем средней серии.

Посадочный диаметр d_5 под шкив на тихоходном валу предварительно принимаем примерно равным проектному, округляя его до ближайшего стандартного значения (табл. П.3) желательно в большую сторону, т.к. шкив будет установлен консольно и конец вала при этом нагружается значительным изгибающим моментом. Если на валу предполагалась бы установка соединительной муфты, то округление диаметра можно производить в меньшую сторону.

В качестве посадочного диаметра под подшипники тихоходного вала ($d_{n5}=d_{n6}$) можно принять ближайший по ГОСТу в большую сторону по отношению к диаметру консольного конца d_5 . Подшипники выбираются легкой серии. При другом варианте посадочный диаметр d_{n6} под правый подшипник тихоходного вала выбираем конструктивно так, чтобы можно было производить его установку и съем без выпрессовки шпонки на консольном конце вала, что по технологическим соображениям является более предпочтительным. Используя соотношение (18.1) окончательно устанавливаем значение диаметров d_5 под шкив и d_{n6} под подшипник правой опоры легкой серии. Чтобы диаметры тихоходного вала между его опорами не были чрезмерно завышены, целесообразно диаметр шейки вала под подшипник левой опоры принять ближе к расчетному размеру. При этом желательно сконструировать тихоходный вал таким образом, чтобы посадочные диаметры под подшипниковые опоры отличались друг от друга на 5 мм, т.е. $d_{n6} - d_{n5} = 5 \text{ мм}^*$. Тогда будет обеспечена технологичность корпуса, поскольку его соосные отверстия будут одного диаметра, если выбрать подшипники разных серий - легкой для правой опоры и средней - для левой. При таком варианте выбора подшипников тихоходного вала посадочный диаметр под два цилиндрических зубчатых колеса z_6 и z_8 может быть принят $d_3 = d_{n6}$, а под колесо z_4 диаметр $d_2 < d_3$ (округляется до ближайшего стандартного значения). Соответственно участок вала между колесом z_6 и правым подшипником имеет диаметр $d_4 \geq d_{n6} + 3r$, где r - размер фаски внутреннего кольца подшипника.

Прежде, чем приступить к проектированию передач, следует убедиться, что выбранные подшипники (для левой и правой опор валов) обеспечивают минимальное расстояние между наружными кольцами смежных подшипников не меньше допустимого, что определяется выполнением условия (18.11), т.е.

$$\Delta_{ni} = a_i - \frac{\sum D_n}{2} \geq 4 \text{ мм},$$

где a_i - расчетное межосевое расстояние; $\sum D_n$ - сумма наружных диаметров смежных подшипников.

Если это условие не выполняется, то следует при возможности перейти на подшипники более легкой серии, в частности, для промежуточного вала при выборе первоначально

* Разница посадочных диаметров 5 мм - для диаметров до 35/40 мм; 10 мм - до 55/65 мм; 15 мм - до 95/110 мм.

подшипников средней серии заменить их на подшипники легкой серии, причем оценка их долговечности (динамической грузоподъемности) должна быть проведена в начале проверочных расчетов.

В случае неприемлемости такого варианта или его неэффективности необходимо изменить данное межосевое расстояние за счет увеличения модуля или суммы чисел зубьев колес.

Определившись с выбором подшипников и диаметров валов следует приступить к проектированию передач.

Поскольку косозубая передача $z_1:z_2$ находится правее отводной втулки, проектирование зубчатых передач начинается с цилиндрических прямозубых передач в виде тройного блока при известных значениях диаметров зубчатых венцов колес d_i и их ширины b и первым изображается большее колесо z_4 на расстоянии $\Delta_1 \approx 15$ мм от внутреннего торца левого подшипника. С учетом значений размеров b , $A = 2b + \Delta_\partial$, $B = 2b + S_k + (2...4)$ мм и $\delta_{\partial l}$ прочерчиваются все остальные колеса блока z_3, z_5, z_6, z_7 и z_8 .

Здесь можно принять $S_k = 12...16$ мм, $\Delta_\partial = 5...7$ мм - в зависимости от модуля передачи; для обеспечения гарантированного нейтрального положения $\delta_{\partial l} = 4...6$ мм. При этом расстояние между наружными торцами крайних колес z_4 и z_6 принимается равным

$$K = 7b + 2\delta_{\partial l} + \Delta_\partial + S_k + (2...4) \text{ мм.}$$

Длина ступиц колес z_4, z_6 и z_8 связана с теми же размерами A и B , а крепление их на валу осуществляется с использованием шпоночного соединения.

Косозубые колеса z_2 и z_1 вычерчиваются на расстоянии $\Delta_2 = 10$ мм от торца колеса z_6 , в дальнейшем этот размер будет уточнен в техническом проекте. Длина ступицы колеса z_2 выбирается с учетом диаметра колеса и величины действующей осевой силы из соотношения $l_{cm} = (0,8...1,2)d_6$.

Ввиду сложности конструкции быстроходного вала целесообразно шестерню z_1 выполнять насадной, соединенной с валом через шпонку, для чего должно выполняться условие (18.8). Поскольку диаметр шестерни z_1 получается небольшим, то для обеспечения данного условия без увеличения межосевого расстояния косозубой передачи, а также для возможности надежной осевой фиксации, целесообразно шестерню z_1 установить на диаметр меньший чем под отводную втулку, в частности, принять диаметр $d_1 = d_{n1}$. Но в этом случае следует для правой опоры быстроходного вала выбрать подшипник с посадочным диаметром меньше, чем левого подшипника, что близко соответствует размеру вала в соответствии с проектировочным расчетом (диаметр d_{n1} по табл. 13.12 обычно является завышением против расчетного). При средней серии правого подшипника и легкой левого диаметры соосных отверстий в корпусе также будут одинаковы при разнице посадочных диаметров подшипников 5 мм - для диаметров до 35/40 мм; 10 мм - до 55/65 мм.

После изображения всех зубчатых колес переходят к прочерчиванию подшипников левых и правых опор, начиная с подшипников тихоходного (выходного) вала и располагая наружные торцы всех подшипников с каждой стороны на одном уровне. С учетом полученных расстояний между опорами можно сделать вывод о возможности установки подшипников всех опор "в распор", т.е. по схеме "X" (рис.18.8,а,б), являющейся наиболее простой. При этом расстояние между внутренней поверхностью прилива и торцом подшипника тихоходного вала для учета неровности и возможной неточности литой стенки корпуса не должно превышать 3 мм.

Отводную втулку вычерчиваем в положении, когда муфта включена, т.е. втулка находится в крайнем левом положении. При этом расстояние от ее левого торца до подшипника может быть принято от 10 до 20 мм. Когда муфта выключена, втулка смещается вправо на расстояние 15...20 мм. Размеры отводной втулки принимаются по табл. 13.12.

Если $0,5(D_{вн} - d_{н1}) < r + 1,5$ мм, где r - радиус фаски внутреннего кольца подшипника, необходимо между буртом вала и подшипником предусмотреть промежуточное кольцо.

Зубчатые колеса, должны точно и надежно базироваться в осевом направлении. Осевое положение зубчатых колес z_6 и z_8 определяется уступом вала, а z_4 - дистанционными втулками. Базирование колеса z_2 в осевом направлении осуществляется разрезной втулкой, установленной в кольцевой паз вала, а между ним и подшипником установлена распорная втулка. Осевое положение шестерни z_1 определяется уступом вала и втулкой. (Фиксирование косозубых колес в осевом направлении стопорными пружинными кольцами или установочными винтами не допускается, т.к. в зацеплении действуют значительные осевые силы).

Прочерчивать корпус и крышки подшипников следует после проработки механизма управления блоком цилиндрических колес, т.к. в результате этого может измениться расстояние между стенками (в большую сторону) против уже намеченного.

Геометрические размеры рычажно-реечного механизма управления блоком определяются по рекомендациям и зависимостям, приведенным в гл. 25.

Основные параметры механизма переключения: перемещение (одностороннее) рейки или блока колес $H = 2b + \delta_{бл}$, где b - ширина зубчатых венцов колес блока; $\delta_{бл} = 4...6$ мм; длина рейки $2l_p = 2H + (20...30)$ мм; модуль рейки $m = 1,5...2$ мм.

Диаметр скалки механизма переключения скоростей $d_{ск}$ определяется конструктивно в зависимости от расстояния между стенками корпуса коробки скоростей и размерами зубчатых колес. Ориентировочно $d_{ск} = 20...30$ мм (уточняется по ГОСТ 1139).

Длина посадочного участка ступицы вилки управления блоком определяется соотношением $l_{вил} = (2,5...3,2)d_{ск}$. Меньшие значения коэффициента при небольших расстояниях между осями вала тройного блока и скалки a_3 .

Вилка перемещается по скалке обычно с использованием шлицевого соединения либо по направляющей шпонке. Обычно расположение вилки относительно ее ступицы симметричное. В данном случае целесообразно ее расположить несимметрично, чтобы ступица не наткнулась на колесо z_2 . Таким образом, необходимо проверить расстояние между ступицей рейки и колесом z_2 , а также левой стенкой корпуса в крайних положениях блока колес. Оно должно быть не менее 10 мм. В противном случае необходимо сдвинуть на необходимую величину колеса z_1 , z_2 и, соответственно, правую стенку корпуса, либо левую, а, возможно, обе.

Ось валика механизма управления блоком находится в плоскости, проходящей через середину рейки в ее положении при зацеплении колес $z_7 : z_8$.

После окончательного уточнения положения стенок корпуса можно приступить к его прочерчиванию, а также уплотнений, крышек подшипниковых узлов предварительно с толщиной фланцев ~ 10 мм, и крышки корпуса в соответствии с рекомендациями по конструированию этих деталей (см. гл.19,22,23). При этом у всех отверстий для каждой стенки корпуса приливы с внутренних их сторон, а также выступающие на 4..5 мм пластики для крепления крышек с наружных сторон должны располагаться на одном уровне.

Далее прочерчиваются концевые участки быстроходного и тихоходного валов и детали, располагаемые на них.

Муфту сухого трения на стадии эскизного проектирования в целях экономии времени на чертеже можно показать только с обозначением габаритов, чтобы иметь возможность оценить ее привязку к ведомому шкиву ременной передачи, получающему вращение от электродвигателя.

Шкив на тихоходном валу устанавливается с использованием шпоночного соединения с креплением в осевом направлении, варианты которого приведены выше. Предварительно расстояние от подшипника до шкива $l_k = 25...30$ мм.

Положение валика управления отводной втулки можно определить по зависимости

$$h_1 = 0,5(l_g + \sqrt{l_g^2 - H_1^2}),$$

где l_g - расстояние в рычаге (вилке) между осями отверстий под валик и штифты (табл. 13.12); H_1 - половина хода отводной втулки.

(На рис.18.24 показано положение втулки при включенной муфте.)

После выполнения первого изображения эскизного проекта в виде развертки следует приступить ко второму – свертке в виде разреза плоскостью, перпендикулярной осям валов коробки скоростей (рис.18.25), совмещенного обычно с управлением блоком или муфтой. В результате выполнения этого разреза должен быть найден наиболее рациональный (оптимальный) вариант расположения валов в пространстве. Валы следует расположить так, чтобы коробка скоростей получилась бы наименьших габаритов и массы. При этом надо обеспечить удобную сборку-разборку узлов, доступ к осмотру отдельных деталей и возможность осуществления необходимых регулировок, хорошую смазку зубчатых передач и подшипников, удобство управления и т.д.

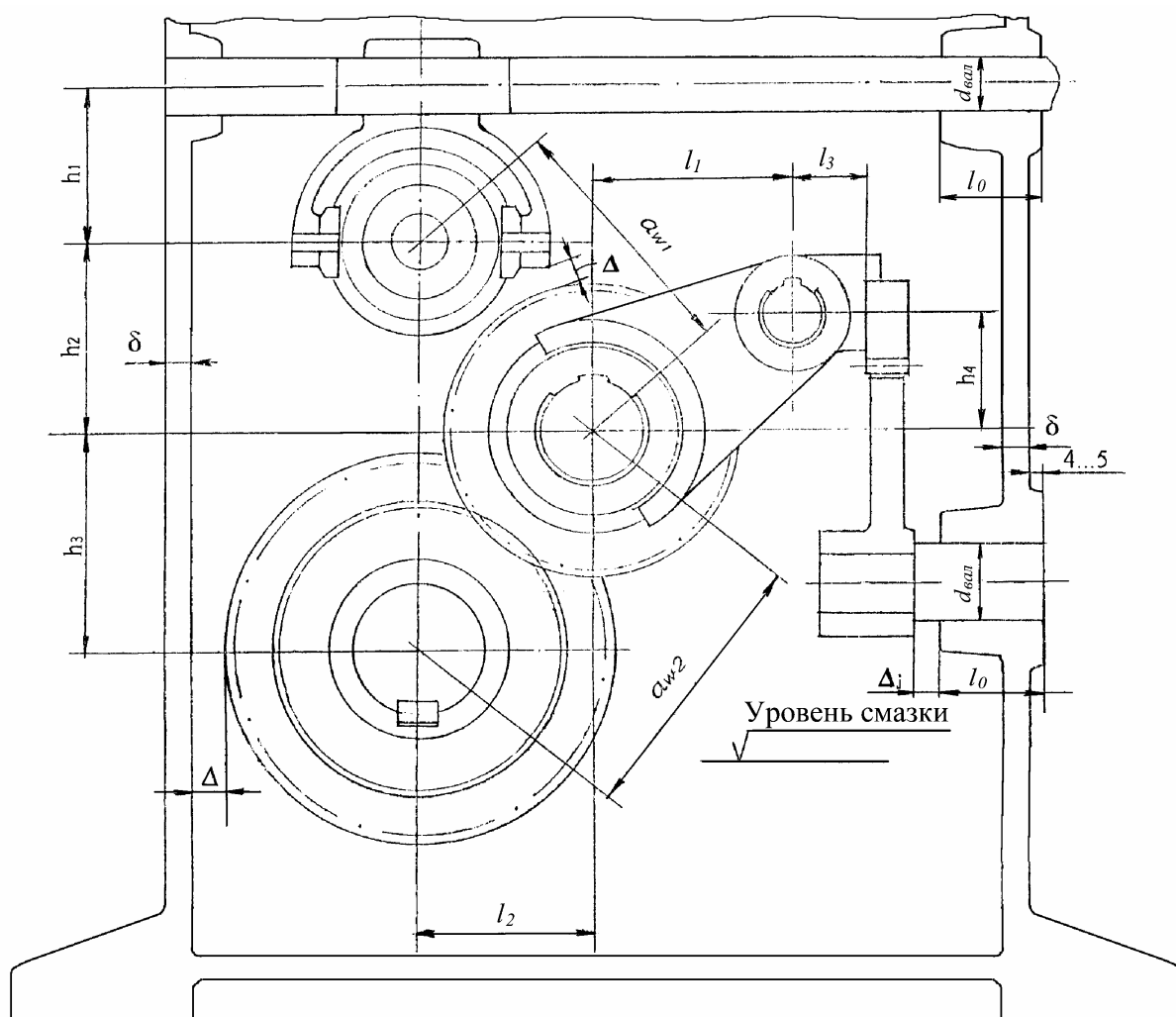


Рис. 18.25. Коробка скоростей. Свертка

Важно получить хороший внешний вид коробки скоростей. Оптимальной свертки валов часто бывает добиться сложно. Поэтому необходимо прочертить несколько вариантов свертки и выбрать из них наилучший.

В разрабатываемой коробке скоростей из технологических соображений оси расточек в корпусе под подшипники первого и третьего валов расположены в одной плоскости (вертикальной). Положение промежуточного вала выбрано так, чтобы расстояние от наибольшего колеса блока до рычага отводки Δ было бы не менее 10 мм.

Положение уровня смазки выбирается в зависимости от окружной скорости погруженных в нее колес. При $v > 1$ м/с меньшее колесо блока z_8 должно быть погружено на глубину не менее двух модулей (без погружения в масляную ванну колеса z_2 быстроходной ступени).

Далее прорисовываются боковые стенки корпуса с учетом рекомендуемых зазоров Δ от их внутренней поверхности до наружных диаметров зубчатых колес (с учетом тех, которые не представлены в данном разрезе) или других деталей, определяющих их положение, а также дно корпуса из условия необходимого объема смазки (0,5 л на кВт мощности на быстроходном валу).

Диаметр валика управления определяется обычно конструктивно. Ориентировочно $d_{вал} = 15...25$ мм, в зависимости от расположения валика - консольно или на двух опорах - и общих габаритов механизма управления. Длина посадочного участка корпуса под валик управления $l_0 \approx (1...1,3)d_{вал}$.

Следует иметь в виду, что в данном случае изображение развертки дает истинный размер длины коробки, а изображение свертки – истинные размеры ширины и высоты.

Эскизный проект следует рассматривать как первую попытку разработки конструкции коробки скоростей по данным проектировочного расчета и как основание для выполнения проверочных расчетов. При выполнении технического проекта с целью улучшения конструкции могут быть внесены существенные изменения как в сам эскизный проект, так и в выполненные расчеты, включая, возможно, и кинематический.

18.7.2. Эскизное проектирование червячного редуктора

Кинематическая схема проектируемого редуктора представлена на рис.18.26. Его быстроходный вал получает вращение от фланцевого электродвигателя через электромагнитную фрикционную муфту. На тихоходном валу редуктора установлена звездочка цепной передачи.

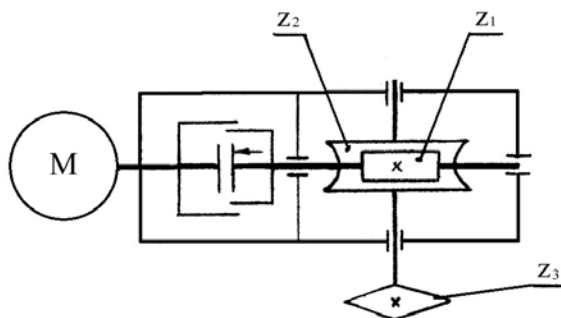


Рис.18.26. Кинематическая схема проектируемого червячного редуктора

Считаем, что все геометрические размеры червяка, червячного колеса, звездочки и диаметры валов определены проектировочными расчетами, также известны размеры выбранного фланцевого электродвигателя и действующие в зацеплении усилия.

Прежде, чем приступить к эскизному проектированию редуктора, желательно подобрать его прототип. Если такой возможности не представляется, в атласах или технической литературе следует найти сходные элементы конструкции. В нашем случае это конструкции валов червяка и колеса в сборе с их опорами, а также корпуса самого редуктора, крепления фланцевого электродвигателя, установки электромагнитной фрикционной муфты.

Проанализировав найденные конструктивные решения, следует найти наилучшие.

Конструкция червячного редуктора может быть представлена в эскизном проекте двумя разрезами: по валу червяка (вертикальный) и валу червячного колеса (горизонтальный). Чертежи обычно выполняются в масштабе 1:1.

Разработку первого разреза (рис.18.27,а) целесообразно начинать с вычерчивания фланцевого электродвигателя и фрикционной муфты, т.к. все размеры этих комплектующих известны.

Посадочный диаметр вала под муфту необходимо согласовать с диаметром вала электродвигателя соотношением $d_m \approx (0,8...1,0)d_{дв}$. При этом выбранная муфта должна обеспечивать возможность ее установки на вал данного диаметра и передачу ею требуемого вращающего момента, т.е. $T_m \geq T_{вр}$.

Из двух исполнений муфты - контактная типа ЭТМ-2 и бесконтактная типа ЭТМ-4 выбираем последнюю, как наиболее надежную.

В левой части листа вычерчивается по справочным данным (табл. П.1.2) фланцевая часть электродвигателя с центрирующим пояском и валом. На его вал устанавливается поводок муфты 1. Его размеры: D_1 , D_2 и l определяются чертежом муфты, остальные - находятся конструктивно.

На расстоянии 3 мм от конца вала электродвигателя, вычерчивается винт и шайба крепления вращающейся части муфты, установленной на консольном участке вала червяка. Обычно муфту в целях экономии времени на стадиях эскизного проектирования можно вычертить по габаритным и посадочным размерам: $D_{шл}$, D_4 , D_5 , L и l_1 . Статор муфты к корпусу редуктора крепится через промежуточный фланец 2, который относительно оси червяка центрируется по диаметру D_6 , принимаемому конструктивно. Диаметр шлицов консольного конца вала червяка принимаются в соответствии с проектировочным расчетом.

Конструкция опор вала червяка выбирается в соответствии с действующими в зацеплении силами, скоростью вращения и условиями работы.

На опоры вала червяка обычно действуют значительные осевые и средние по величине радиальные нагрузки в условиях повышенного тепловыделения вследствие скольжения в передаче и низкого КПД. Поэтому следует выбрать схему крепления вала червяка с фиксирующей и плавающей опорами. Вариант установки подшипников по схеме на рис. 22.11 не является здесь рациональным, т.к. при высоких частотах вращения упорные подшипники работают неудовлетворительно. Поэтому здесь лучше принять конструкцию опор по схеме на рис.18.9.б, где в фиксирующей опоре установлены два радиально-упорных подшипника - шариковые или роликовые. Первым следует отдавать предпочтение для быстроходных валов при $n \geq 1500 \text{ мин}^{-1}$. Для лучшего восприятия радиально-упорными шарикоподшипниками повышенных осевых нагрузок, следует в данном случае выбирать подшипники средней серии с углом контакта 26° или 36° (тип 46000 либо 66000). В качестве плавающей левой опоры используется шариковый радиальный подшипник также средней серии. При его недостаточной долговечности он должен быть заменен на роликовый. Посадочные диаметры под подшипники левой и правой опор червячного вала принимаются равными и определяются конструктивно из условия, что внутренний диаметр радиального шарикоподшипника левой опоры должен быть немного больше ранее выбранного наружного диаметра шлицов под муфту. Осевой размер дистанционного кольца 3 принимается таким, чтобы выход шлицев не заходил на посадочную поверхность вала под подшипник.

Далее следует определиться относительно положения червячного колеса. Центр червячного колеса располагается на расстоянии a_w от оси вала червяка, и его положение определяется конструктивно так, чтобы расстояние от наибольшего диаметра колеса $d_{ам2}$ до необработанных поверхностей корпуса было бы не менее 10 мм (см.ф-лу 18.4).

Так как конструкция корпуса еще не выявлена, предварительно следует принять расстояние от наружного диаметра колеса до подшипника левой опоры примерно равным 25 мм. Этот размер следует уточнить в дальнейшем процессе прочерчивания корпуса и при выполнении технического проекта. На таком же расстоянии предварительно располагается ле-

вый подшипник фиксирующей (правой) опоры. При этом следует иметь в виду, что для увеличения жесткости червяка надо стремиться к максимально возможному сближению его опор (уменьшению размеров L_1 и L_2).

Червяк вычерчивается по данным геометрического расчета за одно целое с валом и располагается симметрично относительно центра червячного колеса (рис. 18.27,а). Размеры сопряженных с червяком участков вала d_1 выбираются так, чтобы диаметр впадин червяка d_{f1} был бы немного больше их диаметра. Если это условие не соблюдается, следует увеличить диаметр d_{w1} червяка за счет изменения коэффициента его диаметра q или модуля m . В случае, если разница диаметров $d_{f1} - d_1$ диаметров значительна, следует уменьшить делительный диаметр и уточнить ранее сделанный расчет передачи. Размер уступа вала h должен быть не менее 3...6 мм в зависимости от размера подшипника. В противном случае между подшипником и уступом следует предусмотреть кольцо толщиной 4...6 мм.

В быстроходных червячных передачах с нижним расположением вала червяка уровень смазки обычно устанавливается не выше высоты витка, при этом желательно, чтобы он проходил через центр нижнего элемента качения подшипника. Для лучшей смазки передачи на участок червячного вала с диаметром d_1 возможна установка крыльчатки.

В данном проекте применен цельный червяк. При значительных расстояниях между опорами червячного вала, и, следовательно, при большой его длине, что имеет место при червячных колесах большого диаметра, целесообразно с целью экономии дорогостоящего материала использовать насадной червяк (рис.18.27,б).

При выполнении червяка насадным диаметр d_1 от правой опоры, уменьшается до d'_1 с сохранением условия - $d'_1 > d_{n2}$ и принимается посадочным для червяка, а от левой опоры до торца червяка увеличивается для создания ему надежного упора. С помощью шлицевой гайки обеспечивается фиксирование червяка через распорные втулки. Оптимальное значение диаметра червяка d_{w1} определяется конструктивно из условия, что расстояние между впадиной червяка и шпоночным пазом - С не должно быть менее 8...14 мм. в зависимости от модуля. Соответствующие изменения должны быть внесены в расчет передачи.

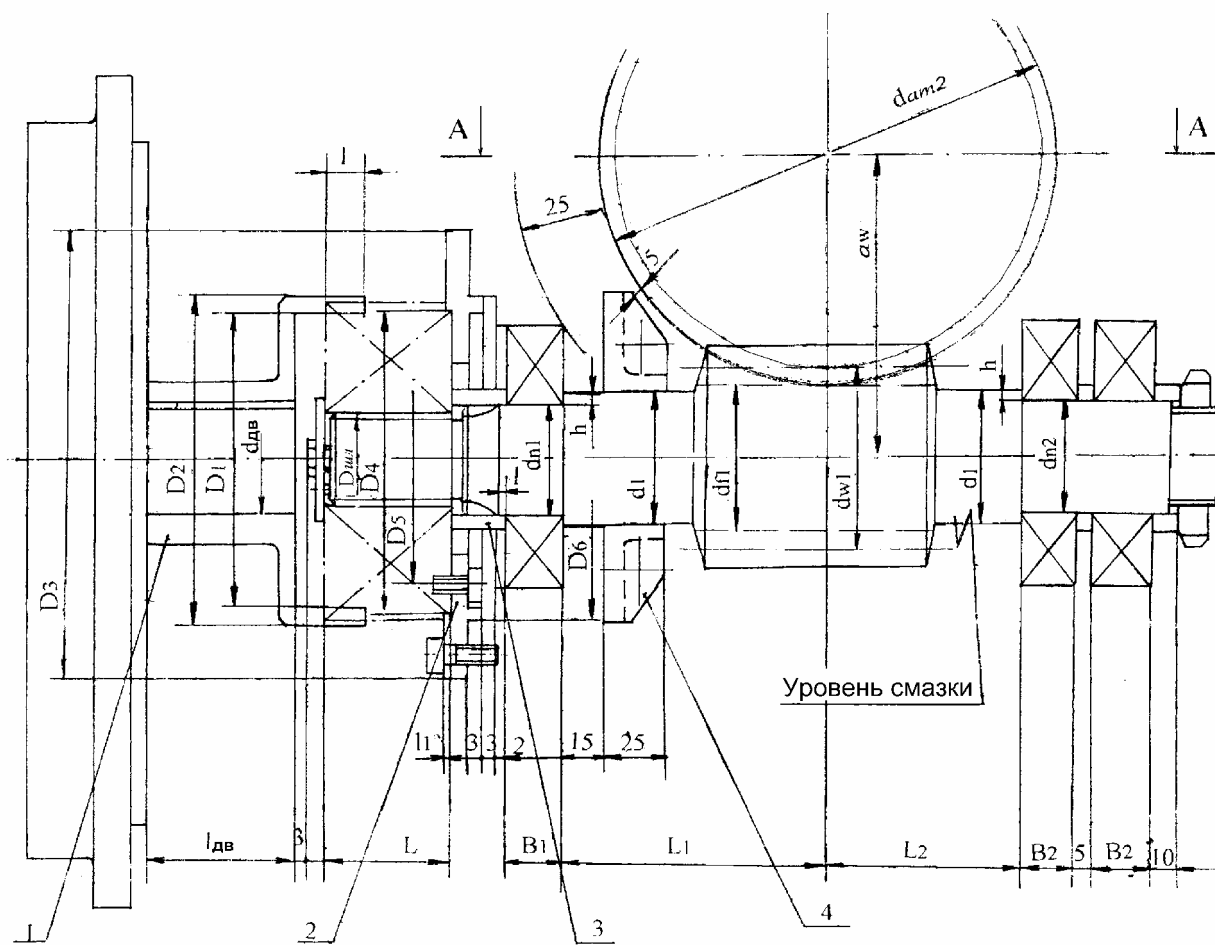
Для сравнения с эскизным вариантом разрез по валу червяка на стадии технического проекта приведен на рис.18.28.

Прежде чем приступить к разработке конструкции вала червячного колеса, следует определиться с тем, в каком корпусе будет устанавливаться червячная передача - в цельном или разъемном. Цельные корпуса обычно имеют место при диаметре червячного колеса до 160 мм. Ввиду большего диаметра червячного колеса передачу следует установить в разъемном корпусе (рис 18.29).

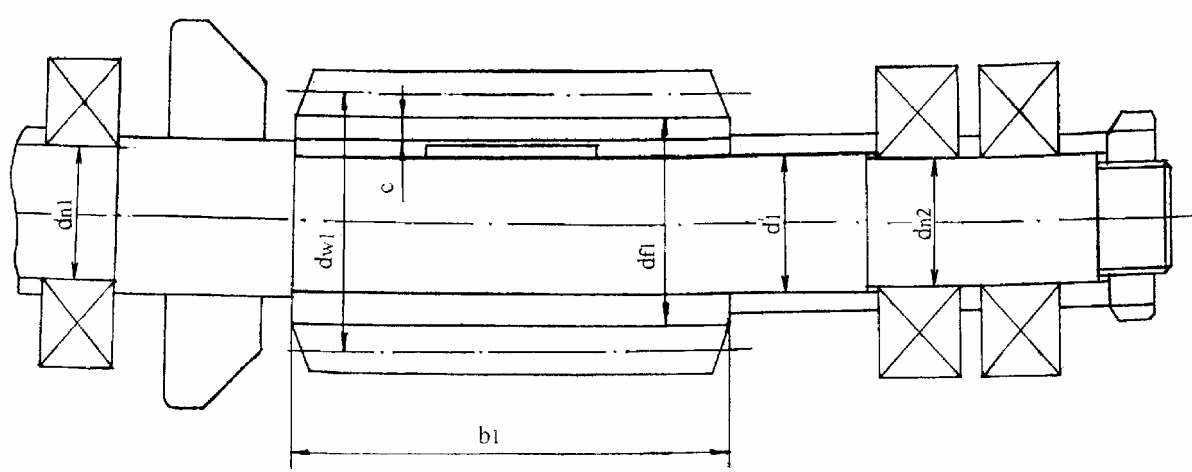
Поскольку на вал червячного колеса действуют значительные радиальные и средние осевые нагрузки, в качестве опор обычно используются радиально-упорные подшипники, предпочтительно конические роликовые. Подшипники устанавливаются, ввиду небольшого расстояния между опорами, "в распор" или по схеме "Х" (рис.18.8.б).

Посадочный диаметр d_3 под звездочку цепной передачи принимается примерно равным расчетному диаметру, с округлением его до стандартного значения.

Диаметр вала под правый подшипник - d_{n3} находится из условия сборки (ф-ла 18.1), при котором подшипник должен устанавливаться на свое посадочное место без выпрессовки шпонки, расположенной на консольном конце вала. Посадочный диаметр под колесо принимаем $d_4 = d_{n3}$, а посадочный диаметр левого подшипника при этом будет меньше диаметра правого. Разница этих диаметров должна составлять 5 мм - для диаметров до 35/40 мм; 10 мм - до 55/65 мм; 15 мм - до 95/110 мм, поскольку при выборе в этом случае правого подшипника легкой серии, а левого – средней, их наружные диаметры будут равны, что обеспечит технологичность корпуса.



a)



б)

Рис.18.27. Разрез по валу червяка

Диаметр вала $d_5 \geq d_{n3} + 3r$, где r - радиус фаски внутреннего кольца правого подшипника.

Длина ступицы для червячного колеса и звездочки $l_{cm} = (1,0 \dots 1,5) d_{вала}$ в зависимости от их наружного диаметра и характера посадки на валу. На рис. 18.29 принято $l_{cm1} = 1,3d_3$ и $l_{cm2} = 1,2d_4$. Толщина втулки между ступицей червячного колеса и левым подшипником $S_{6m} = 0,14d_4$.

Расстояние между стенками корпуса редуктора, определяющее линейные размеры вала червячного колеса, находятся конструктивно по зависимости $2L_4 = D_3 + 20$ мм, где D_3 - наибольший диаметр промежуточного фланца муфты (рис. 18.27,а).

Толщина стенки корпуса δ определяется с учетом зависимости (18.3).

Ширина опорного фланца $B_4 = 2,35 d_6 + \delta$, где d_6 - диаметр болта крепления крышки редуктора к корпусу возле подшипника (ф-ла 18.10).

Размеры выступа платиков подшипниковых гнезд составляют 5 мм, а расстояние от них до торцов подшипников $l_n \leq 0,5 B_3$, где B_3 - ширина подшипника.

Расстояние от стенки корпуса до звездочки принимается $l_k = 25 \dots 30$ мм и уточняется при дальнейшей разработке проекта через размер $L_3 = B_3 + l_n + h_{np} + h_{фл} + \Delta$, где h_{np} - толщина прокладки, Δ - зазор между звездочкой и крышкой подшипника ($\Delta_{min} = 5$ мм), $h_{фл}$ - толщина фланца крышки ($h_{фл} = 10 \dots 12$ мм).

После прочерчивания вала червячного колеса в сборе с подшипниками необходимо проверить расстояние между червячным колесом и краями внутренних приливов корпуса редуктора. Оно должно быть не менее 10 мм. В противном случае расстояние между стенками корпуса следует увеличить против найденного выше до величины, обеспечивающей последнее условие.

Расстояние от оси отверстия под болт до расточки корпуса принимается равным d_6 (см. ф-лу 18.10), а диаметр приливов внутри корпуса $D_{np} = 1,25D_n + 20$ мм, где D_n - наружный диаметр подшипника.

Дальнейшее конструирование корпуса связано с разработкой крепления к нему фланцевого электродвигателя (см.гл. 24). Для возможности сборки поводковая часть муфты должна быть закреплена на валу электродвигателя до его крепления к корпусу редуктора. Поэтому диаметр отверстия в корпусе редуктора должен быть принят больше наружного диаметра поводка, что обеспечивается за счет крепления электродвигателя к корпусу через промежуточный фланец (рис. 18.28). В этом случае манжетное уплотнение (табл. П.52), установленное в этом фланце для предотвращения вытекания смазки, оказывается выше ее уровня и работает надежно. Просачивание смазки по посадочной поверхности фланца предотвращается уплотнительным резиновым кольцом. При этом должна быть обеспечена соосность этой поверхности и поверхностей центрирующего пояса под двигатель ($\varnothing H7 / h6$) и под манжету.

Положение дна определяется из условия заливки в корпус смазки в объеме $V = 0,75P_{чер}$, л, где $P_{чер}$ - мощность на валу червяка, кВт. Высота корпуса в зоне расположения муфты конструктивно должна быть ниже плоскости разъема.

Для крепления крышки к корпусу используются винты с цилиндрической головкой и внутренним шестигранником (рис.18.30). Такой вариант крепления является более предпочтительным, т.к. при этом получается наименьшая ширина фланца.



Section view B-B shows a cross-section of the part. It features a central vertical hole with a diameter of $\phi 10$. The part has a complex outer profile with a large semi-circular feature on the left and a rectangular feature on the right. The section is labeled 'B-B' at the top.

1. Эскизный проект должен представлять собой вариант компоновки механизма, принимаемый в качестве базового для дальнейшей проработки на стадии технического проектирования.
2. Эскизный проект выполняется на листах ватмана или миллиметровой бумаги.
3. Все изображения выполняются строго в масштабе М1:1.
4. На всех изображениях указываются: а) на выносных линиях числа зубьев (заходов) и модуль зубчатых и червячных колес (червяка), а также типо-размеры муфт и номера подшипников; б) межосевые расстояния (без указания отклонений), размеры сопряжений: вал-ступица; вал-подшипник: подшипник-корпус и т.д. (без указания посадок), размеры резьбовых соединений, ориентировочные габаритные размеры.
5. Основные элементы конструкции, определяющие ее размеры (валы, зубчатые и червячные колеса, червяки, шкивы, звездочки) должны быть вычерчены подробно с элементами их крепления. Допустимо не изображать такие элементы, как галтели, проточки, фаски, зазоры в резьбовых соединениях и т.д. Муфты (соединительные и сцепные) изображаются в габаритных размерах (контурно, без подробного прочерчивания).
6. На развертке должны быть выявлены схемы установки подшипников (с фиксированными или с фиксирующей и плавающей опорами) с проработкой конструкции подшипниковых узлов (фиксирующих элементов, крышек и т.д.).
7. На корпусе должны быть выявлены приливы и бобышки на внутренней и внешней сторонах его стенок с обеспечением их единого уровня по каждой стороне.
8. Уровень исполнения эскизного проекта оценивается из условия его достаточности для использования при выполнении технического проекта.

ГЛАВА 19

КОНСТРУИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ ПЕРЕДАЧ

Передачи включают большое количество разнообразных деталей. Проектирование некоторых из них рассмотрено в следующих главах: деталей подшипниковых узлов – в гл. 21 и 22; смазочных устройств – в гл. 28, планетарных, волновых передач и передач винт - гайка в гл. 26 и 27. В настоящей главе рассмотрено конструирование валов, зубчатых колес, червяков и червячных колес, шкивов и звездочек, стаканов и крышек.

По результатам эскизного проекта эти детали вычерчены приближенно. В соответствии с рекомендациями данной главы проводится конструктивная проработка их формы. Заключительным этапом по конструированию этих деталей является выполнение рабочих чертежей, порядок разработки которых рассматриваются в гл. 31. В той же главе приведены сведения по выбору допусков отклонения формы и расположения, а также шероховатости для различных участков деталей.

19.1. КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ

Основные размеры и материал валов определяется при расчете. Конструкция вала зависит от типа и его размеров, расположенных на нем деталей (зубчатых колес, муфт, подшипников и т.д.) и способа закрепления этих деталей в окружном и осевом направлениях. Особенностью валов, применяемых в коробках скоростей и редукторах, является небольшое отношение их длины к диаметру - обычно $l/d \leq 12$.

Валы передач обычно имеют ступенчатую форму, что позволяет: 1. Точно базировать детали на валу в осевом направлении; 2. Дифференцировать требования к различным участкам вала по точности, шероховатости поверхности и т.д.; 3. Упростить монтаж деталей с натягом, т.к. каждая деталь свободно перемещается по валу до своего посадочного места, и предохранить участки вала с повышенной чистотой обработки (шейки вала под подшипники) от повреждения; 4. Приблизить форму вала к равнопрочному брусу.

Конструкция отдельных участков вала определяется их назначением. Можно выделить следующие функциональные участки: опорные (под подшипники); для соединения с различными деталями (в том числе концевые); для центрирования; под уплотнения.

В массовом и крупносерийном производствах ступенчатые валы изготавливаются из штампованных заготовок, что значительно сокращает объем механической обработки, в индивидуальном и мелкосерийном производствах заготовкой для вала обычно служит круглый прокат или цилиндрическая поковка, что увеличивает объем механической обработки, особенно при значительных различиях в диаметрах отдельных участков вала.

При конструировании ступенчатых валов с уменьшением диаметров от середины в обе стороны желательно унифицировать диаметры ступеней в соответствии с нормальными линейными размерами (табл. П.3) и выполнять их по возможности с одинаковым допуском, что упрощает обработку и сокращает количество контрольных калибров.

Проектировочным расчетом определяется средний диаметр условно гладкого вала. Разность диаметров ступеней желательно выполнять наименьшей. Длины посадочных мест и ступеней вала определяются длиной ступиц насаживаемых деталей и шириной колец подшипников. Диаметр шеек вала под подшипники и манжетные уплотнения выбираются в соответствии со стандартами на них, а диаметры остальных участков с учетом табл. П.3.

Переходный участок вала между двумя ступенями различных диаметров обычно выполняют галтелью радиуса r (рис 19.1). Ширина плоской части переходного участка должна обеспечивать фиксацию относительного положения закрепляемых на валу деталей. В зависимости от осевой силы и диаметра обычно принимают ее значения от 1,5 до 2,5 мм. При этом для сопряжений, изображенных на рис. 19.1, а, б имеем:

$$d_1 = d + 2 \cdot c_1 + (3...5) \text{ мм}; d_1 = d + 2 \cdot R + (3...5) \text{ мм}.$$

В случае, если для указанных схем

$$d_1 - (d + 2c_1) < 3 \text{ мм и } d_1 - (d + 2R) < 3 \text{ мм,}$$

для обеспечения надежного упора детали дополнительно обычно используется втулка (рис.19.1,в) с наружным диаметром:

$$d_1 = d + 2(r + c_2) + (4...6) \text{ мм при } c_1 \leq r + c_2 \text{ и } d_1 = d + 2c_1 + (4...6) \text{ мм при } c_1 > r + c_2$$

где r , c_1 и c_2 – размеры галтельных переходов в неподвижных сопряжениях (табл. 19.1).

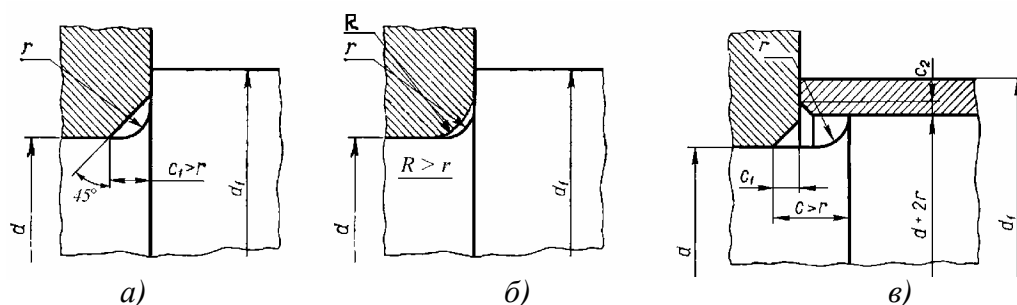


Рис. 19.1.Переходы между участками вала в виде галтелей

Переход с канавкой по ГОСТ8820, выполняемый вместо галтели и обеспечивающий свободный выход шлифовального круга, выполняется в соответствии рис.19.2. Такие переходы выполняются при достаточном запасе прочности вала, т.к. канавки вызывают несколько более высокие местные напряжения, чем галтельные переходы.

Если шлифованию подлежит только цилиндрическая поверхность, то канавка выполняется в соответствии с рис.19.2,а или 19.2,б, а при необходимости дополнительного шлифования торца уступа – в соответствии с рис.19.2,в. Параметры канавок даны в табл. 19.2. При этом перепад диаметров двух ступеней вала для схем на рис.19.2,а,б должен быть не менее 3...5 мм, а для схемы на рис.19.2,в не менее 5...8 мм.

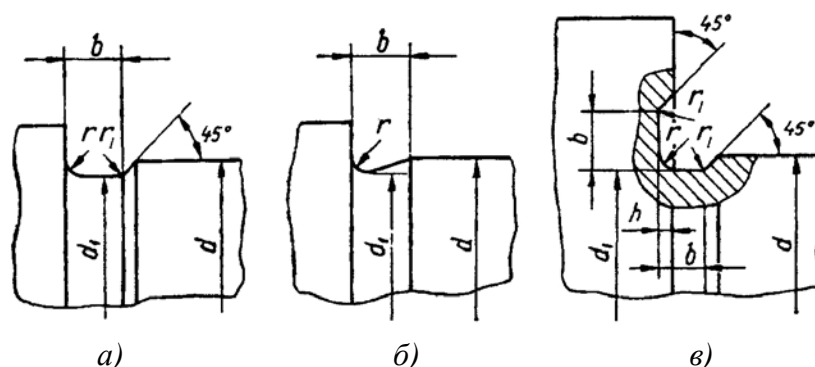


Рис. 19.2.Канавки для выхода шлифовального круга

Таблица 19.1

Галтельные переходы в неподвижных соединениях. Размеры, мм (рис. 19.1)

d	12...19	20...28	30...48	50...75	80...125	130...180	190...320
r	1,0	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0
$R ; c_1$	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0

Примечание. Предельное отклонение размеров R и c_1 можно назначать +0,5 мм, а предельное отклонение радиуса r -0,5 мм.

Торец уступа (заплечика) вала является дополнительной установочной базой, к которой плотно прижаты (с помощью крепежных деталей) внутренние кольца подшипников.

При этом уступ (заплечик) вала, примыкающий к кольцу подшипника качения (рис.19.3,а), должен выполняться так, чтобы фаска кольца подшипника свободно размещалась внутри галтельного перехода. Радиусы фаски кольца r_n приведены в табл.П.9 - П.20 для каждого подшипника, а размеры галтельных переходов на валу указаны в табл. 19.3. Часто в данном случае вместо галтели на валу выполняют канавку по рис. 19.2,в шириной на 1...2 мм большей размера фаски r_n . Канавка особенно предпочтительна на валах небольшого диаметра, т.к. выполнить ее проще, чем галтель малого радиуса.

Таблица 19.2

Канавки для выхода шлифовального круга. Размеры, мм (рис. 19.2)

d	d_1	b	h	r	r_1
10...50	$d \mp 0,5$	3	0,3	1,0	0,5
50...100	$d \mp 1,0$	5	0,5	1,6	0,5
свыше 100	$d \mp 1,0$	8	0,5	2,0	1,0
		10		3,0	

Примечание. Знак “-” при наружном шлифовании, знак “+” при внутреннем.

Высота h уступа должна обеспечивать правильное положение подшипника на валу, причем назначать эту высоту значительно больше номинальной, указанной в табл. 19.3, не рекомендуется, потому что ширину t свободной части торцевой поверхности кольца следует оставлять достаточной, чтобы при демонтаже кольцо могло быть захвачено лапами съемника. Минимальные значения t приведены в табл. 19.4.

Таблица 19.3

Галтельные переходы у посадочных мест подшипников качения. Размеры, мм (рис.19.3)

r_n	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0
r_1 , не более	0,6	1,0	1,0	1,5	2,0	2,0	2,5	3,0
h , не менее*	2,5	3,0	3,5	4,5	5,5	6,0	7,0	9,0

Примечание. * Для подшипников легкой и средней серий

Такую же свободную ширину желательно оставлять, когда торец кольца опирается не на уступ вала, а на дистанционную втулку. Аналогично назначают высоту примыкающего к кольцу подшипника уступа, когда он выполняется с канавкой.

Если на валу уступ нормальной высоты выполнить невозможно, то между ним и внутренним кольцом подшипника устанавливают дополнительное кольцо соответствующего диаметра (рис.19.3,б). При действии больших ударных нагрузок и напряжений, а также у точных быстроходных валов вместо галтели выполняют переход с большим радиусом. При этом на вал устанавливают специальное упорное кольцо (бандаж), которое является заплечиком для подшипника (рис.19.3,в).

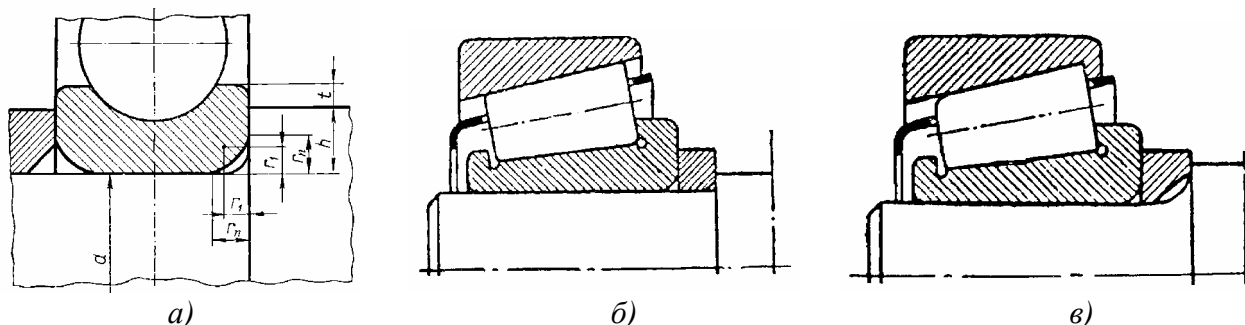


Рис. 19.3. Уступ вала у подшипника качения

Консольные (присоединительные) участки валов обычно выполняются цилиндрическими (табл. П.53). Для надежного крепления деталей, насаженных на такой хвостовик, тихоходные валы, в том числе некоторых серийных редукторов снабжаются специальными упорными шайбами, прикрепляемыми к торцу вала винтами (табл. П.48). Конический конец вала (табл. П.54.) технологически сложнее цилиндрического, но предпочтителен по причине высокой нагрузочной способности затянутого конического соединения при обеспечении легкого монтажа и демонтажа устанавливаемых деталей. Такой хвостовик заканчивается цилиндрической частью с крепежной резьбой. При затяжке гайки создается осевое усилие, необходимое для плотности сопряжения с обеспечением точности и надежности соединения.

Таблица 19.4

Минимальная свободная ширина кольца подшипника качения (рис. 19.3)

Диаметр вала d , мм	до 15	15...50	50...100	свыше 100
t , мм, не менее	1,0	2,0	2,5	3,0

В местах перехода от диаметра d_i без насаженных деталей к большему диаметру d_{i+1} вала обычно предусматриваются галтели с радиусом закругления $r = 0,4(d_{i+1} - d_i)$.

Для повышения технологичности конструкции радиусы галтелей, размеры канавок и фасок на одном валу желательно принимать одинаковыми. На участках вала, предназначенных для установки деталей с натягом, выполняются скосы и фаски для облегчения монтажа (рис.19.4, а, б). Размеры последних принимаются в зависимости от диаметра вала по табл. 19.5.

Таблица 19.5

Размеры скосов и фасок (рис. 19.4)

Диаметр вала d , мм	30...45	45...70	70...100	100...150
Фаска c , мм	2,0	2,5	3,0	4,0
Размер скоса a , мм	3	5	5	8
Угол скоса α , град	30	30	30	10

Для снижения концентрации напряжений при достаточно длинной ступице ($l_{cm}/d \geq 0,7$) в соединениях с гарантированным натягом без упорных буртов рекомендуется выполнять посадочные диаметры с увеличением по сравнению с соседним участком вала на 5...10% (рис. 19.4,в).

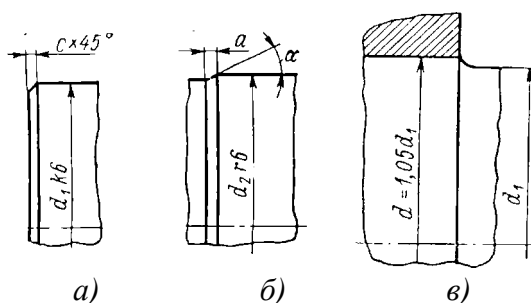


Рис. 19.4. Фаски и переходы диаметров на валах в местах посадок деталей с натягом

Если посадка с гарантированным натягом сочетается со шпоночным соединением, то должна быть обеспечена возможность направить паз ступицы на шпонку до начала посадки с натягом, т.е. ступица должна перемещаться по валу свободно (с зазором) до соприкосновения с параллельными гранями шпонки, с тем, чтобы ее можно было повернуть и направить по шпонке. Это требование может быть обеспечено следующими способами: 1. Удлинить направляющую фаску (рис.19.5,а); 2. Направляющую фаску заменить посадкой с зазором (рис.19.5,б); 3. Удлинить шпонку за ступицу. В первых двух вариантах граница фаски или посадки с зазором должна заходить за начало параллельных граней шпонки на 2...3 мм. В последнем варианте, имеющем ограниченное применение, лучше используются длина ступицы и шпонки, но при наличии распорной втулки для выступающего конца шпонки в ней должен быть выполнен паз.

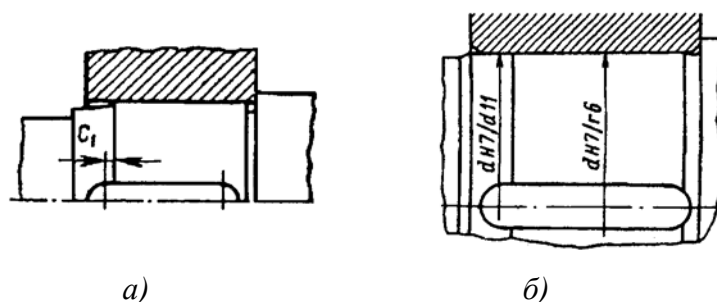


Рис. 19.5. Конструкции участков валов для облегчения монтажа при шпоночном соединении

Если на валу имеется два или более шпоночных пазов то они из технологических соображений должны быть расположены на одной образующей и желательно, чтобы ширина шпоночных пазов была одинаковой. Это позволяет обрабатывать шпоночные пазы без перестановки вала и одним инструментом.

Шпоночные пазы изготавливаются пальцевой или дисковой фрезой (рис.19.6,а,б). Изготовление дисковой фрезой более производительное, а сам паз вызывает меньшую концентра-

цию напряжений. Однако в этом пазу шпонка фиксируется менее надежно и, кроме того, увеличивается длина паза за счет нерабочих участков $l_{вых}$ (выход фрезы). Длина участка выхода фрезы $l_{вых}$ определяется расчетом или графически в зависимости от глубины паза и диаметра фрезы. При ширине шпоночного паза $b \leq 16 \text{ мм}$ $D_{фр} \approx 70 \dots 90 \text{ мм}$.

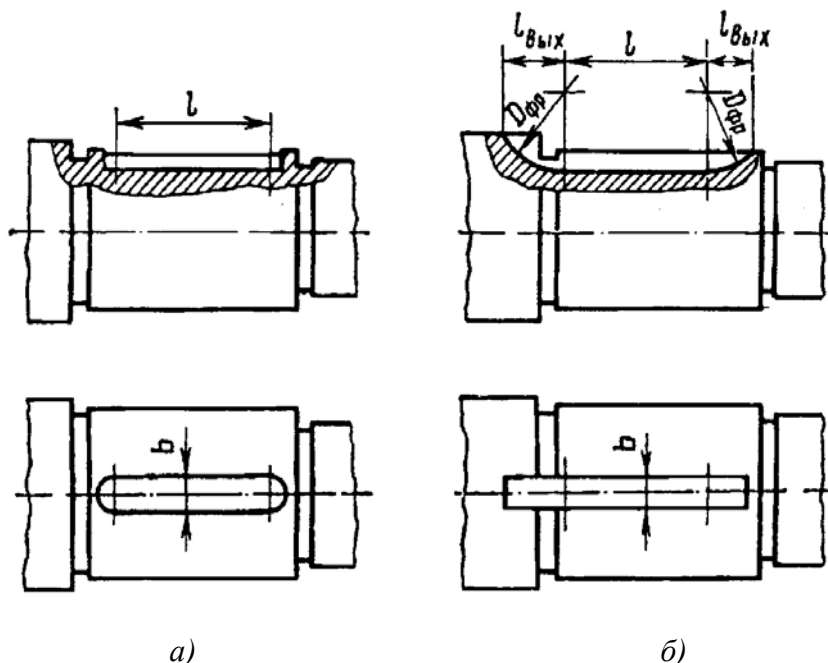


Рис. 19.6. Шпоночные пазы при изготовлении: а - пальцевой фрезой; б - дисковой фрезой

Призматические шпонки устанавливаются в пазах вала по прессовой посадке, поэтому их выемка из пазов в процессе разборки узла нежелательна, т.к. повторная установка шпонки не обеспечивает исходной плотности соединения. В связи с этим при условии, что на участок большего диаметра устанавливается деталь со стороны участка меньшего диаметра, имеющего шпонку, перепады этих диаметров должны быть достаточны для обеспечения монтажа и демонтажа этой детали без выемки шпонки. Это условие должно соблюдаться, в частности, для шеек вала под подшипники качения, расположенных со стороны консольных концов валов при разнице их диаметров (см. рис.18.10), обеспечивающей выполнение соотношений (18.1) или (18.2). В противном случае необходимо шпоночные пазы выполнять “на проход” (на консольных участках вала), как показано на рис. 18.20, или призматические шпонки следует заменить сегментными, что также допустимо для консольных участков вала. Для установленных вплотную друг к другу зубчатых колес обычно применяют одну шпонку, но лишь в том случае, если колеса передают вращающий момент в одну сторону или работают поочередно.

Для получения сквозных шлицевых участков на валу (рис. 19.7) внутренний диаметр шлицев должен быть несколько больше диаметра соседнего участка или участков, а при отсутствие такого перехода с одной стороны предусматривается участок для выхода фрезы с учетом ее диаметра (табл. 19.6), причем подобные участки могут распространяться на упорные бурты, а также частично и на шейки валов, предназначенных для размещения подшипников качения.

Размеры шпонок, шпоночных пазов и допуски на них выбираются по табл. П.36,37,40,41, а шлицев – по табл. П.38,39,42,43. Размеры проточек под пружинные кольца для фиксации деталей на валах принимаются по табл. П.45.

При наличии на валу резьбового участка (концевого или промежуточного) под круглую шлицевую гайку (табл. П.34) необходимо обеспечить перепад диаметров данного и предшествующего участков для возможности нарезания резьбы и получения канавки под язычок стопорной многолапчатой шайбы (табл. П.50, П.51).

Таблица 19.6

**Наружный диаметр шлицевых (червячных) фрез
для шлицевых валов с прямоугольным профилем (рис. 19.7)**

Наружный диаметр шлицев D , мм для серий			Наружный диаметр фрезы $D_{нар}$, мм для серий	
легкая	средняя	тяжелая	легкая	средняя и тяжелая
–	20...22	20...23	–	63
–	25...28	26...29	–	70
30...36	32...38	32...40	70	80
40...46	42...48	45...52	80	90
50...62	54...65	56...65	90	100
68...88	72...92	72...92	100	112

При нарезании резьбы для выхода резьбонарезного инструмента должна быть предусмотрена канавка (рис. 19.8), размеры которой (по ГОСТ10549) приведены в табл. 19.7. Канавки по типу II применяются при малой усталостной прочности вала.

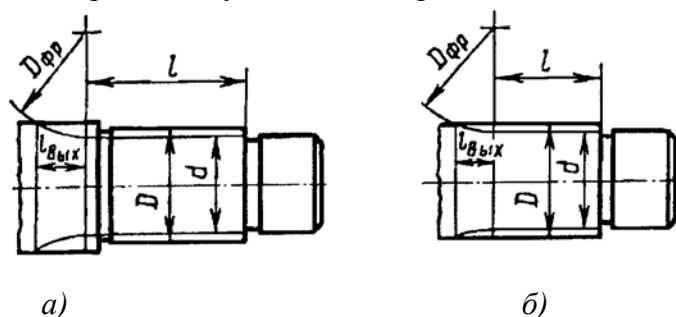


Рис. 19.7. Шлицевые участки валов

Конструирование валов в типовых редукторах имеет свои особенности. В частности, включая концевой участок, вал может быть гладким одного номинального диаметра, разные участки которого по диаметру выполняются с различными отклонениями (рис. 19.9, а), причем в сопряжении колеса с валом используется посадка с большим натягом, а между подшипником и колесом располагаются втулки. Колесо с гладким валом собирается в сборочном приспособлении, определяющем осевое положение колеса. В этом случае достигается существенное сокращение расхода металла на изготовление вала, особенно в крупносерийном производстве.

В мелкосерийном и индивидуальном производстве конструкция того же вала имеет ступенчатую форму, подобно представленной на рис. 19.9, б.

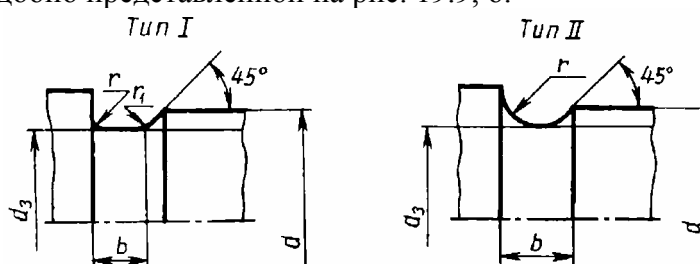


Рис. 19.8. Канавки для выхода резьбонарезного инструмента

Таблица 19.7

Размеры канавок, мм для выхода резьбонарезного инструмента (рис. 19.8)

Шаг Резьбы	Тип I			Тип II		d_3
	b	r	r_1	b	r	
1,0	3	1	0,5	3,6	2	$d - 1,5$
1,25	4	1		4,4	2,5	$d - 1,8$
1,5				4,6		$d - 2,2$
1,75				5,4	3	$d - 2,5$
2.0	5	1.5		5.6		$d - 3.0$

Для быстроходных и промежуточных валов в некоторых случаях бывает необходимым их изготовление за одно целое с шестернями зубчатых передач (вал – шестерня), т.е. когда установка шестерни на валу с использованием шпоночного или шлицевого соединений в основном из-за ее малых размеров не возможна (см. ф-лу 18.8).

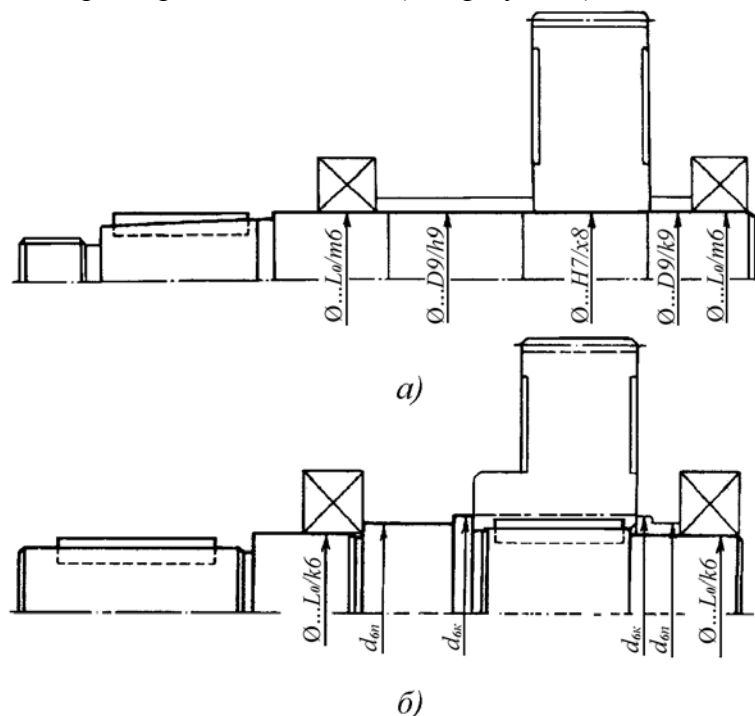


Рис. 19.9. Конструкция вала при различной серийности его изготовления:
а – крупносерийное производство; б – мелкосерийное производство

Зубья шестерни цилиндрической зубчатой передачи в данном случае могут быть выполнены по одному из трех вариантов (рис. 19.10). При небольших передаточных числах и относительно большом межосевом расстоянии диаметр окружности впадин шестерни d_f больше диаметра вала d_e (рис. 19.10, а). При иных условиях возможно обратное сочетание этих диаметров, т.е. $d_f < d_e$ (рис. 19.10, б, в) и в этих случаях следует предусмотреть участки выхода фрезы, нарезающей зубья. Диаметр D_f фрезы принимается в зависимости от модуля m (табл. 19.8), а участки выхода фрезы $l_{вых}$ определяются графически.

Использование врезных шестерен желательно избегать, т.к. это затрудняет зубофрезерование, бочкообразное шевингование и шлифование.

Врезание следует исключать совсем или уменьшать, в частности, положительным смещением, повышающим прочность зубьев на излом. При этом смещение ограничивается коэффициентом торцевого перекрытия ε_α или заострением зубьев (см. гл. 3).

Шевронные зубчатые шестерни предпочтительно выполнять с дорожкой между ними (рис. 19.11) для выхода червячной фрезы. Ширину дорожки a следует назначать в соответствии с табл. 19.9.

Для обеспечения необходимой жесткости вала, выполненного за одно целое с конической шестерней и требуемого ресурса его подшипников необходимо выполнение условия – диаметр шейки вала под подшипник d_n должен быть равен примерно ширине венца конической шестерни b (рис. 19.12). Запечик ($\Delta=3...5$ мм) служит для завода губок съемника при демонтаже подшипника, а его диаметр не должен препятствовать свободному выходу режущего инструмента при нарезании зубьев шестерни. Участок вала между его шейками под подшипники одного диаметра по технологическим соображениям имеет несколько меньший диаметр, а расстояние между ними должно быть определено с учетом типа подшипников (см. гл. 18, рис.18.22).

Таблица 19.8

Наружный диаметр фрез для нарезания зубьев (рис. 19.10, б, в)

Модуль m , мм	2...2,25	2,5...2,75	3...3,75	4...4,5	5...5,5	6...7
D_ϕ фрезы, мм, при степени точности 7	90	100	112	125	140	160
при степени точности 8...10	70	80	90	100	112	125

Таблица 19.9

Ширина дорожки a , мм для выхода фрезы (рис. 19.11)

	Модуль m_n , мм									
β , град	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	10,0
20	28	32	36	40	46	52	60	68	75	90
30	32	37	42	47	52	58	67	75	82	100
40	35	40	45	50	55	63	72	82	90	108

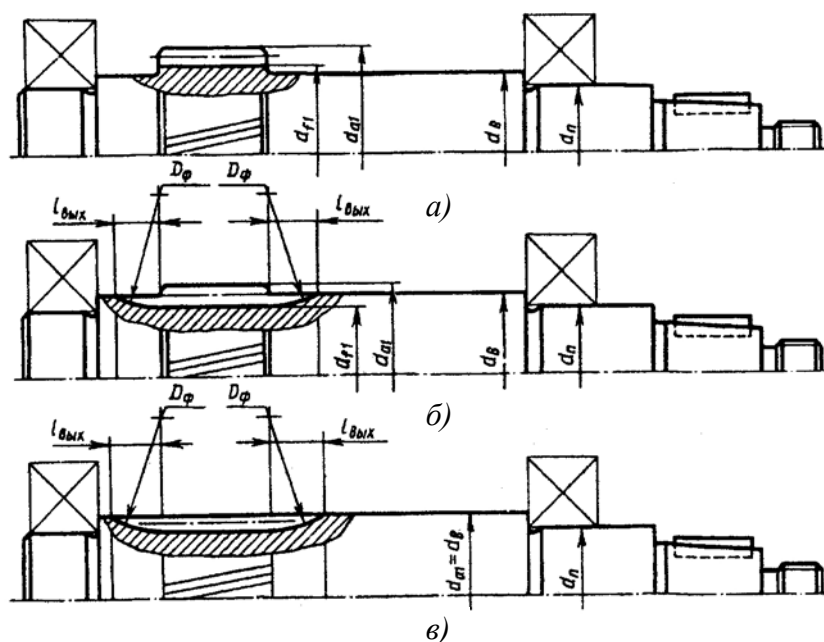


Рис. 19.10. Конструкция вала – шестерни цилиндрической зубчатой передачи

При мелкосерийном производстве заготовкой для вала обычно служит круглый прокат, при серийном и массовом производстве – штампованные заготовки.

Точность изготовления вала определяется точностью выполнения его размеров, формы и расположения его поверхностей. Допуски на посадочные участки вала назначаются в зависимости от посадок отдельных деталей. Отклонения на свободные размеры обычно принимаются по 14-му квалитету.

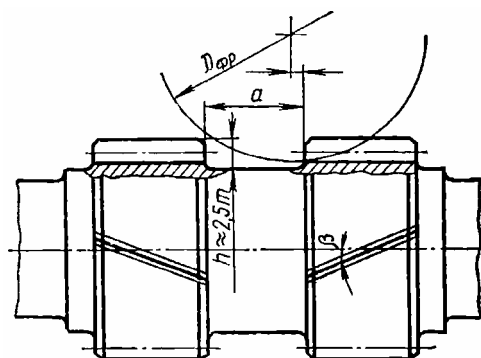


Рис. 19.11. Конструкция вала – шестерни шевронной зубчатой передачи

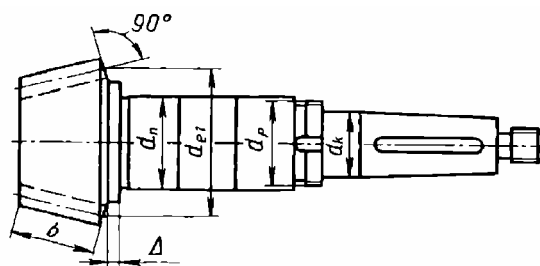


Рис. 19.12. Конструкция вала – шестерни конической зубчатой передачи

Термообработке обычно подлежат поверхности валов при расположении на них подвижных в осевом направлении зубчатых колес, а также валов часто разбираемых узлов. Участки валов, охватываемые манжетами, обычно подвергаются закалке до твердости 40...45 HRC с последующим полированием.

19.2. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Конструкцию стального зубчатого колеса выбирают в зависимости от его размеров, масштабов производства и конкретных условий завода-изготовителя.

Основные параметры зубчатых колес (число зубьев, модуль, диаметр, ширина зубчатого венца) определяются при расчете передачи. Ниже рассматриваются вопросы, связанные с конструктивной формой зубчатых колес.

Форма зубчатых колес в большинстве случаев определяется главным образом в зависимости от способа получения заготовки, выбор которого связан с принятым материалом, полученными из расчета размерами и масштабом их производства.

Шестерни изготавливаются вместе с валом (вал - шестерня) либо отдельно от него, если это вызвано соответствующими причинами и возможно конструктивно (см. ф-лу 18.8).

Конструирование вала-шестерни рассмотрено в разделе 19.1.

Наибольшее распространение получило нарезание зубьев червячными фрезами. Обработка зубчатых колес долбяками обычно производится при изготовлении колес с внутренними зубьями или неразъемных блочных шестерен с внешними зубьями.

19.2.1. Цилиндрические зубчатые колеса

В индивидуальном и мелкосерийном производствах колеса малых размеров с наружным диаметром $d_a < 150...200$ мм изготавливаются из круглого проката (рис. 19.13, а, б), а при $d_a > 150...200$ мм из поковок (19.13, в). Для уменьшения объема обработки базовых поверхностей на торцах колес выполняются небольшие проточки, которые обычно при $d_a < 80$ мм могут отсутствовать.

В мелкосерийном производстве для получения заготовок малых и средних размеров наряду со свободной ковкой применяется штамповка в односторонних штампах, а при больших размерах - преимущественно литье.

Штамповка в односторонних подкладных штампах позволяет значительно уменьшить расход металла и объем механической обработки. Рациональная форма колес при этом обеспечивает глубокую одностороннюю выемку, а выступающая часть ступицы располагается со стороны подкладного штампа (рис. 19.14, а, б).

В среднесерийном, крупносерийном и массовом производствах заготовки колес больших и средних размеров ($d_a \leq 600$ мм) получают преимущественно штамповкой в двухсторонних подкладных штампах, а больших размеров - литьем. Штамповка обеспечивает высокую производительность и максимально приближает форму заготовки к форме готовой детали (рис. 19.15, а, б). Заготовка получает достаточно чистую поверхность и не требует механической обработки нерабочих поверхностей.

Для свободной выемки заготовок из штампа должны быть предусмотрены штамповочные уклоны γ и радиусы закруглений R .

Конструкция штампованных колес на рис. 19.16, а, б при увеличении массы по сравнению с изображенной на рис. 19.15 улучшает условия пластической деформации металла, снижает виброактивность и связанные с этим шумовые характеристики передачи, в связи с чем находит все большее распространение в современном редукторостроении.

При этом в зависимости от соотношения размеров колес выемки в дисках оформляются одной дугой радиуса R_1 (рис. 19.16, а) или двумя дугами радиуса R_1 и отрезком прямой (рис. 19.16, б).

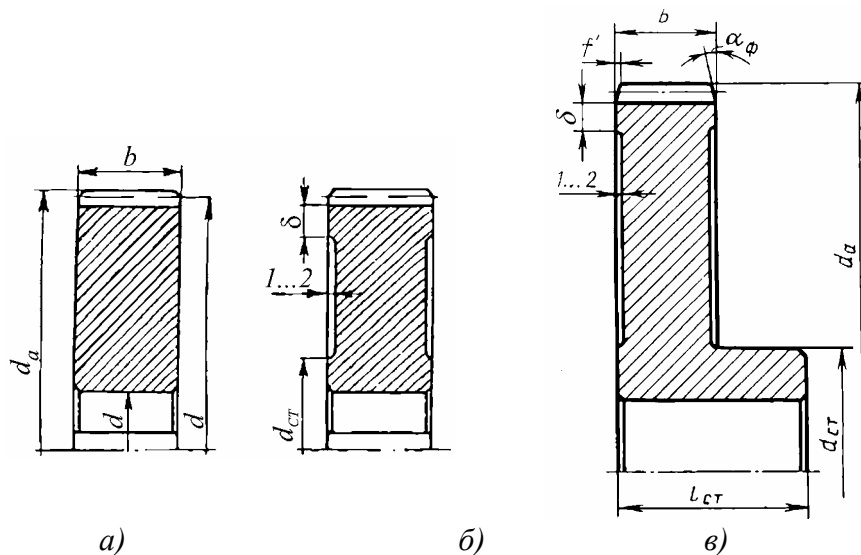


Рис. 19.13. Конструкции цилиндрических зубчатых колес из проката и поковок

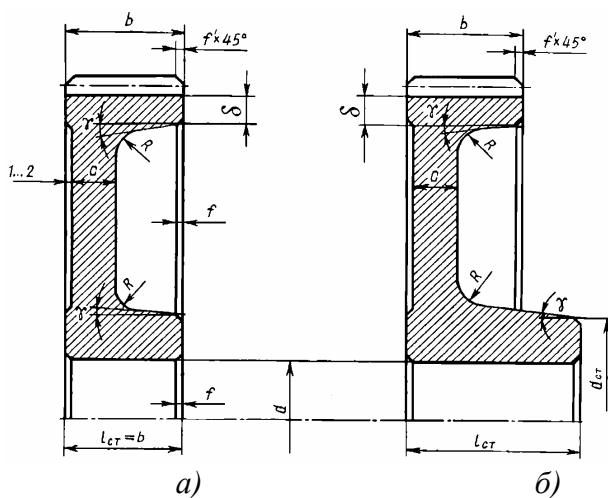


Рис. 19.14. Конструкции штампованных цилиндрических зубчатых колес при односторонней штамповке

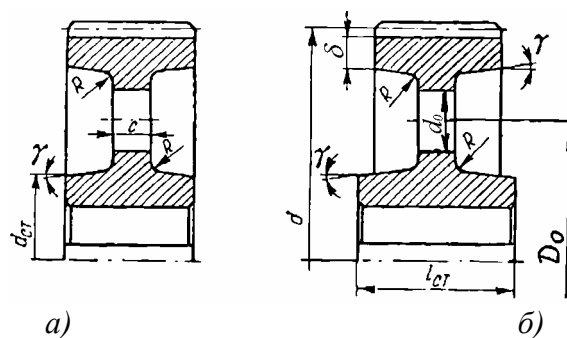


Рис. 19.15. Конструкции штампованных цилиндрических зубчатых колес при двухсторонней штамповке

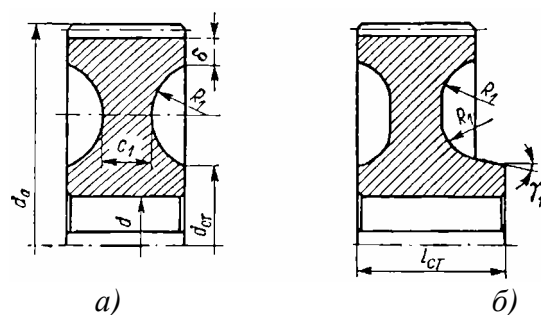


Рис. 19.16. Конструкции штампованных цилиндрических зубчатых колес для редукторов

Конструкции литых цилиндрических зубчатых колес приведены на рис 19.17 и выполняются: при $d_a \leq 800\text{мм}$ и $b \leq 150\text{мм}$ - однодисковыми несимметричными (рис. 19.17, а); при $d_a \leq 2000\text{мм}$ и $b \leq 250\text{мм}$ - однодисковыми симметричными (рис. 19.17, б) а при $b > 250\text{мм}$ - двухдисковыми (рис. 19.17, в).

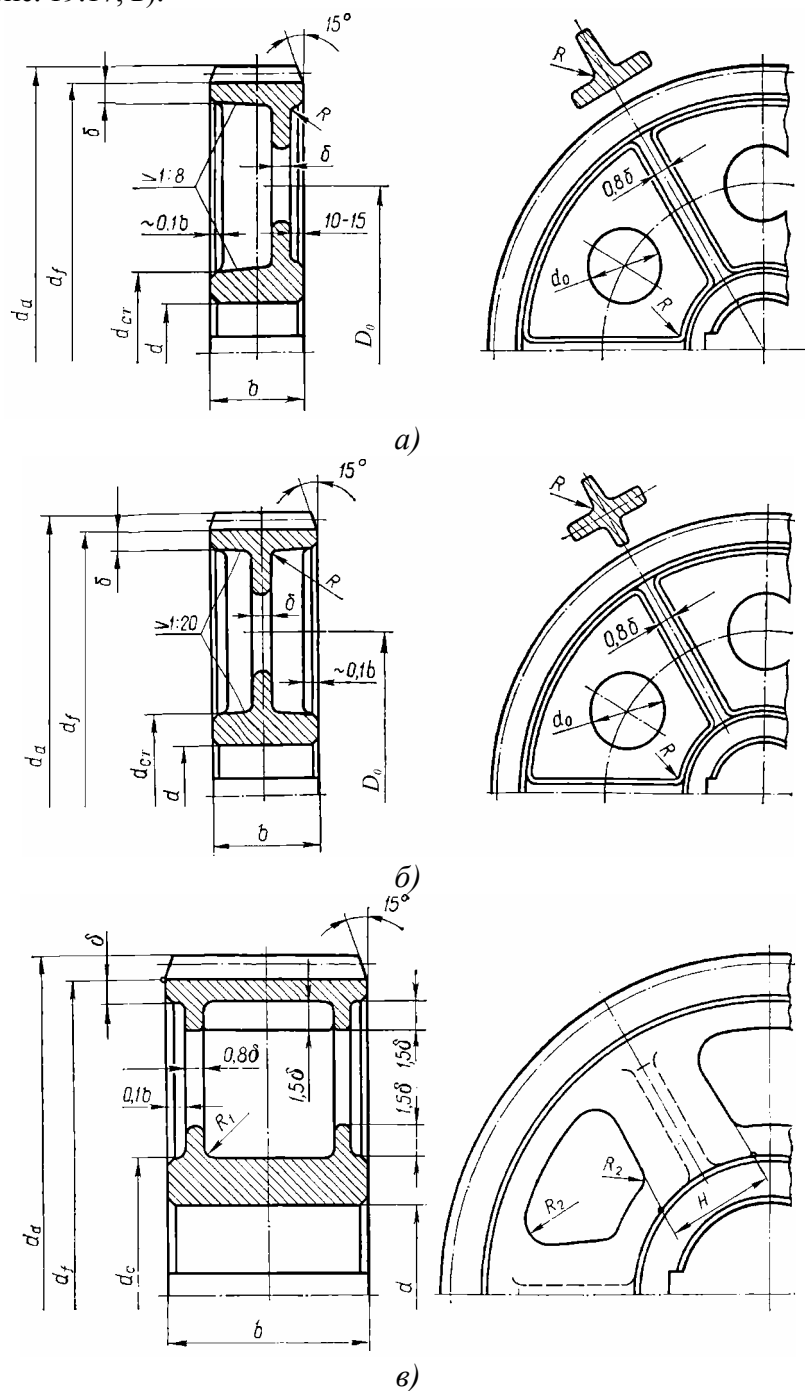


Рис. 19.17. Конструкции литых цилиндрических зубчатых колес

Соотношения размеров основных конструктивных элементов цилиндрических зубчатых колес, приведенных на рис. 19.13-19.17, определяются по табл. 19.10.

Таблица 19.10

**Соотношения размеров основных конструктивных элементов
цилиндрических зубчатых колес**

	Колеса из круглого проката (рис. 19.13)	Кованые и штампованные колеса (рис. 19.14 -19.16)	Стальные литые колеса (рис. 19.17)
d_{cm}	При шпоночном соединении		
	$(1,5...1,7)d$		$(1,5...1,6)d$
	При шлицевом соединении		
	$(1,4...1,5)d$		-
l_{cm}	При шпоночном соединении		
	b	$(0,8...1,6)d$	
	При шлицевом соединении		
	b	$(0,8...1,4)d$	-
δ	-	$(2...3)m_n \geq 0,02d$	$2,5m_n + 2\text{мм}$
c	-	$(0,2...0,3)b$	δ
c_1	-	$(0,4...0,5)b$	-
R	-	$5...7\text{ мм}$	δ
R_1	-	$\geq 20\text{ мм}$	$0,8\delta$
R_2	-	-	$1,5\delta$
H	-	-	$0,5 d_{cm}$
γ	-	$5...7^\circ$	-
γ_1	-	$\geq 12^\circ$	-
D_0	-	$\sim 0,5(d_a + d_{cm})$	
d_0	-	$\sim (D_0 - d_{cm})/(3...4)$	

Шевронные зубчатые колеса отличаются от других цилиндрических колес увеличенной шириной и обычно изготавливаются с канавкой посередине, предназначенной для выхода червячной фрезы (рис. 19.18).

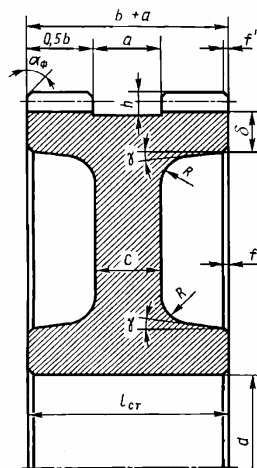


Рис. 19.18. Конструкция шевронных цилиндрических зубчатых колес

Приблизительно размер канавки определяется по отношению a/m_n (табл. 19.11).

Таблица 19.11

Отношение a/m_n

Модуль m , мм	2	3	4	5	6
a/m_n	15	14	13	12	10

Размеры остальных конструктивных элементов шевронных колес принимаются:

$$l_{cm} = b + a; \delta = 4m_n + 2 \text{ мм}; h = 2,5 m_n; c = (0,3...0,35) \cdot (b + a).$$

Колеса с внутренними зубьями нарезаются долбяком на зубодолбежных станках (рис.19.19). При этом закрытая конструкция колеса с диском и ступицей должна иметь канавку для выхода долбяка. Диаметр долбяка D_e и размеры канавки приведены в табл. 19.12.

Таблица 19.12

Диаметр долбяка и минимальные размеры канавки для его выхода, мм (рис. 19.19)

Модуль m	1,5	1,75	2,0	2,25	2,5	2,75	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0
D_e	54	56		54	55		60	112	110	120	144
a	5				6				7	8	9
h	2,5 m										

Примечание. Для косозубых колес a увеличивается на 20...30% .

Примечание. Для косозубых колес a увеличивается на 20...30%.

Размеры основных конструктивных элементов d_{cm} , l_{cm} , δ колес внутреннего зацепления принимаются аналогично как и для колес внешнего зацепления, а толщина диска $C = (1,2...1,5)\delta$.

Вариант расположения ступицы в соответствии с рис. 19.19,а принимается, если она не мешает размещению шестерни, зацепляющейся с колесом, и долбяка при нарезании зубьев. В противном случае вариант расположения ступицы принимается по рис. 19.19,б.

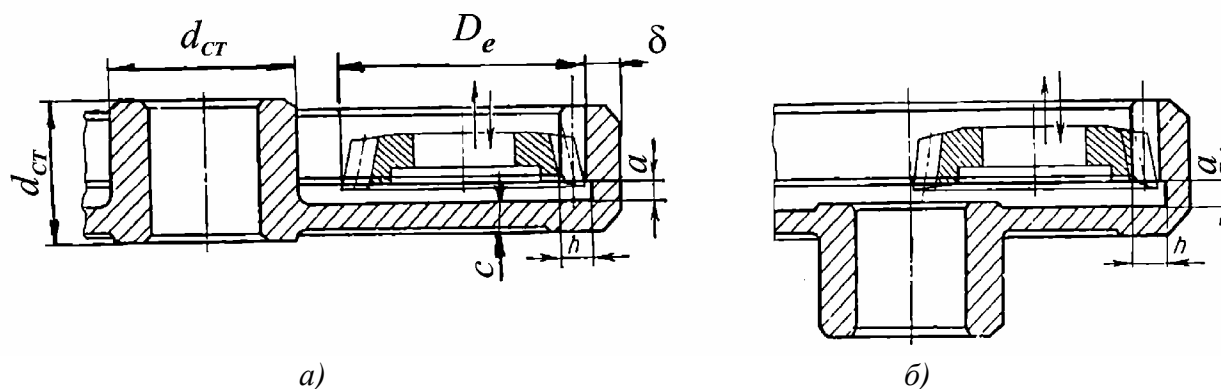


Рис. 19.19. Конструкции цилиндрических зубчатых колес внутреннего зацепления

После нарезания зубчатых колес с острых кромок на вершинах и торцах зубьев должны быть сняты фаски. На торцах зубчатого венца выполняются фаски размером $f' = (0,5...0,7)m$, которые округляются до стандартного значения. На прямозубых зубчатых колесах фаски выполняются под углом $\alpha_\phi = 45^\circ$, на косозубых и шевронных колесах при твердости рабочих поверхностей $H \leq 350\text{HB}$ - под углом $\alpha_\phi = 45^\circ$, а при $H > 350\text{HB}$ - под углом $\alpha_\phi = 15...20^\circ$ (рис. 19.13, в).

Острые кромки на торцах ступицы и обода выполняются с фасками, размеры которых f принимаются по табл. 19.13.

Таблица 19.13

Размеры фасок, мм

d	20...30	30...40	40...50	50...80	80...120	120...150	150...250	250...500
f	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0

Технологическими базовыми поверхностями при нарезании зубьев являются поверхность центрального отверстия и торцы зубчатого венца. Торцы ступицы являются сборочной базой, определяющей точность относительного расположения деталей на валу.

Для обеспечения точности изготовления зубчатых колес нормируются погрешности размеров, формы и расположения базовых поверхностей заготовки (см. гл.31). Шерохова-

тость поверхности базового отверстия и рабочих поверхностей зубьев назначаются в зависимости от степени точности колес.

19.2.2. Блоки зубчатых колес

Конструкции цельных блоков зубчатых колес, перемещаемых вдоль оси вала, приведены на рис. 19.20.

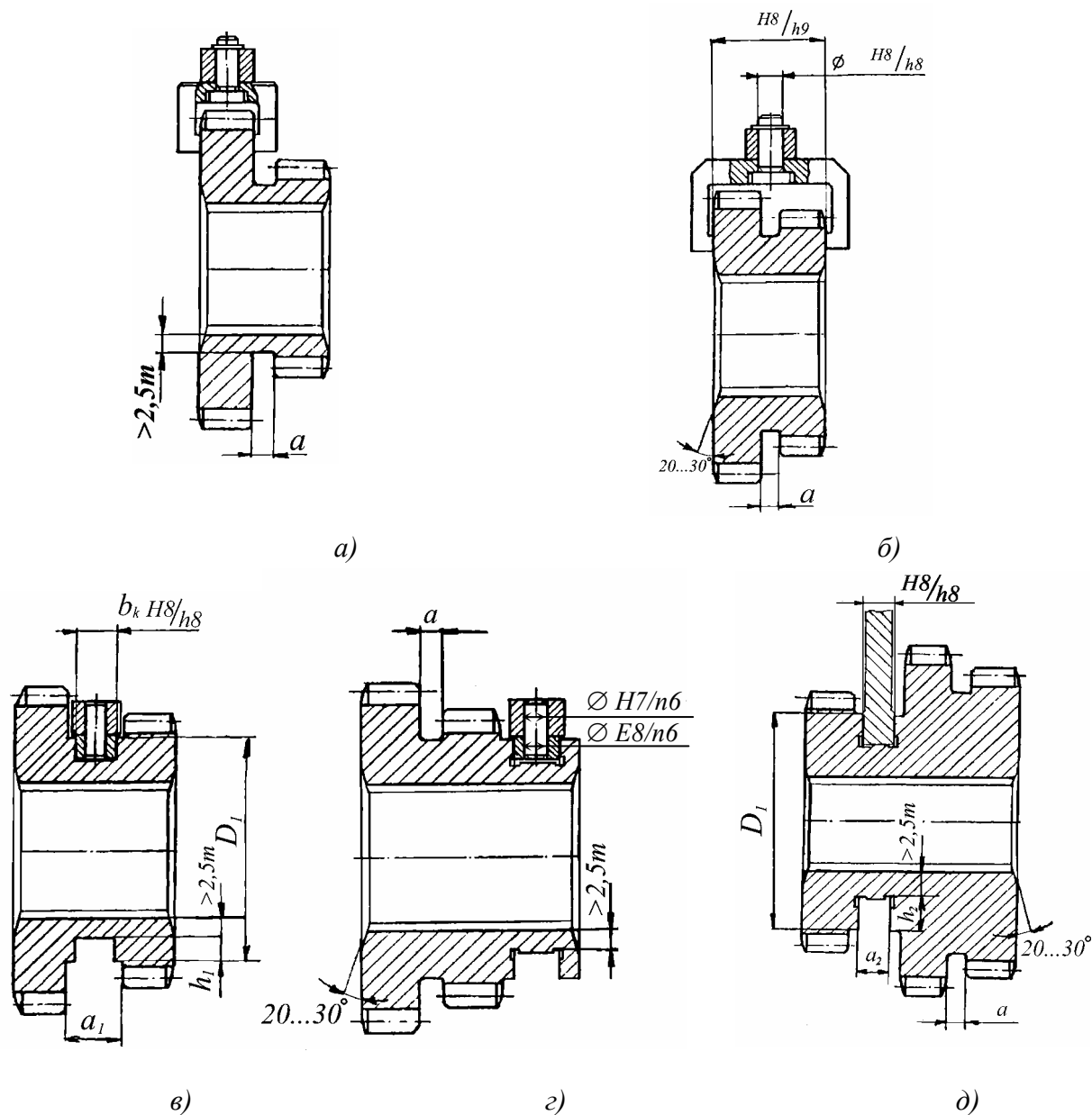


Рис. 19.20. Конструкции цельных блоков

Отличительными их особенностями являются наличие рабочих поверхностей под элементы механизма передвижения колес и закругления торцов зубьев по их высоте для облегчения включения передвигаемых колес с сопряженными неподвижными.

Выбор расстояния между зубчатыми венцами цельного блока (изготовленного из одной заготовки) зависит либо от технологии изготовления зубьев или от конструкции механизма переключения колес.

Ширина проточки a (рис. 19.20, а, б, г, д) должна быть достаточной для выхода долбяка или шевера (табл. 19.12).

Управление блоками осуществляется рычагом черезвилку “в обхват” одного или двух зубчатых венцов блока (рис. 19.20, а, б), сухарями различной конструкции (рис. 19.20, в, г), или ползуном с реечным приводом (рис. 19.20, д).

Если при схеме управления по рис 19.20,а разница в диаметрах соседних зубчатых венцов незначительна, то ширина проточки между ними должна быть достаточной для размещения вилки и составлять не менее 10мм. При схеме управления по рис 19.20,в расстояние между венцами блока $a_1 \geq b_k + (4...6)\text{мм}$ и глубина проточки $h_1 = H + 0,5\text{ мм}$, где b_k - размер сухаря из ряда: 10,12,16 мм; H - высота сухаря. Увеличение значения a_1 против рекомендуемого значения определяется конструктивно из условия, чтобы при переключении колес рычаг не задевал их венцы. При значительном размера a_1 в этом случае более предпочтительным является перенос паза под камень к краю одного из зубчатых венцов (рис.19.20, г).

В случае управления блоком (обычно тройным) ползуном с реечным приводом (рис.19.20, д) расстояние между зубчатыми венцами в месте его расположения $a_2 \cong 8...15\text{ мм}$, а глубина паза $h_2 \cong 6...10\text{ мм}$.

На приведенных схемах диаметр $D_1 \leq d_f - 0,5\text{ мм}$, где d_f - диаметр впадины меньшей шестерни. Более подробно конструирование механизмов управления рассмотрено в гл. 25.

Фаски на торцах шлицевых отверстий выполняются под углом $\alpha_f = 20^\circ...30^\circ$ с условием, что их наибольший диаметр превышает наружный диаметр отверстия.

При изготовлении зубчатых венцов 5-ой, 6-ой и частично 7-ой степеней точности должно предусматриваться их шлифование. При этом между зубчатыми венцами требуется широкая канавка для выхода шлифовального круга и, следовательно, большие осевые размеры блоков зубчатых колес. Обычно в этом случае для уменьшения этих размеров блоки изготавливаются составными с применением шпоночного соединения (рис. 19,21, а, б), либо свертными с применением мелкой резьбы, выполненной по грубому классу точности 7G/8d (рис.19.21, в). В последнем случае обеспечивается удобное регулирование расстояния между шестернями блока.

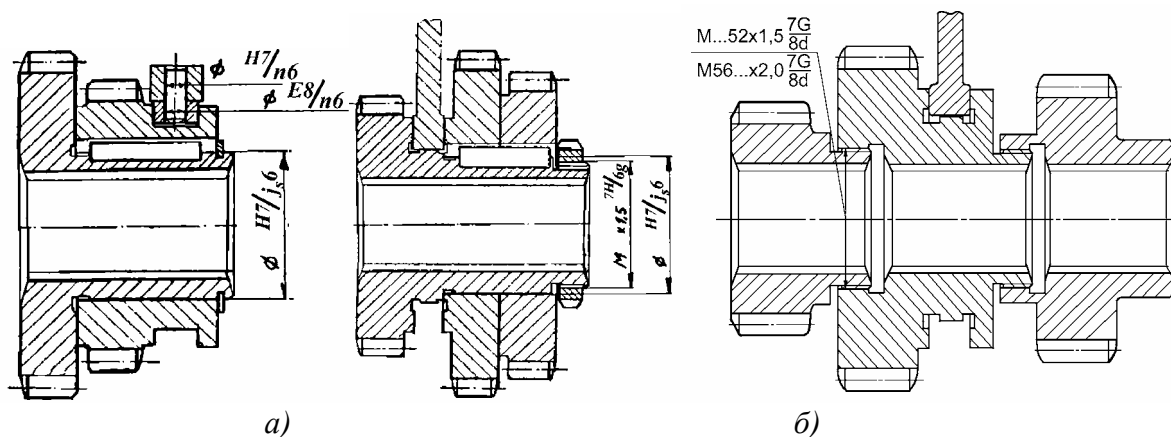


Рис. 19.21. Конструкции составных блоков

Зубья каждого из колес блока шлифуются отдельно. Предохранение от осевого смещения насаживаемых колес осуществляется с помощью упорного пружинного кольца (табл. П.45), либо с помощью круглой шлицевой гайки (табл. П.34) и стопорной шайбы (табл. П.50).

В последнее время для сборки блоков используется клеевое соединение при наличии на сопряженных поверхностях для лучшего сцепления винтовых канавок разного направления.

19.2.3. Конические зубчатые колеса

В одиночном и мелкосерийном производстве конические колеса при диаметре $d_{ae} \leq 120\text{ мм}$ изготавливаются из прутка, а при $d_{ae} \leq 500\text{ мм}$ - из поковки. В крупносерийном и мас-

совом производстве колеса изготавливаются из штампованных заготовок. При больших диаметрах конические колеса выполняются литыми, а при диаметре $d_{ae} \geq 200$ мм с целью экономии дорогостоящих сталей колеса иногда выполняются составными.

В табл. 19.14 приведены соотношения размеров основных конструктивных элементов конических зубчатых колес (рис. 19.22, а, б).

Таблица 19.14

Соотношения основных размеров конических зубчатых колес

Параметр	Кованные и штампованные колеса	Стальные литые колеса
d_{cm}	$(1,5...1,6)d$	$(1,6...1,8)d$
l_{cm}	$(0,9...1,3)d$	
s	$(1,8...1,3) m_{te} \geq 10$ мм	$(3...4) m_{te} \geq 10$ мм
c	$(0,2...0,4)b$	$(0,2...0,3)b$

Примечание. m_{te} - внешний окружной модуль.

Шестерни небольших диаметров при угле делительного конуса $\delta > 35^\circ$ имеют зубчатый венец, ограниченный со стороны вершины конуса конической поверхностью (рис. 19.23, а), а при $\delta \leq 35^\circ$ плоскостью (рис. 19.23, б).

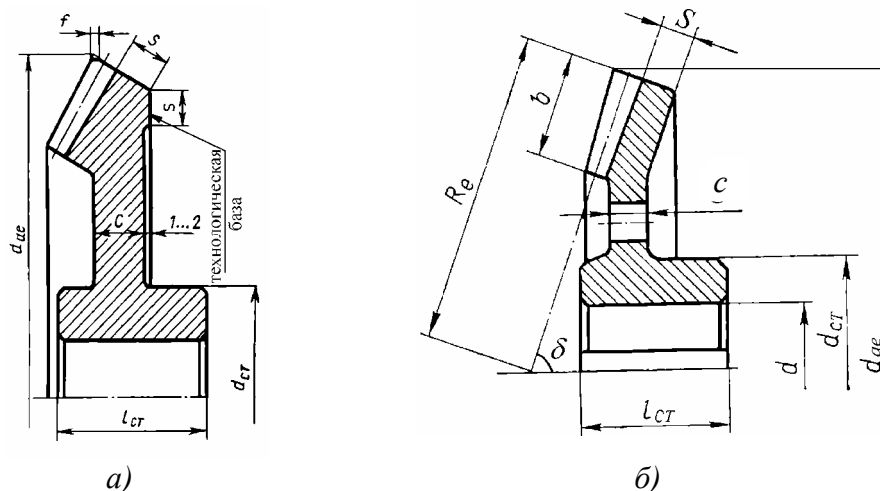


Рис. 19.22. Конструкции кованных и штампованных конических зубчатых колес

При любой форме колес внешние углы зубьев притупляются фаской $f \approx 0,5 m_{te}$ при их обработке по внешнему диаметру d_{ae} параллельно оси посадочного отверстия.

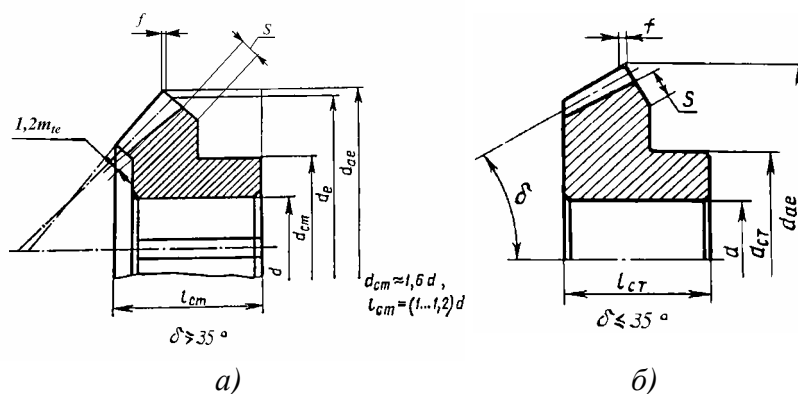


Рис. 19.23. Конструкции конических зубчатых колес малых диаметров

Для конических колес с круговыми зубьями, нарезаемых резцовыми головками, должен быть предусмотрен при установке заготовки на оправке свободный выход инструмента, контролируемого размером $a \geq 0,5 m_{te}$ (рис. 19.24).

В составных конических колесах венец крепится к центру болтами, установленными без зазора (рис. 19.25), или заклепками.

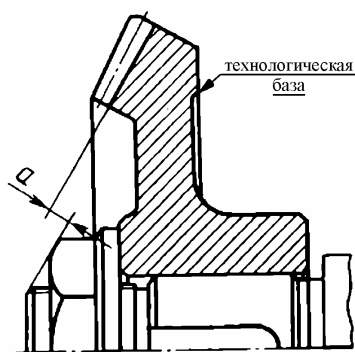


Рис. 19.24. Коническое колесо с круговыми зубьями на оправке

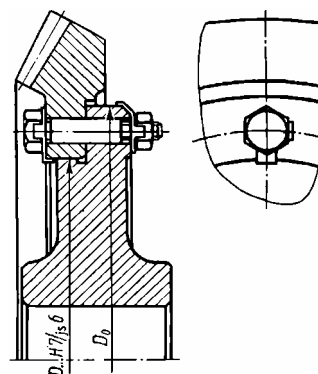


Рис. 19.25. Конструкция сборных конических зубчатых колес

Опорный фланец на центре за счет своего расположения должен воспринимать осевое усилие в зацеплении, а центрирование по диаметру D является более технологичным и обеспечивает более высокую точность.

19.3. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЧЕРВЯКОВ И ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС

Основные размеры, материал и термообработка червяков и червячных колес определяются при расчете передачи и они в существенной степени влияют на специфику их конструирования.

19.3.1. ЧЕРВЯКИ

Червяки выполняются стальными и в большинстве случаев за одно целое с валом (цельный червяк) либо отдельно (насадной червяк).

В случае цельного червяка заготовкой служит круглый прокат, поковка или штамповка. Длина нарезной части b определяется из расчета передачи (табл.4.12), а расстояние между опорами (по возможности минимальное) и диаметр вала в месте установки подшипников - в процессе эскизного проектирования (см. гл. 18).

При конструировании цельного червяка желательно обеспечивать свободный выход инструмента при нарезании его витков (рис. 19.26, а, б), что позволяет вести их обработку фрезерованием либо резцом на токарном станке, а также обеспечивает возможность шлифования витков вследствие свободного выхода шлифовального круга. Если при этом высота запечиков недостаточна для упора подшипников, их выполняют в соответствии с рис.19.26,б.

При относительно малом диаметре червяка для повышения жесткости вала он выполняется по схеме на рис. 19.26, в. При этом по обеим сторонам полной нарезки b предусматривают участки для выхода инструмента длиной l в зависимости от размеров инструмента.

При относительно длинных валах сложной конструкции, а также с целью экономии дорогостоящих легированных сталей более предпочтительным является вариант выполнения червяка отдельно от вала (коэффициент диаметра червяка при этом $q \geq 12$).

Насадные червяки в большинстве случаев соединяются с валом призматической шпонкой (рис. 19.27). В осевом направлении с одной стороны червяк обычно фиксируется уступом или буртом вала, а с другой - гайкой (возможно через распорную втулку).

Торцы червяков выполняются с большими фасками под углом 20° к торцу.

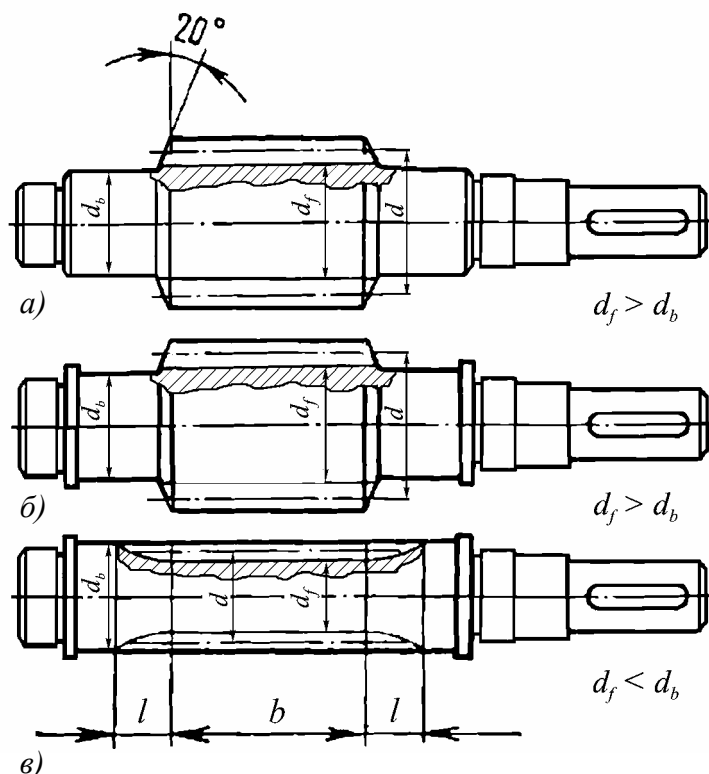


Рис.19.26 Конструкция червяков, выполняемых за одно целое с валом

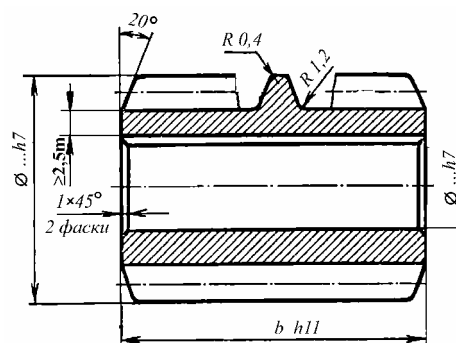


Рис. 19.27. Конструкция насадного червяка

19.3.2. ЧЕРВЯЧНЫЕ КОЛЕСА

Червячные колеса закрытых передач обычно выполняются составными : центр из серого чугуна (реже из стали), а зубчатый венец из антифрикционного материала (бронза, латунь).

При единичном и мелкосерийном производствах зубчатые венцы соединяются с центром с гарантированным натягом по посадке: $H7/p6$, $H7/r6$, $H7/s6$ (бандажированная конструкция), как показано на рис.19.28 и 19.29, либо при больших диаметрах колес ($d_{ам} \geq 400$ мм) используется конструкция червячных колес, собираемая с помощью крепежных болтов (рис.19.30).

При первом варианте для предупреждения смещения венца относительно центра предусматривается дополнительное крепление винтами или цилиндрическими шпонками (штифтами).

Наличие упорного бурта на посадочной поверхности позволяет более точно фиксировать венец относительно центра при запрессовке, а его положение должно быть выбрано из условия восприятия им осевого усилия (рис. 19.28, а).

При малых диаметрах червячных колес ($d_{ам} \leq 200$ мм) соединение венца с центром может выполняться по гладким цилиндрическим поверхностям (без бурта), что упрощает

конструкцию и технологию изготовления деталей, а винты располагаются при этом с обеих сторон в шахматном порядке со смещением их относительно друг друга на 45° (рис. 19.28, б). Возможные при этом неточности сборки устраняются последующей обработкой поверхностей после сборки.

Вместо винтов иногда используются болты, которые ввертываются в стыкуемые поверхности до отказа, а затем их выступающая часть срезается (рис. 19.28, в). Отверстия под винты сверлятся и нарезаются в сборе, при этом центр отверстия смещается в сторону одной из деталей на 2...3мм, обычно более твердой. Так как модули упругости чугуна и бронзы близки, то при центре из чугуна такое смещение не обязательно. Количество винтов принимается от 3 до 8. Для мало нагруженных передач при небольших диаметрах червячных колес допустимо отсутствие этих винтов. На рис.19.29 показана бандажированная конструкция червячного колеса при относительно большом его диаметре с литым чугунным центром.

При втором варианте крепление венца к центру осуществляется призонными (устанавливаемыми без зазора) болтами с диаметром $d_\delta = 0,04 d_{ам}$ в количестве от 4 до 8.

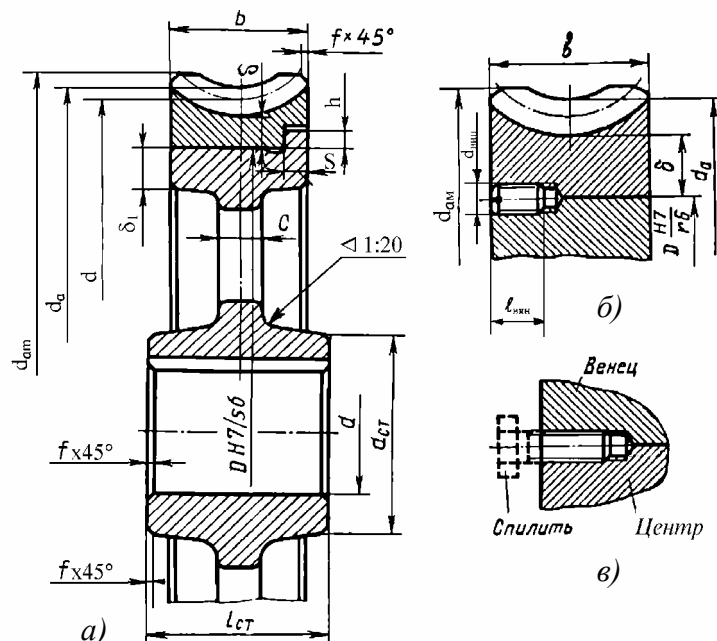


Рис. 19.28. Конструкция бандажированного червячного колеса

В конструкции, показанной на рис.19.30, для уменьшения коробления зубчатого венца при повышении температуры фланец располагается симметрично по отношению к венцу. Центрирование венца осуществляется по диаметру D с использованием переходной посадки, а после установки призонных болтов сопряжением их стержней с отверстиями венца.

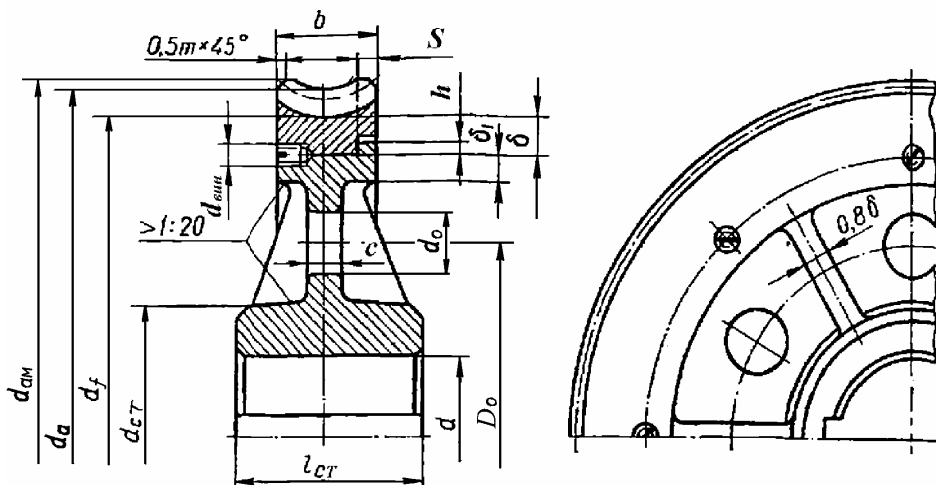


Рис. 19.29. Конструкция червячного колеса с литым чугунным центром

Углы по краям зубьев притупляются скруглением (рис.19.31,а) или более предпочтительно фаской (рис. 19.31,б). Червячные колеса обычно не требуют балансировки из-за малых скоростей вращения, в связи с чем нерабочие поверхности венца, диска и ступицы центра оставляются необработанными и выполняются конусными с большими радиусами закруглений.

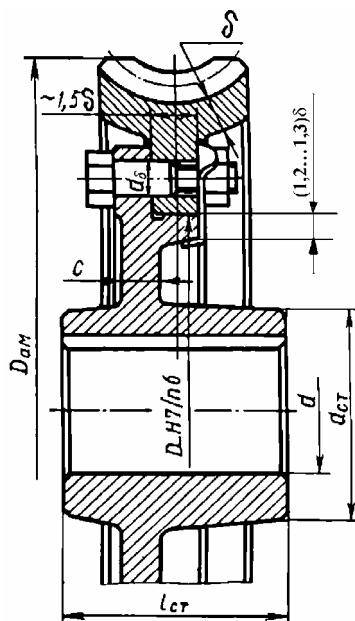


Рис.19.30. Конструкция сборного червячного колеса

В средне и крупносерийном, а также в массовом производстве обычно используется составная литая биметаллическая конструкция колес (рис. 19.32), у которых бронзовый венец наплавляется на центр из чугуна или стали в процессе отливки в кокиль. Для повышения надежности соединения на поверхности обода центра предусматриваются различной формы пазы и выступы, увеличивающие сцепление венца с центром, как в окружном, так и в осевом направлениях. Размеры пазов приведены на рис.19.32,а. Вариант биметаллической конструкции колеса с круглым желобом и поперечинами канавками (рис.19.32,б) позволяет экономить бронзу при большом значении ширины зубчатого венца.

Толщина наплавленного венца $\delta \geq 2,5 m$, где m - модуль зацепления.

Механическая обработка и нарезание зубьев червячного колеса производятся после соединения венца с центром вне зависимости от его варианта.

Соотношение размеров основных конструктивных элементов червячных колес приведены в табл. 19.15.

Таблица 19.15

**Соотношение размеров основных конструктивных элементов
червячных колес**

	Стальной центр	Чугунный центр
$d_{ср}$	$(1,6...1,8) d$	$1,6 d$
$l_{ср}$	$(1,2...1,8) d$	$1,2 d$
δ	$(2,0...2,5) m \geq 10\text{мм}$	$(2,0...2,5) m \geq 10\text{мм}$
δ_1	$(1,2...1,3) \delta$	$0,3 b$
C	$(0,2...0,35) b$	δ_1
h	$0,1 b$	$0,1 b$
S	$0,15 b$	$0,2 b$
$d_{вин}$	$(1,2...1,5) m$	$m+2$
$l_{вин}$	$(0,3...0,4) b$	$2,5 d_{вин}$
D_0, d_0	см. табл. 19.12	см. табл. 19.12

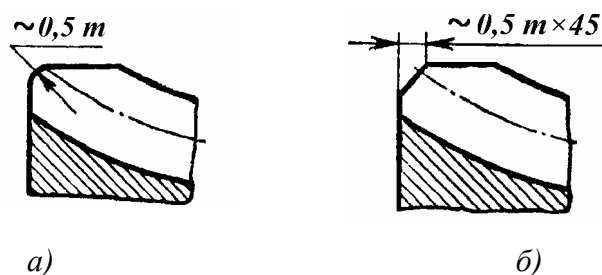


Рис.19.31.Выполнение участков зубьев у торцев червячных колес

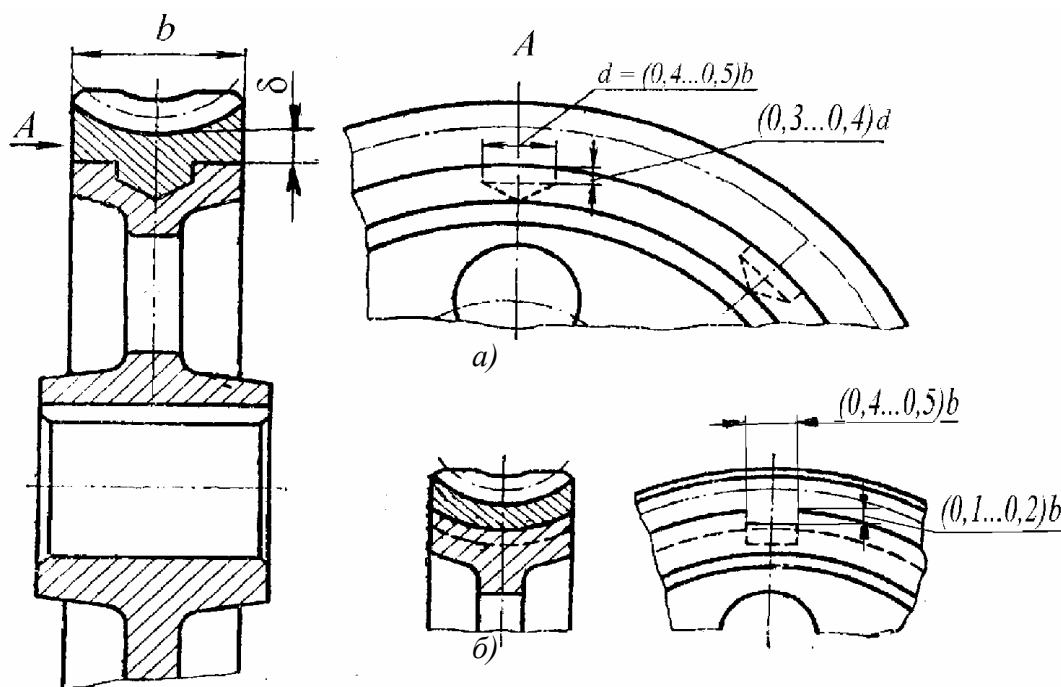


Рис.19.32.Конструкция биметаллического червячного колеса

19.4. КОНСТРУИРОВАНИЕ ШКИВОВ

Шкивы ременных передач изготавливаются в основном литыми из серого чугуна (СЧ15, СЧ20), стали (при окружных скоростях $v > 30$ м/с) или легких сплавов (для быстроходных передач). Возможно выполнение шкивов сварными (в индивидуальном производстве), а так же сварными из штампованных элементов.

Конструктивно шкивы для различных типов ременных передач отличаются друг от друга формой обода. Шкивы диаметром $d < 90$ мм обычно выполняются монолитными точечными с выступающей односторонней ступицей или без нее (рис.19.33,а). У шкивов большего диаметра обод соединяется со ступицей посредством диска. Диск может располагаться перпендикулярно к ступице и ободу (рис.19.33,б), либо под наклоном (в шкивах с диаметром $d > 200$ мм). Для уменьшения массы шкива и удобства транспортировки в диске выполняются отверстия, форма и количество которых могут быть различными. Шкивы с диаметром $d > 300$ мм изготавливаются обычно со спицами (рис.19.33,в).

Ступица может располагаться симметрично или несимметрично относительно обода шкива. В широких шкивах ступицу можно делать короче обода (рис.19.33,в).

Обод шкива, установленного на консольном участке вала, для уменьшения изгибающего момента следует располагать по возможности ближе к опоре, для чего он смещается в ее сторону относительно ступицы (рис.19.34).

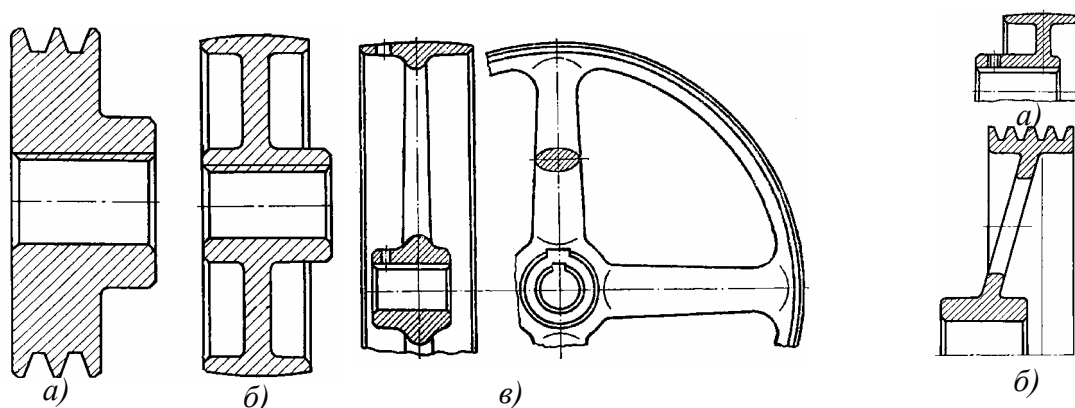


Рис.19.33.Возможные варианты конструкции шкивов

Рис.19.34.Конструкции шкивов со смещенным относительно ступицы ободом

Варианты выполнения ступиц шкивов для крепления на концах валов приведены на рис.19.35. Конические отверстия ступиц должны иметь паз под шпонку, цилиндрические – под шпонку или шлицы.

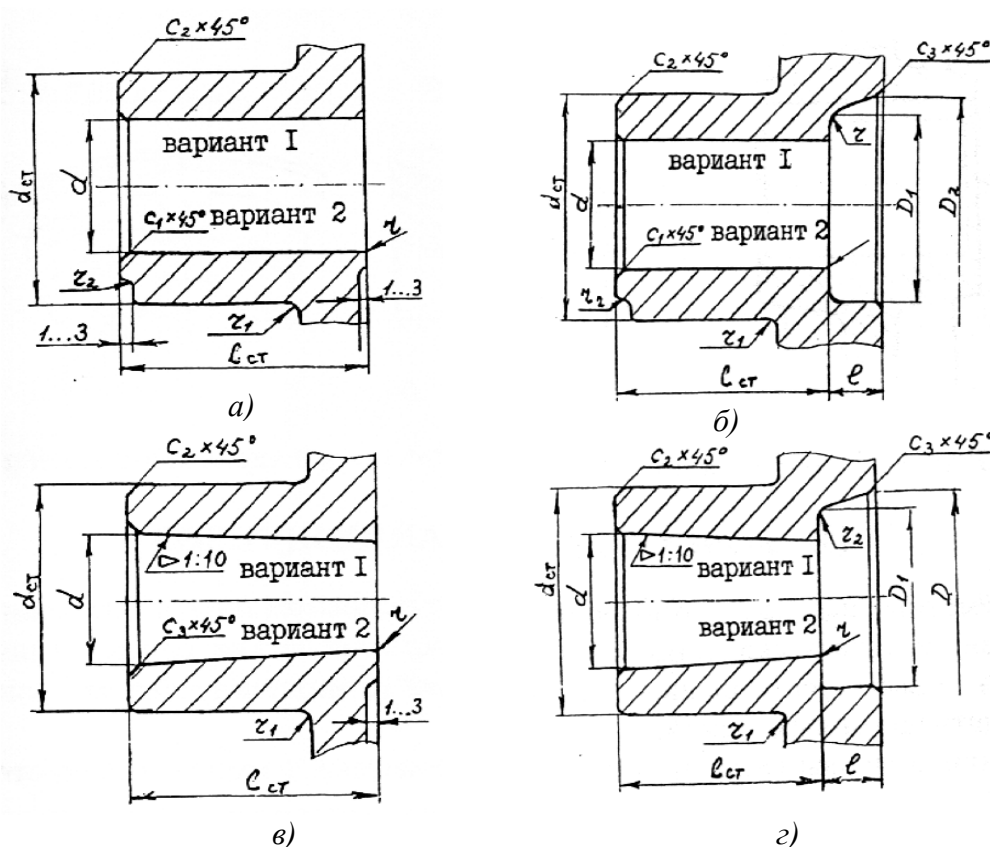


Рис.19.35.Варианты выполнения ступиц шкивов для крепления на концах валов

Стандартом регламентируются только диаметр и размеры обода шкивов.

Внешняя поверхность обода шкива плоскоременной передачи имеет форму цилиндра (рис.19.36,а). В быстроходных передачах внешняя поверхность обода выполняется сферической (рис.19.36,б) или с двумя конусами (рис.19.36,в), что способствует центрированию ремня на шкиве и применяется обычно на ведомом шкиве. Номинальное значение диаметра шкива выбирается в соответствии с рядом диаметров (см.табл.9.3.). Ширина обода B назначается в зависимости от расчетной ширины ремня b по табл.19.16.

Стрела выпуклости h в соответствии с рис.19.36,в принимается по табл.19.16, а по рис.19.36,б - по табл.19.17.

Размеры обода шкивов для клиновых и поликлиновых ремней (рис.19.37) зависят от числа и размеров канавок для ремней. Размеры канавок шкивов определяются по табл.9.20, а наружные диаметры шкивов для клиновых и поликлиновых ремней и ширина обода по формулам 9.55-9.57.

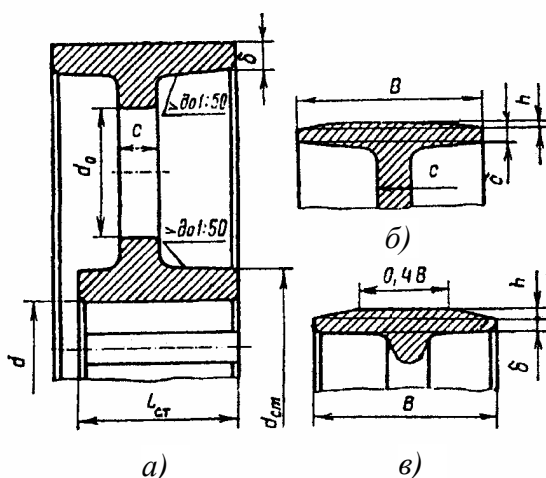


Рис.19.36. Конструкции шкивов плоскоремennых передач

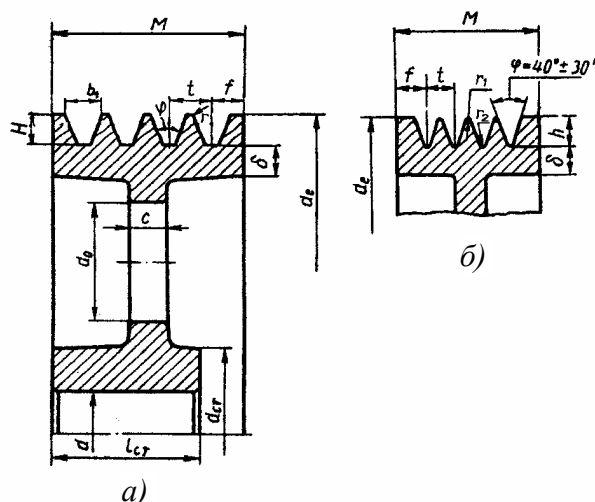


Рис.19.37. Конструкции шкивов для клиновых и поликлиновых ремней

Параметры впадин и выступов обода шкивов для зубчатых ремней с трапецидальным (рис.19.38) и полукруглым профилем зубьев приведены в табл.9.28 и 9.29, а наружные диаметры шкивов определяются по формулам 9.69.

Таблица 19.16

Ширина обода шкива B для плоского ремня и стрела выпуклости h (рис.19.36,в) в зависимости от ширины ремня b , мм (ГОСТ 17383).

b	10	16	20	25	32	40	50	63	71	80	90	100
B	16	20	25	32	40	50	63	71	80	90	100	112
h					1,0				1,5			
b	112	125	140	160	180	200	224	250	280	315	355	400
B	125	140	160	180	200	224	250	280	315	355	400	450
h	2,0		2,5				3,0					

Таблица 19.17

Стрела выпуклости h в зависимости от диаметра шкива d , мм (рис.19.36,б).

d	40...112	125...140	160...180	200...224	250...280	315...355
h	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0

Параметры основных конструктивных элементов шкивов для различных типов ремней приведены в табл.19.18.

Отверстия d_0 в количестве 4...6 выполняются возможно большего диаметра.

У медленно вращающихся шкивов обрабатываются только рабочие поверхности и торцы обода, а так же отверстие и торцы ступицы. Необработанные рабочие поверхности выполняются на конус.

При высоких скоростях шкивы балансируются. При этом обтачиваются все поверхности шкива и балансировка шкивов производится обычно путем сверления отверстий на торцах обода.

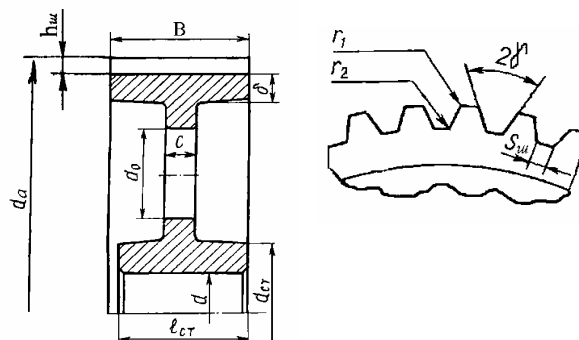


Рис.19.38. Конструкция шкива для зубчатых ремней

Таблица 19.18

Параметры основных конструктивных элементов шкивов для различных типов ремней.

Параметры			Тип ремня			
			плоский	клиновой	Поликлиновой	зубчатый
Ступица Рис.19.35	d_{cm}	чугунный шкив	$(1,7...2,2)d$ или $1,6d+10\text{мм}$			
		стальной шкив	$(1,5...1,8)d$ или $1,5d+10\text{мм}$			
	l_{cm}	при шпоночном соединении	$(1,5...2)d$			
		при шлицевом соединении	$>0,5d$			
	r_1		$3...10\text{ мм}$			
	r_2		$1...3\text{ мм}$			
	r_3		$3...5\text{ мм}$			
	$c_1=c_2$		$2...10\text{ мм}$			
	c_3		$2...5\text{ мм}$			
Обод Рис. 19.36-19.38	B		$(1,1...1,15)b$	—	—	$b+m$
	M		—	ф-ла (9.57)		—
	d_e		—	ф-ла (9.55)	ф-ла (9.56)	—
	d_a		—	—	—	ф-ла (9.69)
	t, f		—	табл.9.20		—
	H, b_f, h, φ		—	табл.9.20		—
	$h_w, S_w, 2\gamma$		—	—	—	табл.9.28
	r		—	$0,5...1,0$	—	—
	r_1, r_2		—	—	табл.9.20	табл.9.28
	δ	чугунный шкив ($\delta_{чв}$)	$0,02(D+2B)$	$(1,1...1,3)h$	$1,6h$	$1,5m+2\text{мм} \geq 6$
		стальной шкив (δ_{cm})	$0,8\delta_{чв}$			
Диск рис.19.36-19.38	c		$(1,2...1,3)\delta$			

Примечания : b - ширина плоского и зубчатого ремня; m - модуль зубчатого ремня; h - высота клинового ремня и высота выступа поликлинового ремня.

19.5. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗВЕЗДОЧЕК

Для цепных передач общего назначения звездочки изготавливаются из чугуна, а для обеспечения более высоких механических свойств в отношении прочности и износостойкости рабочих поверхностей из качественных или легированных сталей, марки которых и виды термообработки приведены в табл.8.6.

Звездочки обычно изготавливаются цельными (рис.19.39,а), а в некоторых случаях и сборными (рис.19.39,б,в).

Обод звездочки выполняется с одним или несколькими зубчатыми венцами в зависимости от типа цепи. Шаг цепи, число зубьев звездочки и число рядов цепи определяются в результате расчета передачи (см. гл.8).

Ступицы звездочек располагаются относительно обода симметрично или чаще несимметрично для уменьшения изгибающего момента за счет смещения зубчатого венца ближе к опоре. Конструктивное оформление ступиц звездочек, расположенных на концах валов,

аналогично оформлению ступиц шкивов (рис.19.35). Диск, соединяющий зубчатый венец и ступицу, выполняется гладким или с выточками у звездочек больших диаметров. Для облегчения в нем могут быть предусмотрены от 3 до 6 отверстий, размеры которых выбираются конструктивно.

У сборных звездочек диск соединяется со ступицей сваркой (рис.19.39,б), либо призонными (установленными без зазора) болтами (рис.19.39,в) с диаметром $d_8 = 0,04 d_e$, где d_e – наружный диаметр звездочки.

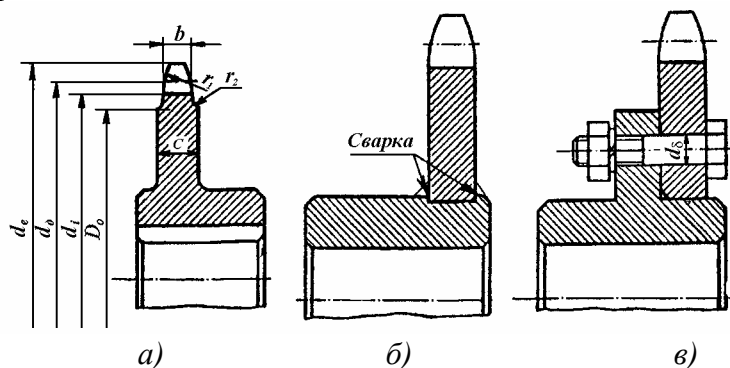


Рис.19.39.Конструкции звездочек

Основные параметры зубчатого венца звездочек для роликовых и втулочных цепей (d_o ; d_e ; d_i ; D_o ; b ; r_1 ; r_2) определяются в соответствии с табл.8.8. Толщина диска $c \approx (1,8...2)(d_e - d_o)$, где d_o - делительный диаметр звездочки. Вместо закругления профиля зуба в осевом сечении по радиусу r_1 возможно выполнение его со скосом под углом 20° и фаской $\approx 0,2b$. У звездочек обрабатываются обычно только зубчатый венец, а также отверстие и торцы ступицы.

19.6. КОНСТРУКЦИИ СТАКАНОВ И КРЫШЕК

19.6.1. Конструирование стаканов

Стаканы обычно применяются для создания самостоятельного сборочного комплекта вала с фиксирующей опорой (рис.29.4) или опор вала конической шестерни (рис.29.9, а) и его конструкция определяется схемой расположения подшипников. Конструктивно стаканы могут быть выполнены в двух различных вариантах: с выступом с торца, противоположного фланцу (рис.19.40, а, б) или расположенным между ними (рис.19.40, в, г).

Стаканы выполняются обычно из чугуна СЧ15 или СЧ20 либо стальными.

Параметры основных конструктивных элементов литых стаканов в зависимости от диаметра наружного кольца подшипника D приведены в табл. 19.19.

В отдельных случаях наружный диаметр стакана D_c определяется из конструктивных соображений по условию сборки комплекта вала. При этом с учетом данного диаметра определяются параметры d и z , остальные - с учетом табл. 19.19.

Таблица 19.19.

Параметры основных конструктивных элементов литых стаканов, мм

D	21...35	38...60	63...75	80...95	100...145	150...200
δ	4	5...6	6...8	8...10	10...12	12...14
δ_1	δ					
δ_2	Конструктивно					
δ_3	1,3 δ					
D_C	$\sim(D + 2\delta)$ или конструктивно					
d	5	6	8		10	12
d_0	5,3 (5,5)	6,4 (6,6)	8,4 (9)		10,5 (11)	13 (14)
D_0	$D_C + 2d$					
D_ϕ	$D_C + (4...4,4)d$					
z	3	4			6	
Примечание: d - диаметр винта; z - количество винтов; размер d_0 в скобках - для второго ряда сквозных отверстий.						

Примечание: d - диаметр винта; z - количество винтов; размер d_0 в скобках - для второго ряда сквозных отверстий.

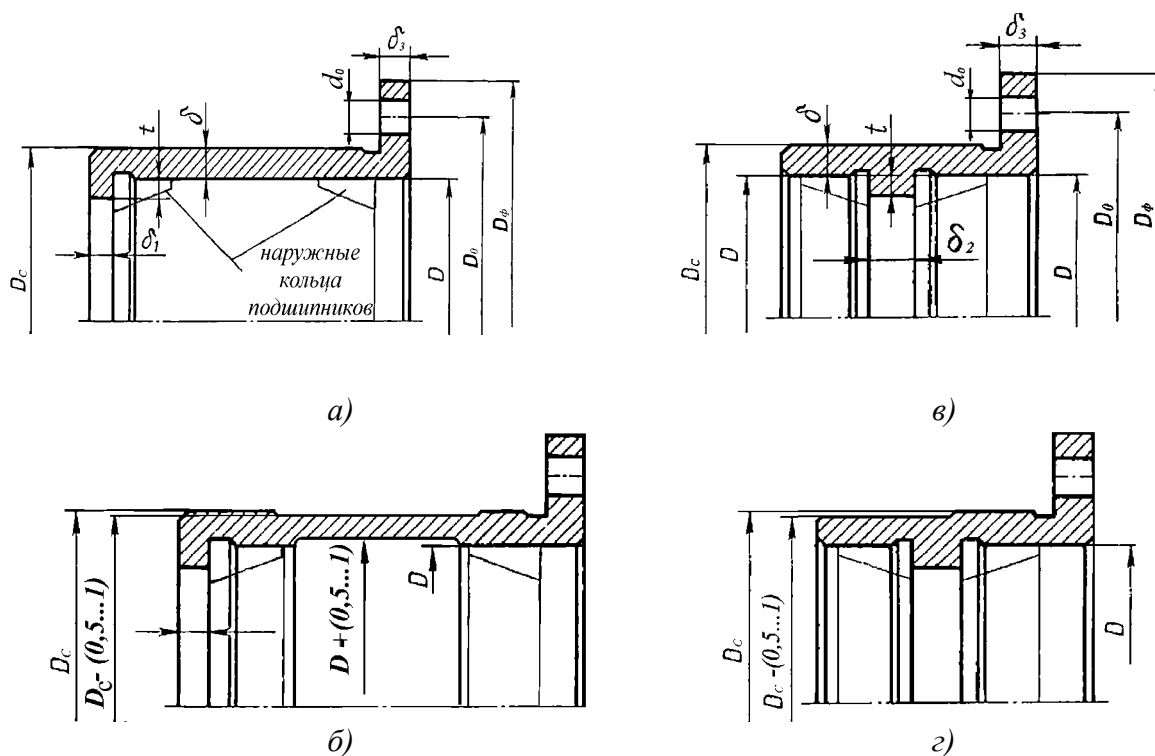


Рис. 19.40. Конструкции стаканов

Высота упорного бурта t назначается в соответствии с размером фаски наружного кольца подшипника из условия его демонтажа по табл. 19.20.

Таблица 19.20.

Высота упорного буртика t в зависимости от радиуса r_n фаски кольца подшипника, мм

r_n	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
t	1,0	1,8	2,5	3,0	4,0	4,8	5,5	6,5

Для выхода инструмента (резца или шлифовального круга) и обеспечения сопряжения торца фланца стакана с корпусом и бурта с наружным кольцом подшипника соответственно по наружной и внутренней цилиндрическим поверхностям выполняются канавки (рис. 19.41, а, б), размеры которых приведены в табл. 19.21.

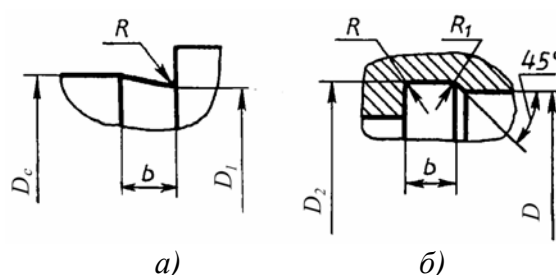


Рис. 19.41. Конструкции канавок

Таблица 19.21.

Размеры канавок, мм (рис. 19.41, а, б)

$D; D_C$	b	D_1	D_2	R	R_1
от 10 до 50	3	$D_C - 0,5$	$D + 0,5$	1	0,5
от 50 до 100	5	$D_C - 1,0$	$D + 1,0$	1,6	
св. 100	8			2,0	1,0

В отдельных случаях на наружной и внутренней поверхностях стакана делаются проточки для уменьшения длины точно обрабатываемых участков (рис. 19.40, б, г). Диаметр в местах проточек обычно принимают по наружной и внутренней поверхности на 0,5...1 мм меньше или больше соответственно диаметров D_C и D .

Выбор посадки стакана в корпус зависит от наличия дополнительных функций, им выполняемых. Если стакан в процессе сборки перемещается вдоль оси отверстия для регулирования осевого положения элементов передачи (конической шестерни или колеса, червяка, червячного колеса), то применяются посадки $H7/js7$ или $H7/h6$. При отсутствии требований к такому регулированию используются посадки $H7/k6$ или $H7/m6$.

19.6.2. Конструирование крышек

Крышки предназначены для герметизации подшипниковых узлов, осевой фиксации подшипников качения и восприятия осевых нагрузок.

Заготовки крышек обычно литые из чугуна СЧ15, СЧ20 реже стальные (Ст3 или сталь 35). Обычно используются крышки двух типов: привертные или закладные (при плоскости разъема корпуса по осям валов). В обоих случаях они могут быть глухими или с отверстием для выходного конца вала.

Наружная поверхность привертных глухих крышек обычно плоская, если торец вала не выступает за пределы подшипника (рис. 19.42, а, б). При необходимости фиксации подшипника на валу форма глухой крышки может быть с выступающей центральной частью (рис. 19.42, в).

На рис. 19.42, г показана конструкция привертной сквозной крышки. Основной базовой поверхностью здесь является фланец, в связи с чем размер C центрирующего пояска должен быть ограничен, чтобы он не мешал установке крышки по торцу корпуса.

При креплении крышек винтами с шестигранной головкой под них обрабатываются опорные поверхности (рис. 19.42, а) или поясок на торце в зоне расположения головок винтов (рис. 19.42, в, г). Обработка «на проход» (рис. 19.42, г) на токарном или фрезерном станке выполняется с наименьшими затратами.

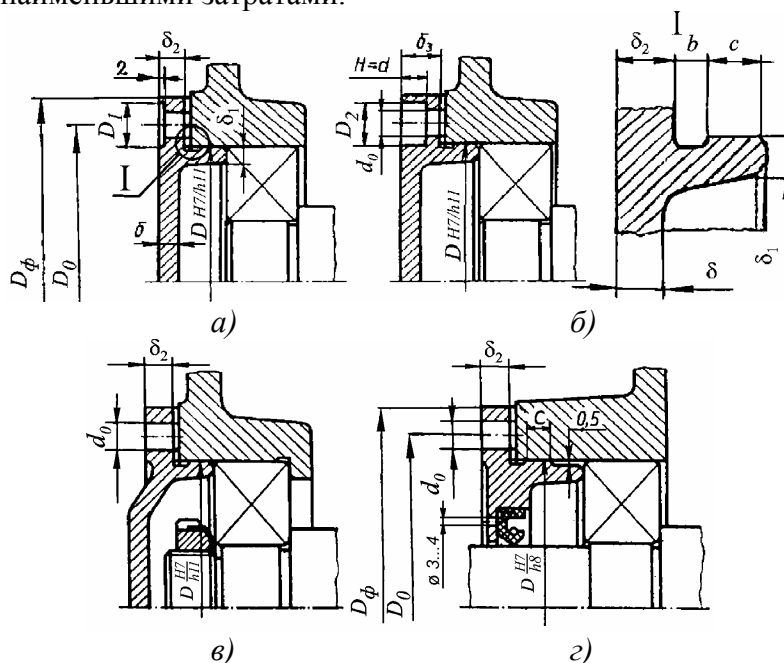


Рис. 19.42. Конструкции привертных крышек

В наибольшей степени требованиям техники безопасности и лучшего внешнего вида отвечает конструкция на рис.19.42,б с креплением крышки винтами с цилиндрической головкой, имеющей шестигранное углубление под ключ и утопленной во фланце крышки (крепление «впотай »).

Для выхода инструмента и для обеспечения сопряжения фланца крышки и торца корпуса по плоскости на цилиндрической центрирующей поверхности выполняется канавка с размерами в соответствии с рис.19.41,а (табл.19.21) при $D_C = D$.

При установке в крышке манжетного уплотнения (рис.19.42,г) должны быть предусмотрены 2...3 отверстия $\varnothing 3...4$ мм для выталкивания вышедшей из строя манжеты.

При небольших межосевых расстояниях фланцы двух соседних крышек подшипников могут перекрывать друг друга, вследствие чего они срезаются с зазором 1...2 мм (рис.19.43).

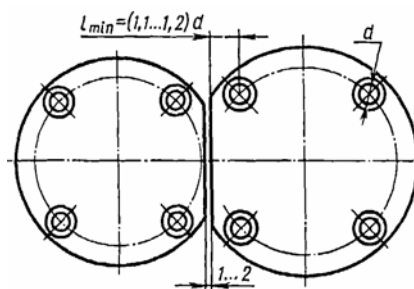


Рис. 19.43. Крышки со срезанными фланцами

Обычно фланцы крышек имеют круглую форму (рис.19.44, а). При этом размер фланца должен обеспечивать установку винтов крепления крышки к корпусу. В отдельных случаях из условий снижения расхода металла и близкого расположения крышек более предпочтительны фланцы привертных крышек некруглой формы: на рис. 19.44,б фланец крышки очерчен дугами радиусов R_1 и R_2 ; на рис. 19.44,в крышка выполнена квадратной.

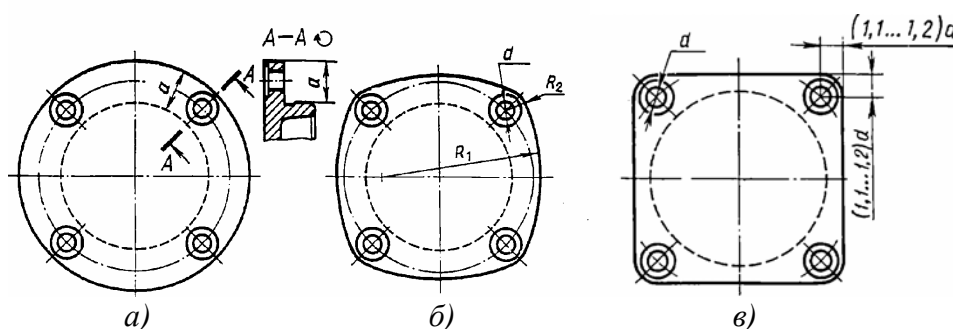


Рис. 19.44. Возможные конструкции фланцев крышек

При выполнении корпуса разъемным (по плоскости осей валов) часто используются закладные крышки. Трудоемкость изготовления и монтажа узлов с такими крышками меньше, чем с привертными, из-за отсутствия крепежных отверстий и винтов. Закладные крышки могут быть глухими (рис. 19.45, а, б), с резьбовым отверстием под нажимной (регулируемый) винт (рис. 19.45, в), с отверстием для выхода консольного конца вала и расточкой под манжетное уплотнение (рис. 19.45, г).

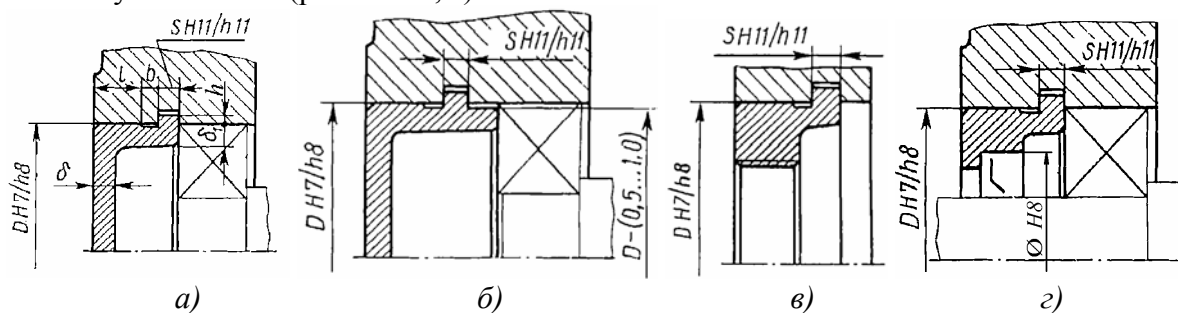


Рис 19.45. Конструкции закладных крышек

Недостатком закладных крышек является усложнение расточки отверстий в разъемном корпусе с канавками для кольцевых выступов. Для обеспечения сопряжения торцов выступа крышки и канавки корпуса по плоскости на наружной цилиндрической поверхности крышки перед торцом выступа выполняется канавка с размерами в соответствии с рис.19.41,а (табл.19.21) при $D_C = D$.

В случаях, когда торец крышки, контактирующий с подшипником, располагается на некотором расстоянии от торца выступа (рис.19.45, б), для обеспечения точности центрирования крышки наружная цилиндрическая поверхность этого участка выполняется несколько меньшего диаметра.

Параметры основных конструктивных элементов привертных (рис.19.42) и закладных (рис.19.45) крышек в зависимости от диаметра наружного кольца подшипника D приведены в табл. 19.22.

Посадка центрирующего пояса крышки в корпусе приведена на рис.19.42. При установке в крышке манжетного уплотнения (рис.19.42, г) для обеспечения его соосности с валом, принимается более жесткий допуск на диаметр пояса - $h8$, а расточка под манжету выполняется с допуском $H8$ или $H9$.

Для закладных крышек (рис.19.45) наружный диаметр выполняют с отклонениями, обеспечивающими в сопряжении их с корпусом достаточно малый зазор, препятствующий вытеканию смазки из корпуса. Обычно здесь принимается посадка $H7/h8$.

Для обеспечения прочности резьбы под нажимной винт закладные крышки с резьбовым отверстием (рис.19.45, г) изготавливаются из стали.

Таблица 19.22

Параметры основных конструктивных элементов привертных и закладных крышек, мм

D	21...35	38...60	63...75	80...95	100...145	150...200
δ	4	5	6	7	8	
δ_1	$(0,9...1,0)\delta$					
δ_2	1,2 δ					
δ_3	$(1,8...2,0)\delta$ или $H+0,8\delta$					
b	табл. 19.21					
c	$(1,2...1,5)b$					
l	2,5 b					
s	$(0,8...1,0)\delta$					
h	0,5 S					
d	5	6	8	10	12	
d_0	5,3 (5,5)	6,4 (6,6)	8,4 (9)	10,5 (11)	13 (14)	
D_0	$\sim(D + 2d)$					
D_{ϕ}	$D + (4,0...4,4)d$					
D_1	12	14	20	24	26	
D_2	10	11	14	17	19	
z	3	4	6			

Примечание: d - диаметр винта; z - количество винтов; H - высота головки винта, $H \approx d$; размер d_0 в скобках - для второго ряда сквозных отверстий.

На рис 19.46,а изображена нажимная шайба для глухих крышек, перемещаемая нажимным винтом, а в табл. 19.23 даны ее параметры (рис. 19.46, б) в зависимости от диаметра наружного кольца подшипника D .

Два отверстия диаметром $d = 3...6$ мм предназначены для выемки шайбы из отверстия.

Таблица 19.23

Параметры нажимных шайб для глухих крышек (рис. 19.46, б)

D	21...35	38...60	63...75	80...85	100...145	150...200
D_1	$D - 0,5$					
δ	3	4	5	6	8	
H	6	8	10	12	14	18
r	1,5	2	2,5	3	4	

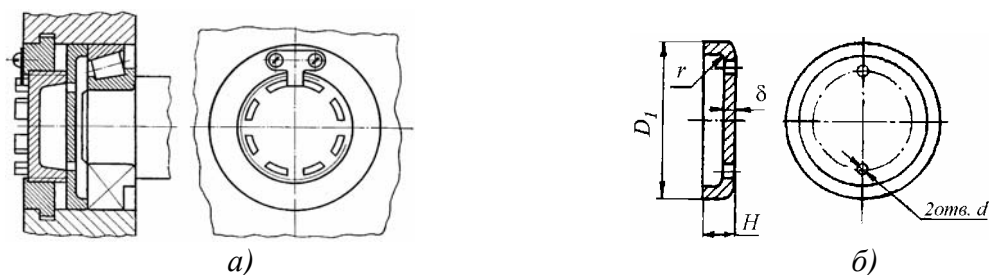


Рис. 19.46. Установка и конструкция нажимной шайбы

Конструкция сквозной нажимной шайбы показана на рис. 18.17, г.

Конструкции и размеры некоторых типов крышек, регулировочных винтов и нажимных шайб приведены в табл.П.55-П.61.

ГЛАВА 20

КОНСТРУИРОВАНИЕ УЗЛОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СЦЕПНЫХ МУФТ

Унифицированные узлы цепных муфт (см. гл. 13) обычно встраиваются в главный привод универсальных и автоматизированных станков, промышленных роботов, шкивы ременных передач (см. рис. 29.5) и рабочие органы различных машин (см. рис. 29.3 и 29.10).

Разработанные на основе этих узлов автоматизированные коробки скоростей - АКС (передач - АКП), изображенные на рис. 20.1 и 29.12, имеют дистанционное управление и обеспечивают:

1. Ступенчатое регулирование частоты вращения выходного вала в широком диапазоне с постоянной мощностью.
2. Необходимое время разгона, торможения и реверсирования нагрузки.
3. Ограничение пиковых нагрузок и отключение узла или машины при работающем двигателе.

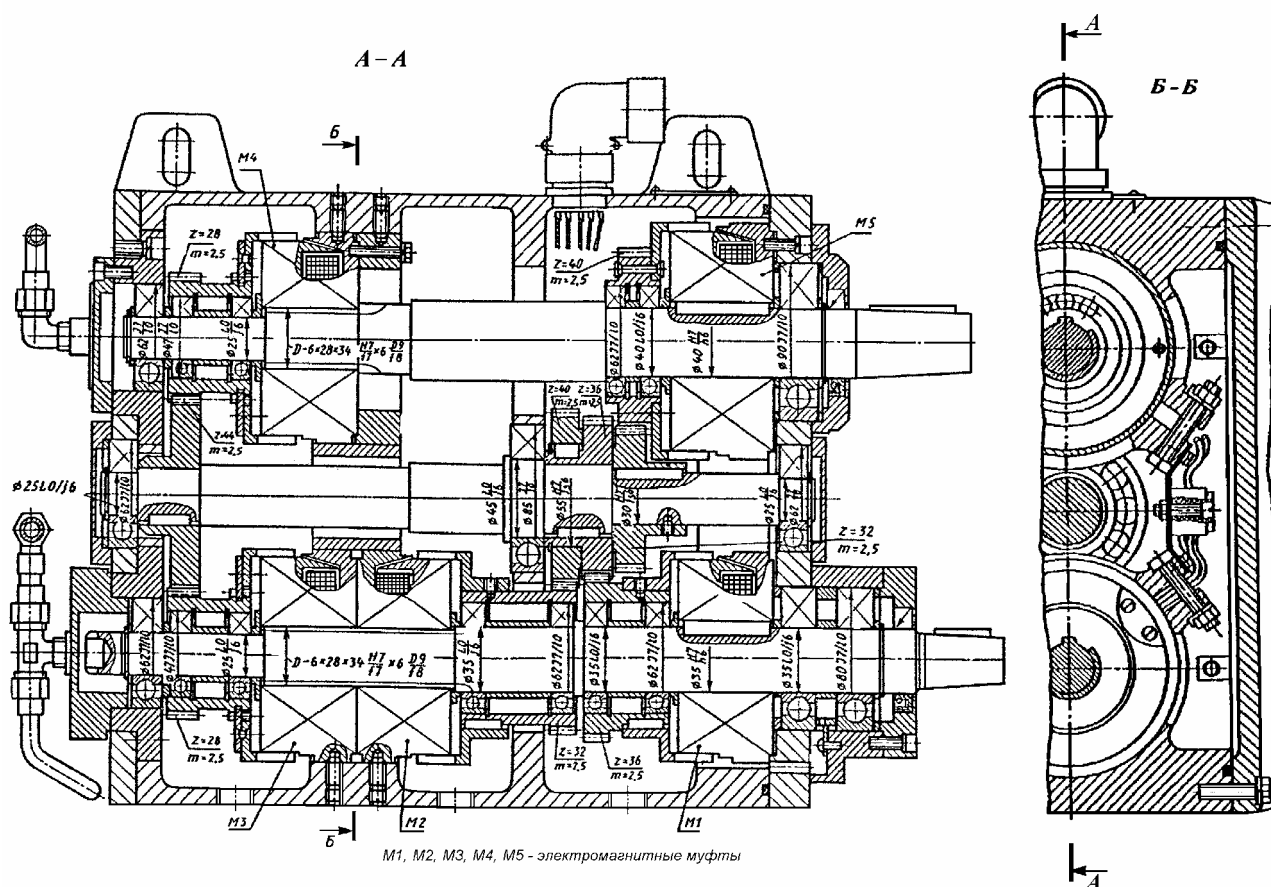
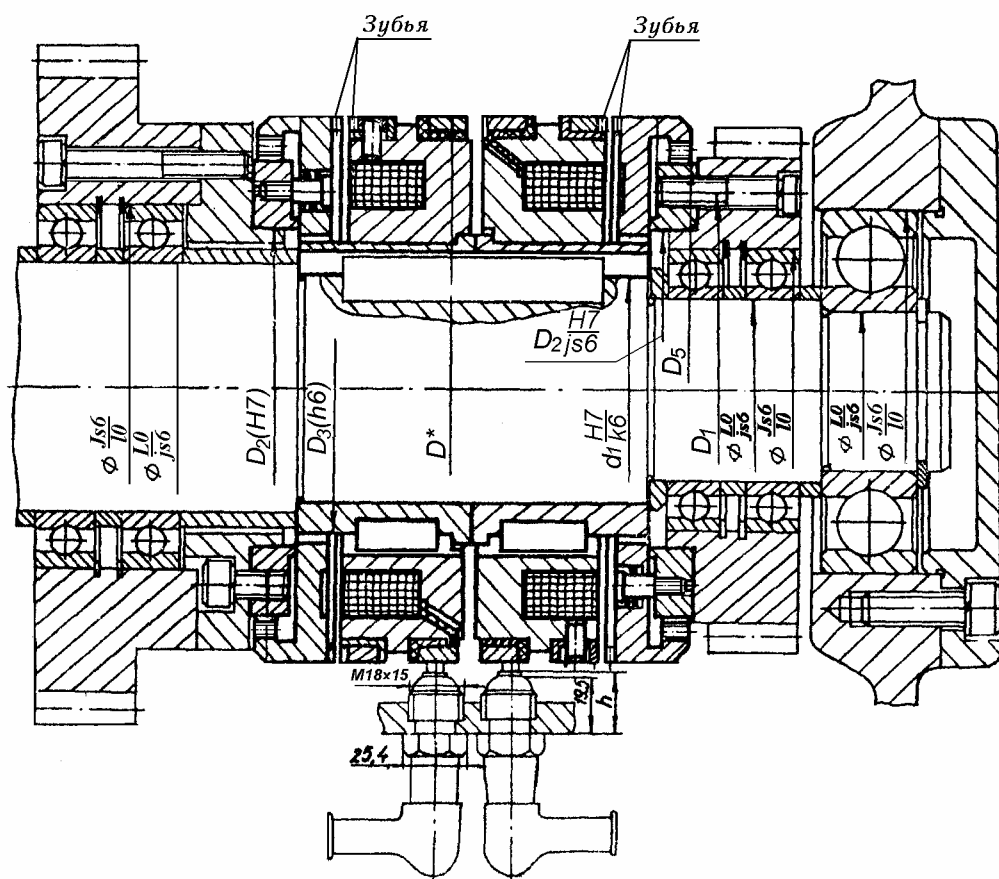
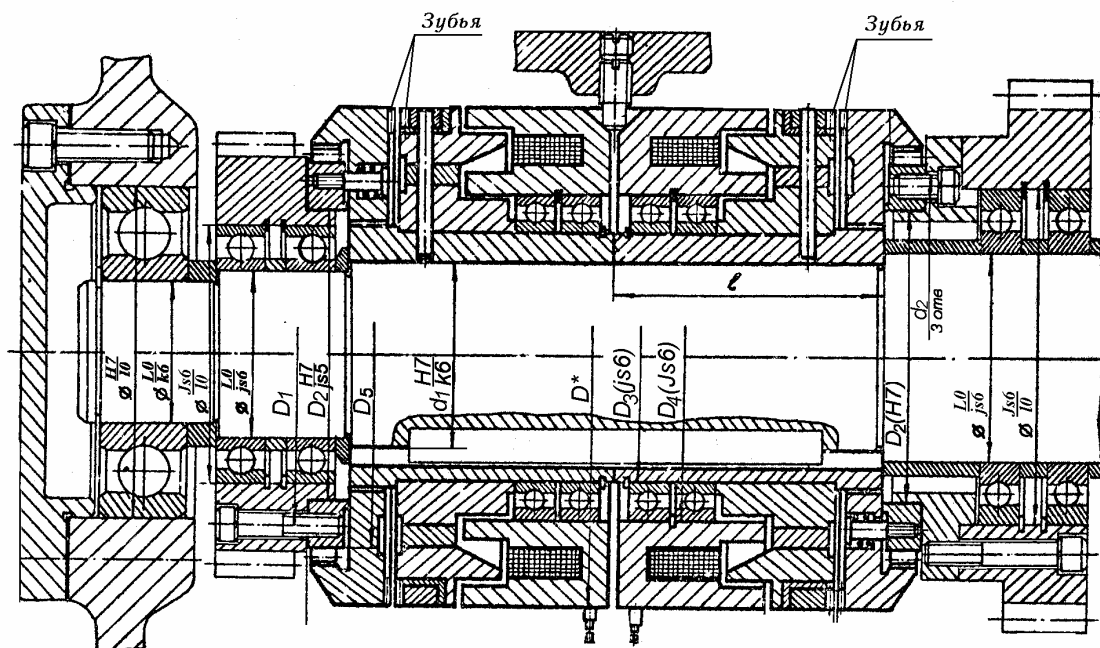


Рис. 20.1 Коробка скоростей с электромагнитными муфтами

При встраивании цепных муфт в разрабатываемую конструкцию необходимо обеспечивать их фиксацию на валу в осевом направлении за счет упора торцев втулок (корпусов) в соседние детали посредством простановочных колец, втулок, шайб и т.п. Внутренние стенки поводков (чашек) муфт должны располагаться на расстоянии $\geq 4...10$ мм от их торца. Соосность поводка (чашки) и втулки (корпуса) следует обеспечивать не менее $0,01...0,03$ мм. Биение наружного диаметра токоподводящего кольца у муфт контактного исполнения после установки собранного комплекта вала в опоры допускается не более $0,02...0,04$ мм. Конструкции сдвоенных цепных электромагнитных зубчатых муфт, обеспечивающих две скорости вращения ведомого вала, приведены на рис. 20.2, а, б, а фрикционных на рис. 20.3, а, б, в.



а)



б)

Рис. 20.2. Конструкции сдвоенных сцепных электромагнитных зубчатых муфт (ЭЗМ):
а - контактного исполнения с установкой щеткодержателей на стенке корпуса или кронштейне;
б - бесконтактного исполнения с фиксацией катушкодержателя к стенке корпуса или кронштейну

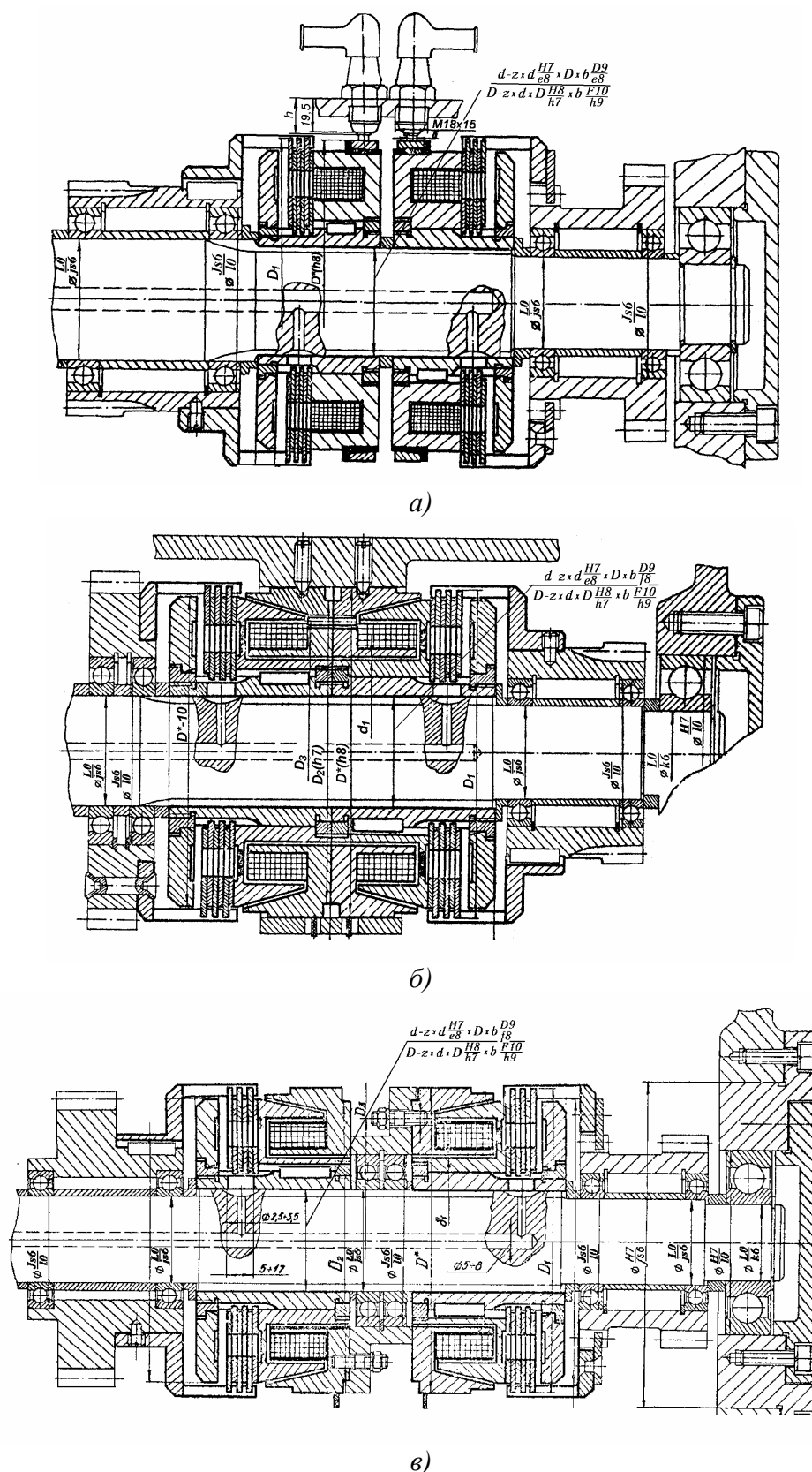
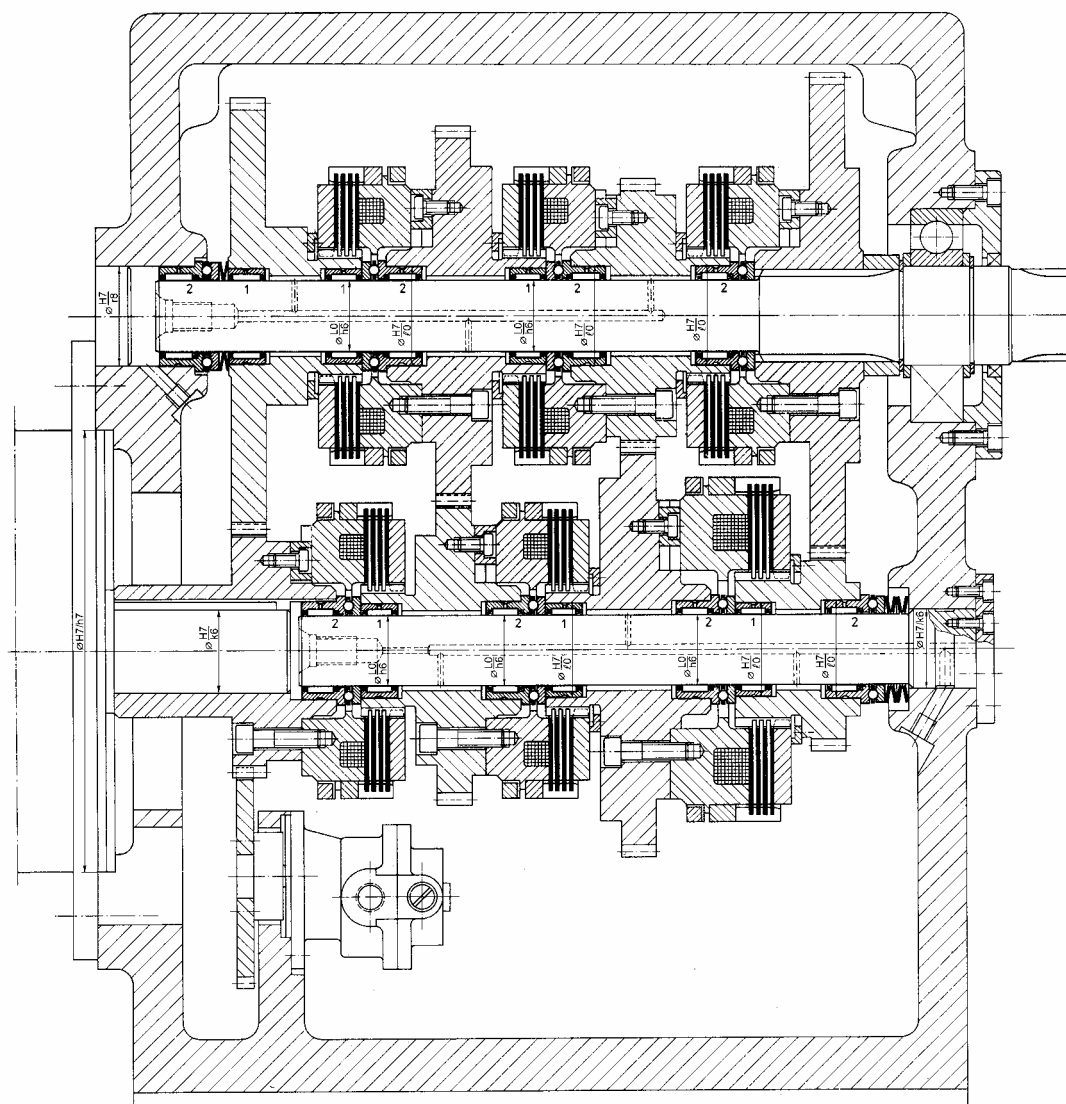


Рис. 20.3. Конструкции сдвоенных сцепных электромагнитных фрикционных муфт (ЭТМ):
 а - контактного исполнения с установкой щеткодержателей на стенке корпуса или кронштейне;
 б - бесконтактного исполнения с установкой катушкодержателя в расточке боковой стенки корпуса или кронштейна;
 в - бесконтактного исполнения с установкой катушкодержателей на общем стакане с подшипниками на валу



Кинематическая схема
коробки скоростей

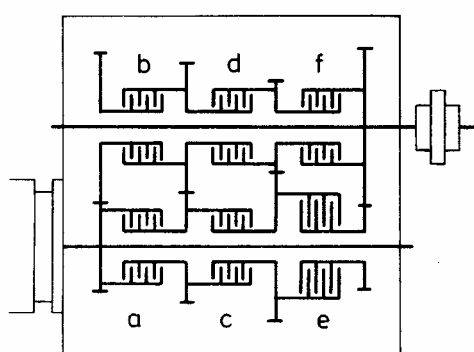


Схема включения скоростей

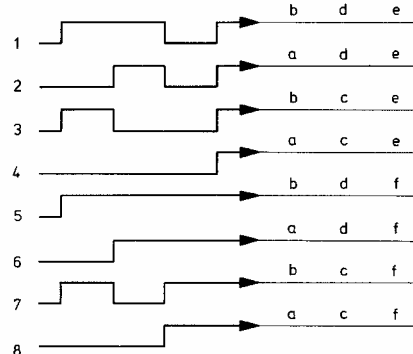


Рис. 20.5. Коробка скоростей (восьмискоростная) с электромагнитными муфтами, установленными на комбинированных подшипниках

Размеры изображенных на чертежах муфт принимаются в соответствии с таблицами, приведенными в гл.13.

Конструкция и кинематическая схема восьмискоростной коробки скоростей, выполненной на базе электромагнитных муфт, установленных на комбинированных подшипниках, приведена на рис. 20.5.

ГЛАВА 21

ПОДШИПНИКОВЫЕ УЗЛЫ СКОЛЬЖЕНИЯ

Все подшипники скольжения, независимо от вида трения и направления действующих усилий, состоят из двух основных частей: корпуса и рабочего элемента - втулки или вкладыша, взаимодействующего с валом.

В конструкции подшипников должны быть предусмотрены смазочные устройства. Рабочая поверхность подшипника и форма цапфы вала может быть цилиндрической, плоской (упорный торцевой подшипник), конической, сферической.

Корпусы подшипников могут различаться по своим конструктивным формам, способу крепления, наличию различных приливов, ребер, масляных каналов, карманов охлаждения и т.д. Все их разновидности подразделяется на три основные группы, по которым характеризуются и сами подшипники - неразъемные, разъемные и встроенные (рамовые), составляющие одно целое с картером, рамой или станиной машины. По возможности выравнивания нагрузки по рабочей поверхности подшипники скольжения подразделяются на самоустанавливающиеся и несамоустанавливающиеся.

Подшипники скольжения с неразъемным корпусом, в которые запрессовываются обычно втулки из антифрикционного материала, применяются при малой скорости скольжения - до 3 м/с и давлениях не более 4 МПа. Стандартизованные втулки общего назначения выполняются металлическими, биметаллическими и из спекаемых материалов. Конструкция втулок из чугуна АЧС-1 или АЧС-2, наиболее часто применяемых для неразъемных корпусов, приведена на рис 21.1, а их размеры в табл. 21.1. В табл. П.25 приведены размеры биметаллических втулок, а в табл. П.26 размеры втулок из спекаемых материалов (порошков железа или бронзы).

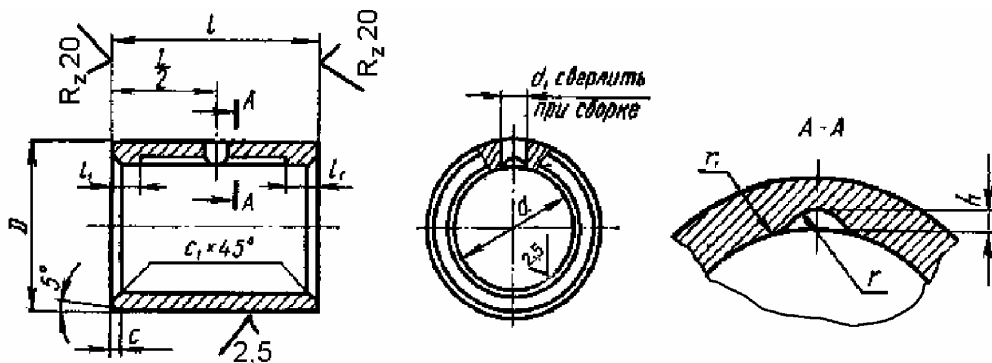


Рис.21.1. Конструкция втулок для неразъемных корпусов

Один из способов крепления втулок в корпусе показан на рис. 21.2, а размеры его элементов в табл. 21.2. Отверстия в подшипниках, собранных с натягом, следует растачивать или калибровать разверткой после сборки.

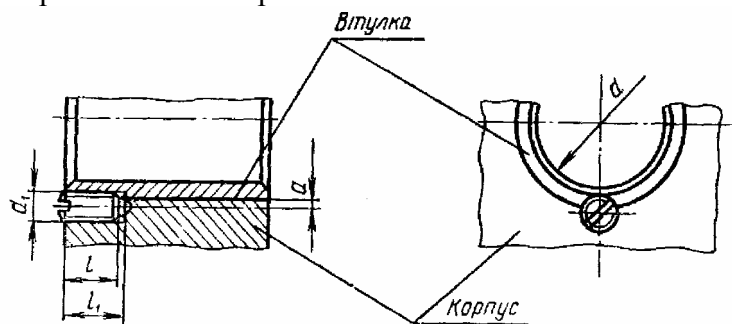


Рис. 21.2. Фиксация втулки в неразъемном корпусе

Корпус неразъемного подшипника представляет собой обойму, имеющую для крепления лапы либо фланцы той или иной формы (рис 21.3 а, б).

Толщина стенок обоймы и фланца $S \approx (0,3..0,5)d$, где большие значения при диаметрах вала $d < 50..70$ мм. Размеры стандартизованных неразъемных корпусов подшипников скольжения на лапах и с фланцами приведены в табл. П.21 и П.22.

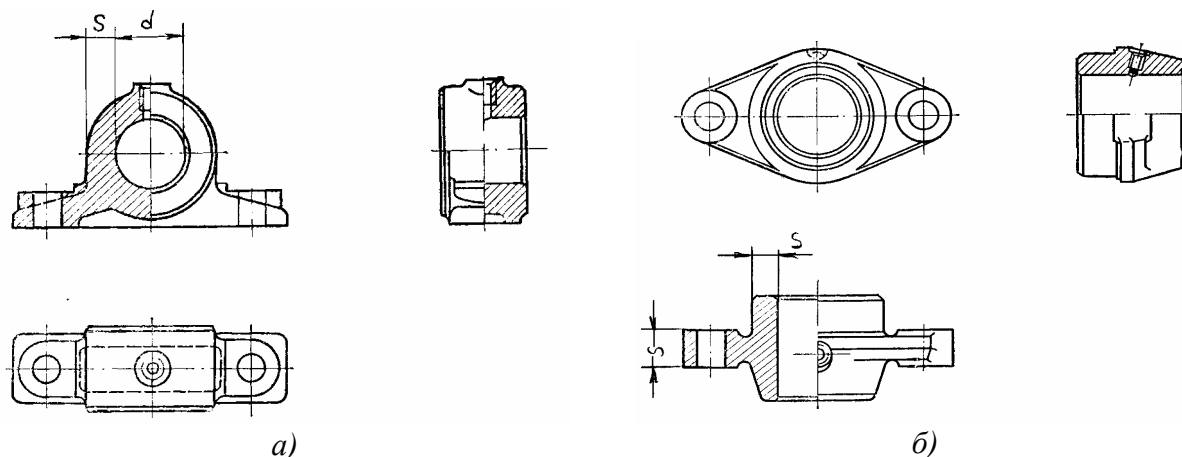


Рис. 21.3. Конструкция неразъемных корпусов подшипников скольжения

Основные преимущества неразъемных подшипников - простота конструкции и низкая стоимость, недостатки - в большинстве случаев невозможность компенсировать износ рабочих поверхностей втулок и валов, а также требуют при сборке осевого смещения вала, что затрудняет монтаж.

Таблица 21.1

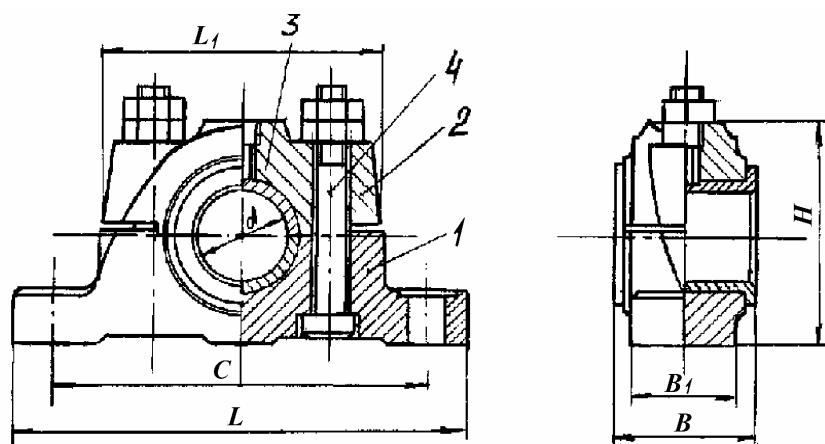
Втулки чугунные для неразъемных и фланцевых корпусов подшипников скольжения (ГОСТ11525). Размеры, мм (рис. 21.1)

СКОЛЬЖАЮЩИЙ (ГОСТ 11525). Размеры, мм (рис. 21.1)										
d	D	d_1	l	l_1	h	r	r_1	c	c_1	
10	15	5	20	3	0,5	1	7	1,6	1,0	
11	16				1,0	2				
12	18									
14	20		24		1,5	3				
16	22									30
18	25									
20	28		34	4						
22	30							38		
25	32									
28	36		42		2,5	1,6				
30	38							48		
32	40									

Наибольшее распространение имеют подшипники скольжения с разъемным корпусом. Разъем желательно иметь в плоскости, нормальной к направлению усилия. Разъемные подшипники состоят (рис.21.4.) из основания корпуса 1, крышки корпуса 2, двух вкладышей 3 (втулка из антифрикционного материала, разрезанная по образующей), стяжных болтов 4. Их конструкция облегчает монтаж валов и обеспечивает регулирование зазора в подшипнике как при начальной сборке, так и при ремонте. Износ рабочей поверхности вкладышей компенсируется поджатием крышки. Смазочные материалы подаются на трущиеся поверхности через отверстия в крышке. Разъемные подшипники широко применяются в транспортном и тяжелом машиностроении.

Фиксация втулки в неразъемных и фланцевых корпусах. Размеры, мм (рис. 21.2)

Диаметр вала d	Винт по ГОСТ 1477		l_1	a	Диаметр вала d	Винт по ГОСТ 1477		l_1	a		
	d_1	l				d_1	l				
10	М3	6	8	1,0	40	М6	15	19	1,0		
11					45						
12					50						
14	М4	8	10		55						
16					60						
18					70	М8	20	24			
20	М5	12	15		80						
22					90						
25					100						
28					110						
30					125						
32					130						
36					140	М10	25	30		1,5	

*Рис.21.4. Конструкция разъемного подшипника скольжения*

Металлические вкладыши для разъемных подшипников изготавливаются из бронзы толщиной $\delta \approx 0,03d + (1..3)\text{мм}$, а также литые из чугуна с толщиной на 1..3 мм больше. Широко применяются биметаллические вкладыши литые из стали толщиной $\delta \approx (0,035..0,05)d + (2..3)\text{мм}$, либо штампованные из стальной ленты толщиной $\delta \approx 1,5..3\text{мм}$ с наплавленным слоем антифрикционного материала (заливкой). Для заливки используются мягкие антифрикционные материалы: баббиты, свинцовые бронзы с толщиной слоя $\sim 0,01d$, фторопласты с толщиной слоя $\sim 0,02d$ и др. Следует учитывать, что уменьшение толщины заливки антифрикционного материала заметно повышает его усталостную прочность.

На рис. 21.5 а,б показаны радиальный и радиально-упорный вкладыш с заливкой слоя баббита или свинцовой бронзы толщиной 0,2..0,3мм, а на рис. 21.5,в - сталеалюминевый вкладыш с просеченным выступом 1, препятствующим осевому смещению вкладыша в корпусе. Перед просечкой выступа вкладыш фрезеруется цилиндрической фрезой радиуса R . Торцы вкладыша протягиваются.

Отношение длины вкладыша l к диаметру вала d определяется типом машины и условиями работы (см. гл. 11). Варианты установки разъемного вкладыша в корпусе для восприятия радиальной и осевой нагрузок приведены на рис. 21.6 а, б. Для осевой фиксации неподвижного вкладыша относительно разъемного корпуса используются: бурты (рис.21.6,б), винты, цилиндрические штифты, запрессованные в корпус (рис. 21.7,а), закрепительные втулки (рис.21.7,б), либо выступы (рис.21.5,в).

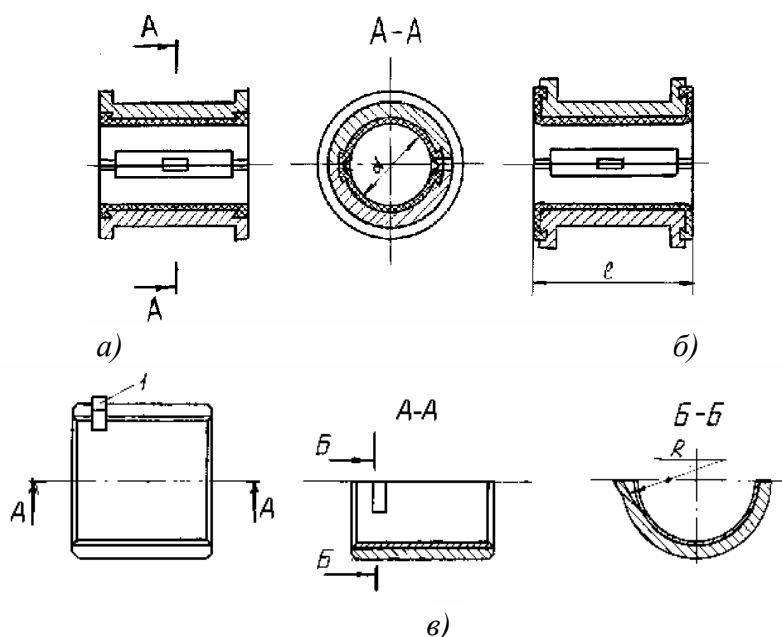


Рис.21.5. Вкладыши разъемных подшипников

Указанные крепления применяются обычно в сочетании с переходными посадками при установке вкладыша в корпус.

Правильное взаимное положение корпуса и крышки обеспечивается ступенчатой формой поверхности их сопряжения, что позволяет одновременно с обеспечением центрирования разгружать болты или шпильки, крепящие крышки, от поперечных усилий. Иногда для этих целей используются штифты. Размеры разъемных подшипников скольжения - в зависимости от диаметра d (рис.21.4): $L \sim (4,5 \dots 3,5)d$; $C \sim (3,5 \dots 3,0)d$; $L_1 \sim (2,5 \dots 2,2)d$; $H \sim (2,4 \dots 2,2)d$; размеры B и B_1 зависят от длины вкладыша l (выбранного отношения l/d).

Размеры стандартизованных разъемных вкладышей и корпусов приведены в табл. П.24 и П.23.

Для точного центрования оси вала во вкладыше, компенсации погрешностей изготовления и эксплуатационного износа, устранения колебаний, возникающих в быстроходных подшипниках жидкостного трения, требуется регулирование зазора между цапфой и вкладышем. В неразъемных подшипниках регулирование зазора можно выполнять осевым перемещением вкладыша или вала, если предварительно придать рабочим поверхностям слегка коническую форму. В разъемных подшипниках такое регулирование в простейшем случае осуществляется путем изменения толщины прокладок в стыке вкладыша или подшабриванием его поверхностей.

Все подшипники, как правило, имеют устройство для смазки. В простейшем случае - это отверстие, окно или пробка в крышке для периодической подачи смазки, а в напряженно работающих ответственных подшипниках - целая система трубопроводов и каналов для автоматической подачи смазки, ее стока, отвода, отстоя и т.д. В нижней части корпуса делается сливная пробка для спуска смазки и промывки подшипника. Для исключения протекания смазки в местах выхода вала и предохранения рабочей поверхности от попадания пыли и грязи подшипники снабжаются уплотнениями (рис.21.6).

При постоянном направлении внешней нагрузки смазку следует подавать в ненагруженную зону подшипника через сверления и продольные канавки во вкладыше (рис. 21.6). Для предотвращения утечки смазки длина канавки не должна превышать 0,8 длины вкладыша. В местах стыка разъемных вкладышей выполняются неглубокие полости (карманы) или холодильники, распределяющие смазку по длине подшипника и предотвращающие вредное влияние на работу подшипника местных деформаций вкладыша у стыка (рис.21.8). Размеры холодильников даны в табл.21.3.

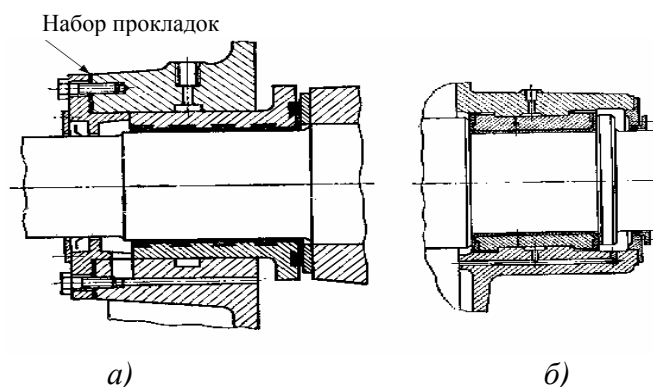
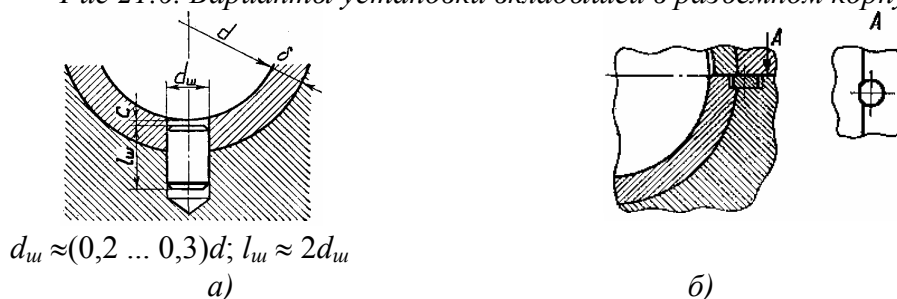


Рис 21.6. Варианты установки вкладышей в разъемном корпусе



$$d_w \approx (0,2 \dots 0,3)d; l_w \approx 2d_w$$

Рис.21.7. Фиксация вкладыша в разъемном корпусе: а- штифтом; б-закрепительной втулкой

Выполнять маслораспределительные канавки на поверхности нагруженной части вкладыша в зоне минимального зазора и максимальных давлений не рекомендуется, т.к. это уменьшает рабочую поверхность и ухудшает распределение гидродинамических давлений по поверхности вкладыша. Однако в сильно нагруженных высокоскоростных подшипниках для снижения чрезмерно высокой температуры смазки в рабочей зоне целесообразно осуществлять дополнительный подвод охлажденной смазки непосредственно в эту зону, вблизи максимума давления и температур. Для этого на поверхности нагруженной половины вкладыша делается контур из узких канавок шириной 1..2 мм с выходом в торцы.

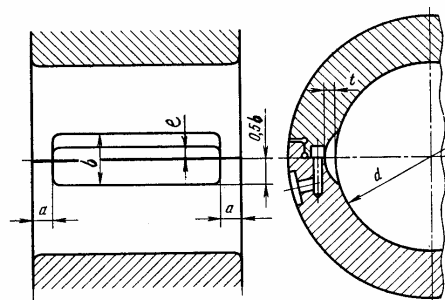


Рис.21.8. Расположение смазочных карманов (холодильников) в разъемном вкладыше подшипника, смазываемого под давлением

При значительной длине цапф ($l/d > 1$) и недостаточной жесткости валов или при невозможности обеспечить высокую точность монтажа (соосность цапф и вкладышей) вкладыши, во избежании больших кромочных давлений, выполняются самоустанавливающимися за счет сферической опорной поверхности или зазоров при установке в корпусе (рис. 21.9,а,б), а также при применении податливой подушки из маслостойкой резины.

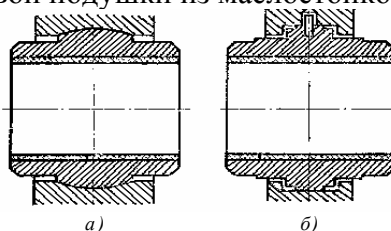
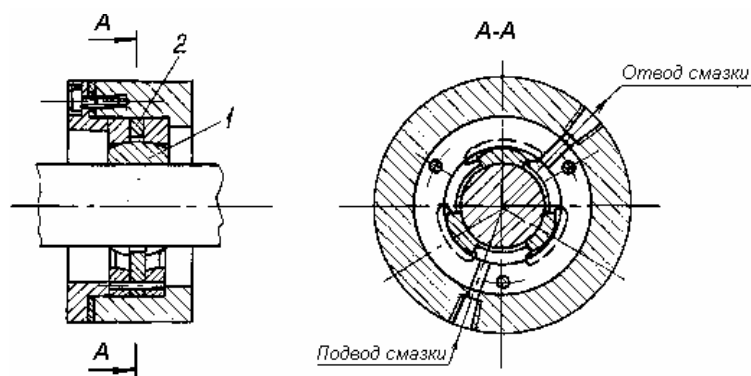


Рис. 21.9. Самоустанавливающиеся вкладыши

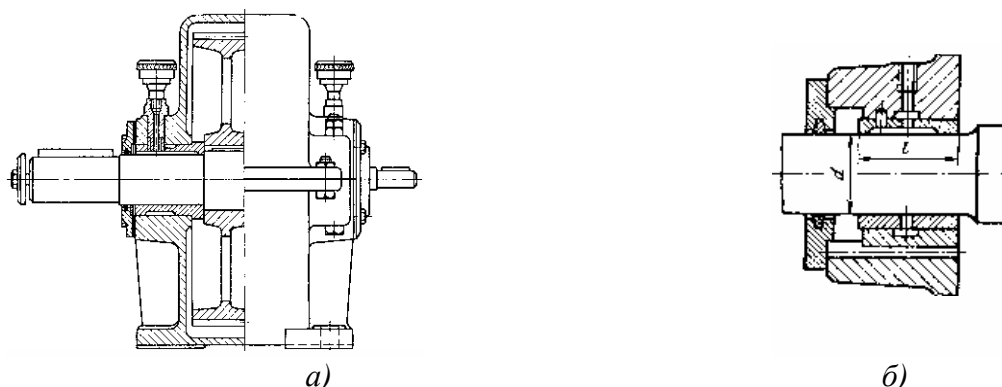
Смазочные карманы (холодильники). Размеры, мм (рис. 21.8)

d	a	b	l	t
40..60	5	14	6	1,5
60..80	6	16	8	2
80..90	8	20	10	2,5
90..100	8	26	12	3

Толщина самоустанавливающихся вкладышей выбирается несколько больше, чем неподвижных (в полтора - два раза). Эта же цель, наряду с обеспечением высокой нагрузочной способности, достигается применением вкладыша, составленного из нескольких (трех-шести) самоустанавливающихся сегментных подушек. На рис. 21.10 приведен подшипник с самоустанавливающимся вкладышем ЛОН-88, разработанный ЭНИМС. Сегментные подушки 1 самоустанавливаются на наружной сферической поверхности, компенсируя погрешности изготовления и упругие деформации и образуя несколько (по числу подушек) независимых масляных клиньев. Зазор в подшипнике регулируется прокладкой 2.

**Рис. 21.10. Самоустанавливающийся вкладыш с тремя сегментными подушками**

Встроенные подшипники скольжения располагаются непосредственно в корпусах или станинах машин. На рис. 21.11,а показана конструкция встроенного подшипника вала редуктора: втулка установлена в корпус с небольшим натягом и удерживается от проворачивания ниппелем, в который ввернута колпачковая масленка. На рис. 21.11,б показан вариант подачи смазочной жидкости из корпуса редуктора по каналу, профрезированному в плоскости разъема корпуса, в кольцевую проточку под вкладышем и через сверления в нем - в зазор между валом и вкладышем. Для смазывания трущихся поверхностей в начальный момент пуска предусмотрено отверстие в крышке корпуса редуктора под масленку.

**Рис. 21. 11. Встроенный подшипник скольжения вала зубчатого редуктора:**

а - при действии радиальной и осевой нагрузке;

б - при действии только радиальной нагрузки

Рекомендуемые посадки вала во вкладыше

Номинальный диаметр вала d , мм	Посадки при относительном зазоре $\psi=\Delta/d$			
	0.002...0.0055	0.0015...0.004	0.0007...0.002	0.0003...0.001
св. 18 до 30	H7/c7	H7/f7	H7/f6	H7/g6
св. 30 до 50	H7/c8	H8/f8	H7/f7	H7/f6
св. 50 до 80	H10/d9	H8/e9	H8/f7*	H8/f7
св. 80 до 120	H10/d9	H8/d9*	H8/f8	H8/f7*
св. 120 до 180	H10/d10	H8/d9*	H8/f9	H8/f7*
св. 180 до 250	H10/d10	H8/d9*	H8/e8*	H8/f7*
св. 250 до 315	H10/c10	H9/c9	H8/e9	H8/f8
св. 315 до 400	H10/c10	H9/c9	H8/e9	H8/f8
св. 400 до 500	H10/c10	H9/c9	H8/e9	H8/f9

Примечание. Кроме указанных в таблице посадок, можно использовать следующие: H10/f10, H8/c8, H8/d8, H7/d8, H7/e8, H6/c7, H6/c6, H6/d6, H6/f7, H6/f6 (*Предпочтительные посадки)

Возможные поля допусков отверстия во вкладыше (втулке) и вала приведены на рис. 21.12, а поля допусков отверстия в корпусе и вкладыша (втулки) на рис. 21.13. Соответственно рекомендуемые посадки сопряжений вкладыш - вал и корпус - вкладыш приведены в табл. 21.4 и 21.5.

Таблица 21.5.

Рекомендуемые посадки металлических вкладышей в корпус

Условия работы подшипника	Посадки	
	без дополнительной фиксации	с дополнительной фиксацией
Особо тяжелые; корпус подшипника при работе нагревается, причем $\alpha_k > \alpha_b$; втулки (вкладыши) толстостенные	H7/u6 H7/t6	H7/s6*
Тяжелые нагрузки; работа с толчками и ударами; корпус при работе не нагревается, причем $\alpha_k = \alpha_b$	H7/s6* H7/r6*	H7/n6
Средние нагрузки; рабочая температура втулки (вкладышей) может значительно превышать температуру корпуса, причем $\alpha_k < \alpha_b$	H7/p6* H7/n6*	H7/k6* H7/j_s6*

Примечание. α_k и α_b - коэффициенты линейного расширения соответственно материала корпуса и втулки (вкладышей).
*Предпочтительные посадки

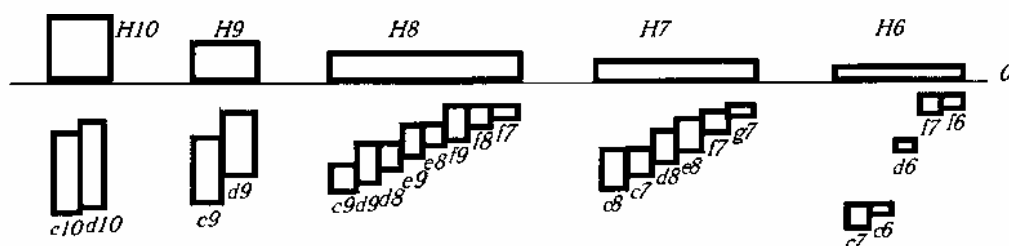


Рис. 21.12 Поля допусков отверстия во вкладыше (втулке) и вала

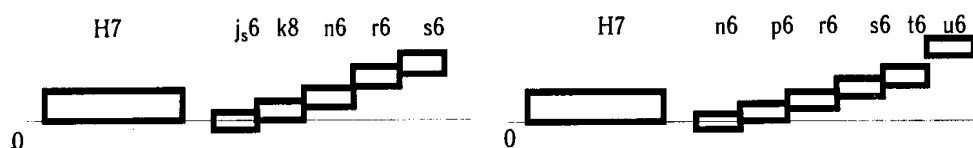


Рис. 21.13 Поля допусков отверстия в корпусе и вкладыша (втулки)

ГЛАВА 22

ПОДШИПНИКОВЫЕ УЗЛЫ КАЧЕНИЯ

В конструкциях, проектируемых в курсе ”Детали машин”, обычно применяются опоры качения и реже скольжения. Ниже рассмотрены устройства только опор качения. Конструкция и качество опор определяются типом подшипников, схемой установки, способом крепления подшипников в корпусе и на валу и зависят от: условий работы - величины, направления и характера нагрузки, длины и жесткости вала, вида смазки и способа её подачи к подшипникам, нагрева подшипников и наличия их охлаждения, защиты от загрязнения; технологии изготовления и сборки - точности изготовления деталей и корпуса (соосности отверстий, перпендикулярности осей отверстий торцевым поверхностям), качества монтажа, точности и надежности регулирования; долговечности - срока службы (ресурса) подшипников до замены; экономичности, стоимости подшипников и опор в целом.

22.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ О КОНСТРУКЦИИ ПОДШИПНИКОВЫХ ОПОР

1. Выбор схемы установки подшипников в опорах. В целях предотвращения смещения валов в осевом направлении они, как правило, должны быть зафиксированы в опорах от осевых перемещений. По возможности фиксирования осевого положения вала опоры разделяются на фиксирующие, фиксированные и плавающие (скользящие). В фиксирующих опорах осевое перемещение вала ограничивается в обе стороны, в фиксированных – в одну сторону, в плавающих осевое перемещение вала не ограничивается.

Фиксирующая опора воспринимает радиальную нагрузку и осевую в обе стороны, а плавающая опора - только радиальную и применяются попарно.

При фиксированных опорах с установкой подшипников по схемам “Х” (“враспор”) или “О” (“врастяжку”), осевая фиксация вала происходит в обоих опорах с ограничением его осевого перемещения только в одном направлении, и следовательно, они воспринимают как радиальную так и одностороннюю осевую нагрузку.

В некоторых случаях применяются конструкции так называемых плавающих валов, которые имеют возможность осевого перемещения в обоих опорах в обе стороны до наступления самоустановки.

2. Компенсация тепловых деформаций и неточности изготовления вала и деталей подшипниковых опор. Эти факторы могут привести к нарушению нормальной работы подшипникового узла. Для устранения этого явления в конструкциях опор предусматриваются компенсирующие устройства.

3. Обеспечение жесткости опор. Жёсткость зависит от: количества подшипников в одной опоре [например, при установке двух подшипников в опоре жёсткость её увеличивается (рис. 22.3)]; зазоров в подшипниках, которые определяются типом и классом точности подшипника, деформации вала, зависящей от его длины, диаметра и нагрузки; соосности отверстий корпуса под опоры вала, которая обеспечивается их чистовой расточкой с одной установки и за один проход. Жесткость подшипников может быть значительно повышена (примерно в два раза) за счет создания в них предварительного натяга, характеризуемого допускаемыми пределами осевой “игры” (табл. 22.1).

4. Монтаж валов и их опор. Конструкция опоры должна предусматривать: возможность сборки и разборки всех деталей вала, свободный проход подшипников до посадочных мест и доступный монтаж и демонтаж их на валу и в корпусе; возможность регулирования зубчатых зацеплений и зазоров в самих подшипниках как при монтаже, так и в процессе эксплуатации.

Иногда в отверстия корпуса для облегчения сборки валов, осевой их фиксации, унификации диаметров расточек, регулирования зацепления конических и червячных передач, уменьшения износа отверстий корпуса при повороте или осевом перемещении колец подшипников устанавливаются стаканы (рис. 22.1,б, 22.2,а, 22.3, 22.8,а, в, 22.10,а, в, г). Недос-

татками опор со стаканами являются повышение стоимости (дополнительная деталь) и снижение точности опоры при некачественном изготовлении стаканов.

Способы крепления внутренних и наружных колец подшипников приведены в табл. 22.2.

5. Выбор посадок подшипников. Производится в соответствии с рис. 22.13 и табл. 22.3, 22.4.

6. Снижение стоимости подшипниковых опор. Стоимость зависит от: разнообразия применяемого типажа, количества, размеров и класса точности подшипников; вида расточек (гладкие, до бурта, с проточкой под стопорные кольца или закладные крышки, с резьбой для нажимных фланцев и т.д.) и их точности; способа монтажа (нагрев или охлаждение подшипников при сборке, применение специальных приспособлений, отдельная сборка опоры или непосредственно в корпусе и др.), способов регулирования подшипников опор и компенсации ошибок изготовления.

22.2. КОНСТРУИРОВАНИЕ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ С ПЛАВАЮЩЕЙ И ФИКСИРУЮЩЕЙ ОПОРАМИ

Двухстороннее осевое фиксирование вала в одной из опор (фиксирующей) предохраняющее его от осевых смещений и отсутствие осевого фиксирования в другой опоре (плавающей) характеризуют один из основных способов исполнения подшипниковых узлов, применяемым в любых условиях. Особенно этот способ предпочтителен или только возможен при значительном нагреве, большой частоте вращения, значительном расстоянии L между опорами ($L/d_{опор} \geq 8$), креплении вала в отдельных корпусах, недостаточной точности линейных размеров вала, корпуса и деталей крепления.

В фиксирующей опоре в зависимости от нагрузки устанавливаются один-два радиальных подшипника или два радиально-упорных. Радиальные однорядные, реже двухрядные шарикоподшипники применяют в машинах и механизмах, где нет больших осевых нагрузок ($F_a/F_r < 0,35$) и где радиальная и осевая “игра” вала не отражается на точности работы. Оба кольца радиального подшипника фиксирующей опоры крепятся в обоих направлениях как на валу, так и в корпусе с применением привертных (рис. 22.1,а-в, 22.2,б) или закладных крышек (рис. 22.1,г). При больших радиальных и незначительных осевых нагрузках в фиксирующей опоре могут применяться радиальные роликовые подшипники с буртами на обоих кольцах (рис. 22.2,а).

В конструкциях, где действуют осевые нагрузки, например, от червячных и конических передач, косозубых с углом наклона линии зубьев $\beta \geq 8 \dots 10^\circ$, применяются радиально-упорные конические роликоподшипники или шарикоподшипники. В этом случае фиксирующая опора осуществляется двумя радиально-упорными подшипниками, закреплёнными наружными кольцами в одном стакане по схеме “Х” (рис. 22.3,а,б) или по схеме “О” (рис. 22.3,в), а внутренними - на валу с обеих сторон. Такая конструкция позволяет легко регулировать радиальные и осевые зазоры в подшипниках, увеличить жесткость опоры и ограничить осевую “игру”. Для предохранения от трения сепараторов друг о друга и возможности регулирования осевого зазора между внутренними кольцами шариковых радиально-упорных подшипников устанавливается распорное кольцо (рис. 22.3,а). При применении конических роликоподшипников применение такого кольца не обязательно (рис. 22.3, б). Если при монтаже или эксплуатации регулировка сдвоенных подшипников не предусматривается, то их устанавливают с точными дистанционными кольцами как на валу, так и в корпусе (рис. 22.3,в).

Плавающая опора в виде радиального подшипника компенсирует тепловые деформации вала и погрешности изготовления. Применение шарикоподшипника требует при этом двустороннего крепления только его внутреннего (т.е. вращающегося) кольца, наружное (невращающееся) кольцо подшипника устанавливается в рабочее отверстие свободно в осевом направлении (рис. 22.1, 22.2, б, 22.3, а, в). При температурных колебаниях вал удлиняет-

ся или укорачивается и плавающая опора перемещается вместе с ним по расточке корпуса. Для этого наружное кольцо подшипника в корпусе должно быть установлено с подвижной посадкой (например $H7/10$) и иметь по торцам зазор c до защитных крышек (рис. 22.1, 22.3, а, в, 22.4).

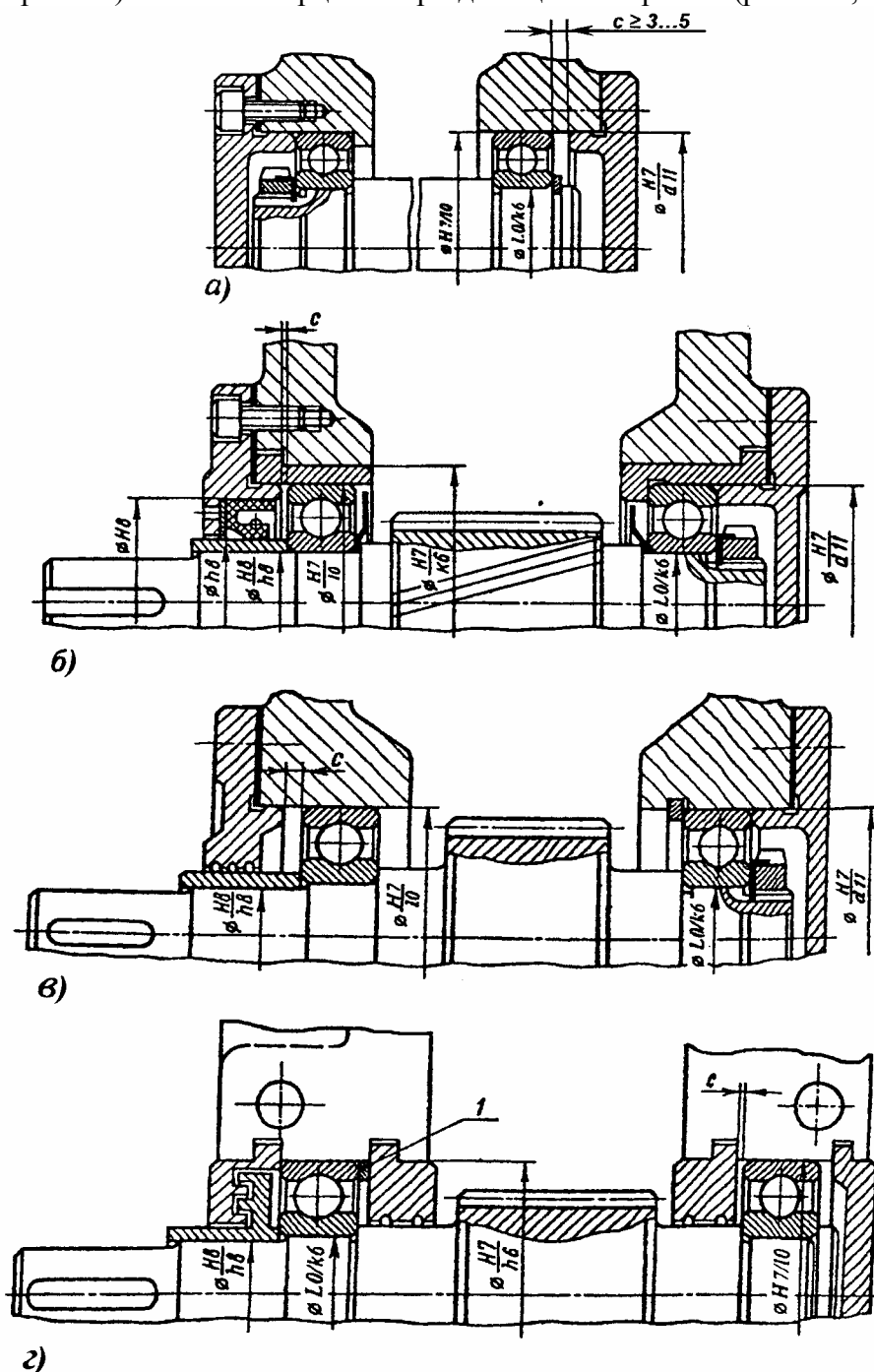


Рис. 22.1. Установка радиальных шарикоподшипников с фиксирующей и плавающей опорами

Применение в плавающей опоре роликового подшипника предполагает плавание опоры за счет осевого смещения тел качения относительно внутренней поверхности наружного кольца подшипника, которое при этом должно быть зафиксировано в осевом направлении (рис. 22.2, а, 22.3, б).

Из двух опор плавающей следует выбирать опору с меньшей радиальной нагрузкой. В этом случае при перемещении преодолевается меньшая сила трения и обеспечивается пониженный износ расточки корпуса. При наличии конической передачи её колеса должны располагаться ближе к фиксирующей опоре для меньшего влияния перемещения плавающей опоры на качество зацепления.

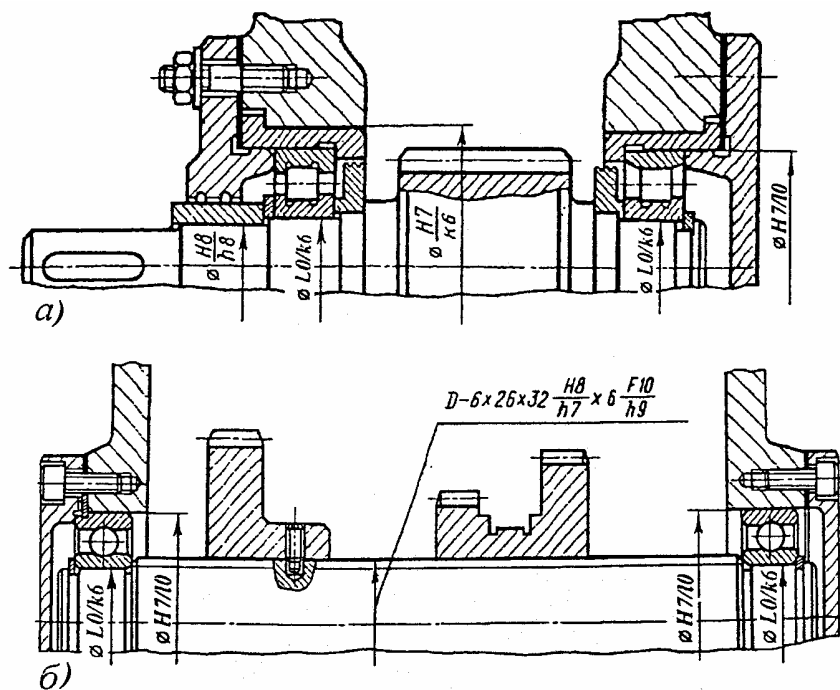


Рис. 22.2. Установка радиальных роликовых и шариковых подшипников с фиксирующей и плавающей опорами

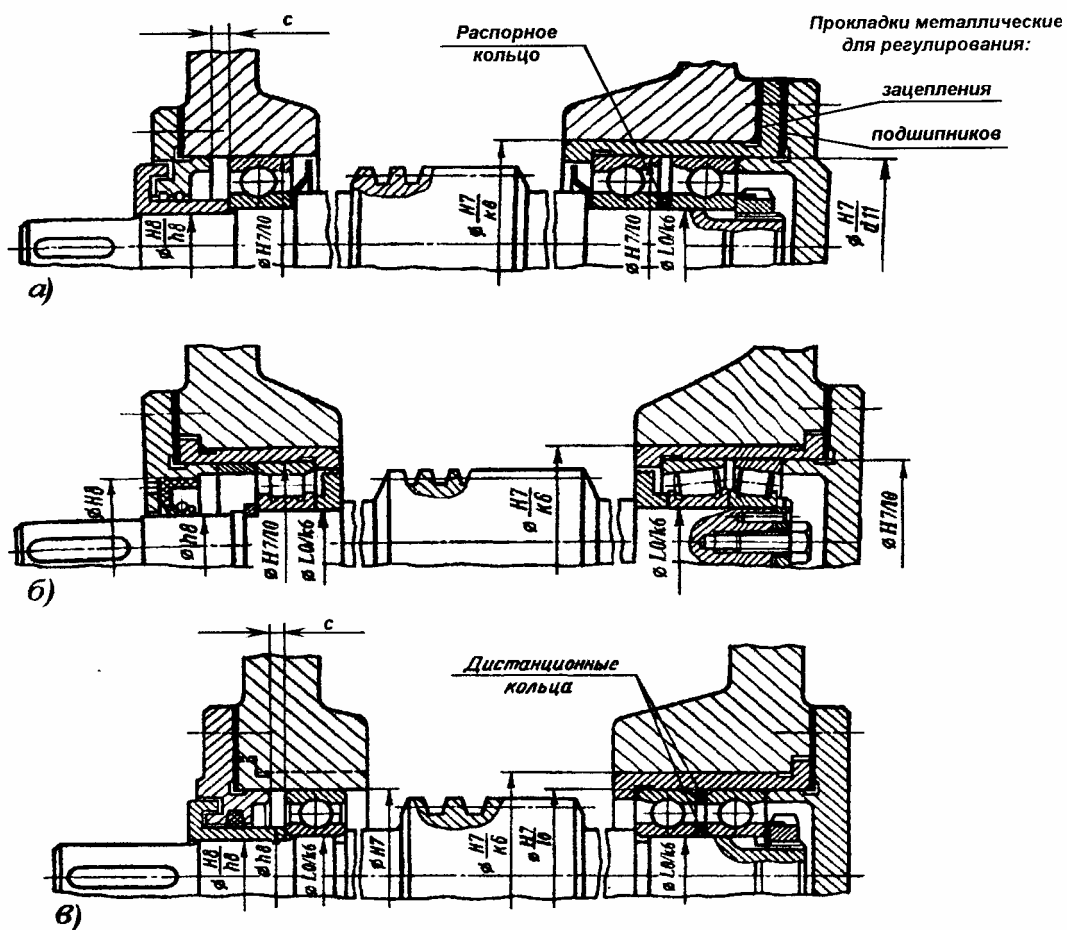


Рис. 22.3. Конструкции фиксирующих опор с двумя радиально-упорными подшипниками

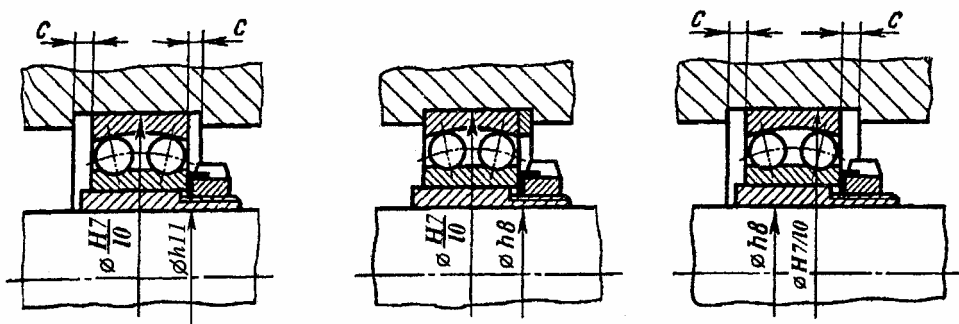


Рис. 22.4. Конструкция вала с плавающими крайними опорами

При конструировании опор с радиально-упорными подшипниками необходимо предусматривать регулирование в них осевого зазора (осевой “игры”). Допускаемые пределы осевой “игры” приведены в табл. 22.1. Регулирование зацепления конической зубчатой пары и червячного колеса с червяком рекомендуется производить двусторонним осевым перемещением вала за счет смещения стакана, в котором располагаются радиально-упорные подшипники (рис. 22.3,а).

Таблица 22.1

Значения допускаемых пределов осевой “игры” в опорах

Тип подшипника и его характеристики	Интервалы внутренних диаметров, $d_{\text{опор}}$, мм		Способы установки радиально-упорных подшипников				
			1-ый способ - в фиксирующей опоре при любом расстоянии от плавающей опоры		2-ой способ – в противоположных опорах по схемам “X”(“O”)		
	от	до	Допускаемые пределы осевой “игры”, мкм		Наибольшее расстояние между опорами, L , мм	Допускаемые пределы осевой “игры”, мкм	
			наим.	наиб.		наим.	наиб.
Радиально-упорный шариковый с углом контакта $\alpha = 12^\circ$, ГОСТ 831	10	30	20	40	$8d_{\text{опор}}$	30	60
	30	50	30	50	$6d_{\text{опор}}$	30	80
	50	80	40	70	$4d_{\text{опор}}$	40	100
Радиально-упорный шариковый с углом контакта $\alpha = 26^\circ \dots 36^\circ$, ГОСТ 831	10	30	20	30	Не рекомендуется устанавливать по схеме “X”(“O”)*		
	30	50	20	40			
	50	80	30	50			
Конический роликовый радиально-упорный с углом контакта $\alpha = 10^\circ \dots 16^\circ$, ГОСТ 27365	10	30	20	30	$12d_{\text{опор}}$	20	80
	30	50	40	40	$8d_{\text{опор}}$	40	110
	50	80	60	140	$7d_{\text{опор}}$	60	140
Конический роликовый радиально-упорный с углом контакта $\alpha = 25^\circ \dots 29^\circ$, ГОСТ 27365	10	30	20	40	Не рекомендуется устанавливать по схеме “X”(“O”)*		
	30	50	20	40			
	50	80	30	60			

* Применяются в автомобилестроении

22.3. КОНСТРУИРОВАНИЕ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ С ФИКСИРОВАННЫМИ ОПОРАМИ ПРИ УСТАНОВКЕ ПОДШИПНИКОВ ПО СХЕМАМ “X” И “O”

Установку подшипников по схеме “X” обычно применяют для двухопорных валов небольшой длины - до 300 ... 350 мм [$L \leq (6 \dots 10) d_{\text{опор}}$]. Такое крепление является наиболее простым и дешевым, так как при этом расточки корпуса гладкие и сквозные. Вал фиксируется от осевого перемещения в корпусе в обоих направлениях с двух концов привертными крышками (рис. 22.5,а,б, 22.6, а-в) или закладными крышками, установленными в разъем корпуса (рис. 22.5,в и 22.6,г).

Способ установки по схеме “X” при отсутствии осевых нагрузок или малой их величине можно применять как для радиальных шарикоподшипников (одно- и двухрядных), так и для радиальных роликовых, имеющих на кольцах бурты (тип 42000) или бурты и специальные упорные

шайбы (типы 62000 и 92 000). Соотношение между величинами L и $d_{опор}$ для радиальных подшипников $L \leq (8 \dots 10) d_{опор}$. Отсутствие защемления вала в опорах при нагреве и ошибках изготовления и сборки гарантируется зазором a . Он устанавливается на одном конце вала между крышкой и наружным кольцом подшипника. Так как зазор очень мал, то на чертежах он не указывается. При радиальных подшипниках величина зазора a принимается на 0,2 ... 0,3 мм больше величины тепловой деформации вала ΔL :

$$\Delta L = [\alpha_{\text{в}} (t_{\text{к.в.}} - t_{\text{н.в.}}) - \alpha_{\text{к}} (t_{\text{к.к.}} - t_{\text{н.к.}})]L,$$

где: $\alpha_{\text{в}}$ и $\alpha_{\text{к}}$ - коэффициенты линейного расширения материала вала и корпуса;

$t_{\text{к.в.}}$ и $t_{\text{к.к.}}$ - конечная температура нагрева вала и корпуса;

$t_{\text{н.в.}}$ и $t_{\text{н.к.}}$ - начальная температура вала и корпуса;

L - расстояние между опорами.

Для установки подшипников по схеме “Х” при действии осевых нагрузок применяются радиально-упорные шариковые и конические роликовые подшипники. Так как эти подшипники более чувствительны к изменению осевых зазоров, то в этом случае рекомендуется $L \leq (6 \dots 8) d_{опор}$, причем меньшие значения относятся к роликовым подшипникам. Тепловой зазор здесь недопустим и должно быть обеспечено регулирование осевого зазора (натяга) в подшипниках.

Зазор a при радиальных подшипниках либо осевой зазор в радиально-упорных подшипниках устанавливается при сборке опор путём подбора комплекта регулировочных металлических прокладок 1 между торцом бобышек и поверхностью фланца крышек (рис. 22.5,а, 22.6,а-в), подшлифовки и подбора по толщине компенсаторных колец 2 (рис. 22.5,б,в 22.6,г), а также за счет осевого перемещения нажимных шайб винтами, вворачиваемых в привертные (рис. 22.7,а) либо закладные крышки (рис. 22.7,б) или (реже) за счет резьбовых крышек, вворачиваемых в корпус (рис. 22.7,в).

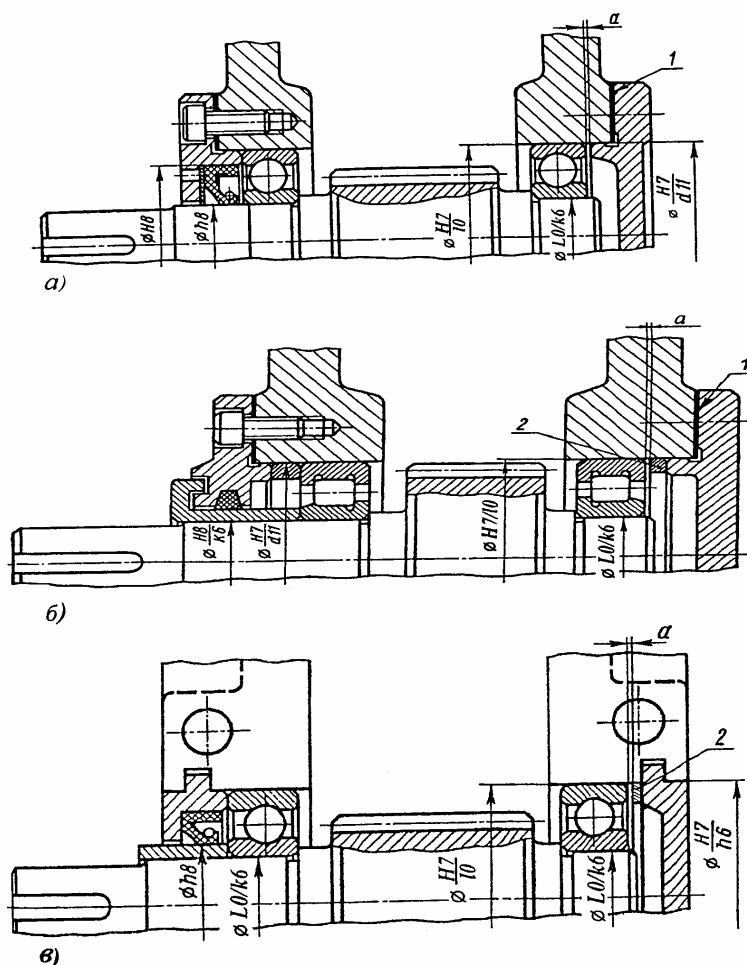


Рис. 22.5. Конструкции фиксированных опор с применением радиальных шариковых и роликовых подшипников

Особенностью конструкций, изображенных на рис.22.7,а,б, является то, что кроме регулирования осевого зазора в подшипниках, здесь необходимо осуществлять регулирование червячного и конического зацеплений, которая производится перемещением всего собранного комплекта вала в осевом направлении. Обе регулировки осуществляются через нажимные шайбы двумя установочными 1 или нажимными винтами 2. В процессе сборки вначале регулируются осевое положение червячного и конического колес, а затем, одним из винтов при другом фиксированном, осевой зазор в подшипниках. Подобным образом осуществляются также регулировки с использованием крышек с наружной резьбой, имеющих стопорные устройства (рис.22.7,в). На рис.22.6,г приведен вариант регулирования конического зацепления за счет смещения колеса относительно вала шлицевыми гайками.

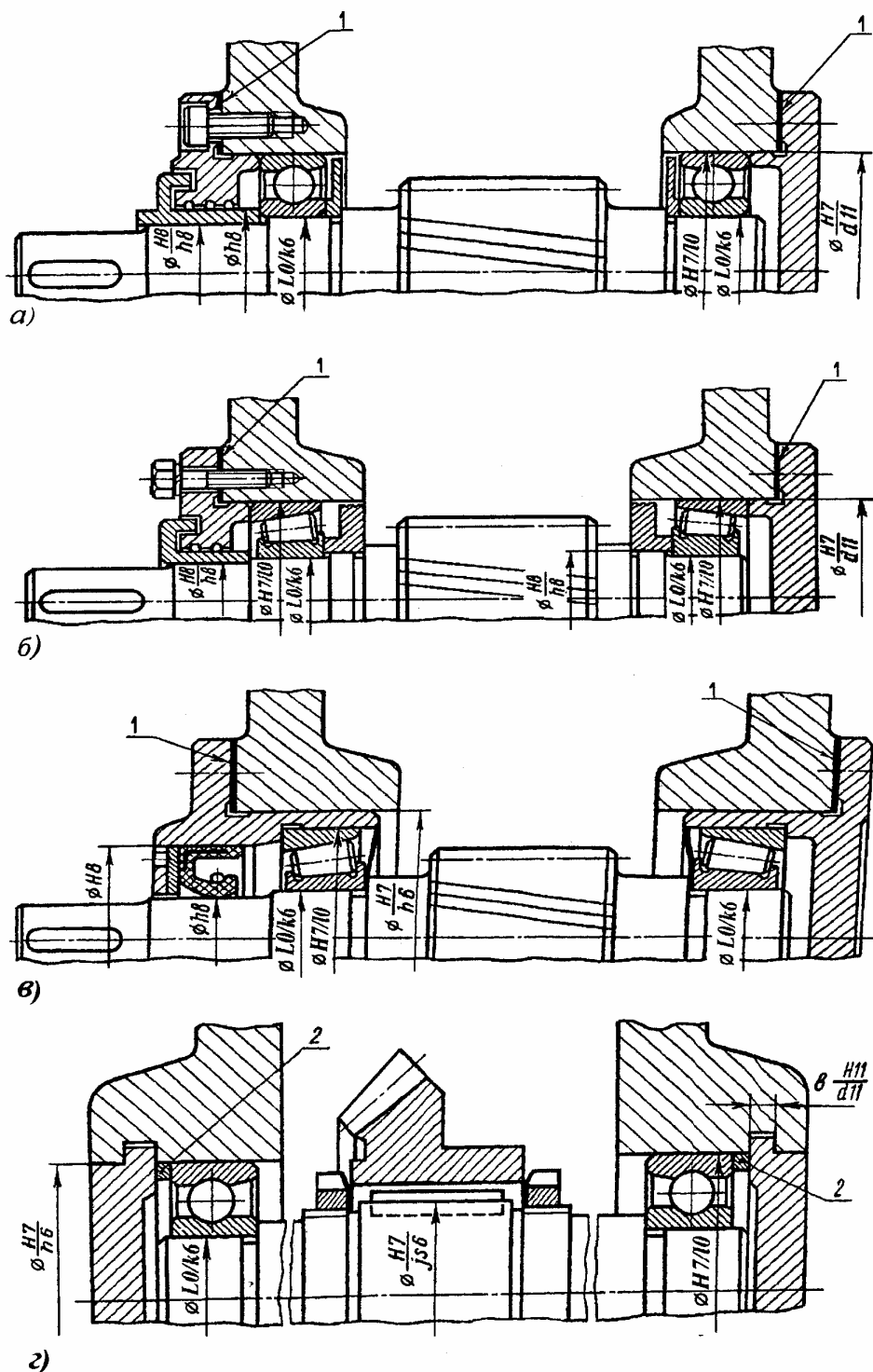




Рис. 22.7. Регулирование зацепления и осевого зазора в радиально-упорных подшипниках винтами через нажимные шайбы и резьбовыми крышками



Рис. 22.8. Установка радиально-упорных подшипников с осевой фиксацией по схеме "0"

Установку радиально-упорных подшипников по схеме “О” (рис. 22.8) применяют для валов небольшой длины, но не в таких жестких пределах как для схемы “Х”. Наружные кольца радиально-упорных подшипников своими широкими торцами упираются в бурты стаканов (рис. 22.8,а,в) или в заплечики расточек с внутренней стороны корпуса (рис. 22.8,б). Регулирование подшипников производится гайкой (рис.22.8), перемещающей внутренние кольца подшипников. Последние в этом случае должны устанавливаться на валу обычно с полем допуска $L0/j_s6$, а гайку после регулирования следует фиксировать от самоотвинчивания.

ния. Конструкция подшипниковых опор по схеме “О” исключает опасность защемления подшипников даже при валах значительной длины. Однако из-за большей конструктивной и технологической сложности на практике она встречается относительно редко и обычно применяется для консольно расположенной конической шестерни на коротких валах.

22.4. ОПОРЫ ПЛАВАЮЩИХ ВАЛОВ

Плавающими являются валы, обе опоры которых не зафиксированы в осевом направлении. Применяются при необходимости обеспечения самоустановки в осевом направлении плавающего вала относительно другого вала, зафиксированного от осевых перемещений. Такая самоустановка необходима, например, в шевронных или косозубых передачах в виде разделенных шевронов, когда для нормальной их работы необходимо уравнивание осевых сил, возникающих в полушевронах.

В качестве опор плавающих валов применяются радиальные подшипники (рис. 22.9,а) и наиболее часто подшипники с короткими цилиндрическими роликами без бортов на наружном кольце (рис.22.9,б). Последние снижают износ отверстий корпуса в местах установки подшипников.

При применении подшипника с одним бортом на наружном кольце (рис.22.9,в) необходимое осевое положение привертных крышек устанавливают при сборке подбором тонких металлических прокладок 1 для создания между ними и наружными кольцами подшипников зазора $c=0,5...0,8$ мм. При этом закреплять на валу внутреннее кольцо подшипника не требуется.

В начальный момент осевого плавания вала ролики подшипников смещают наружные кольца на некоторую величину в сторону крышек. Найдя свое положение, наружные кольца остаются неподвижными. Важное достоинство последней схемы в сравнении с предыдущей – возможность регулирования начальной величины осевого смещения наружного и внутреннего колец подшипника и отсутствие проточек в корпусе и на валу под пружинные плоские упорные кольца.

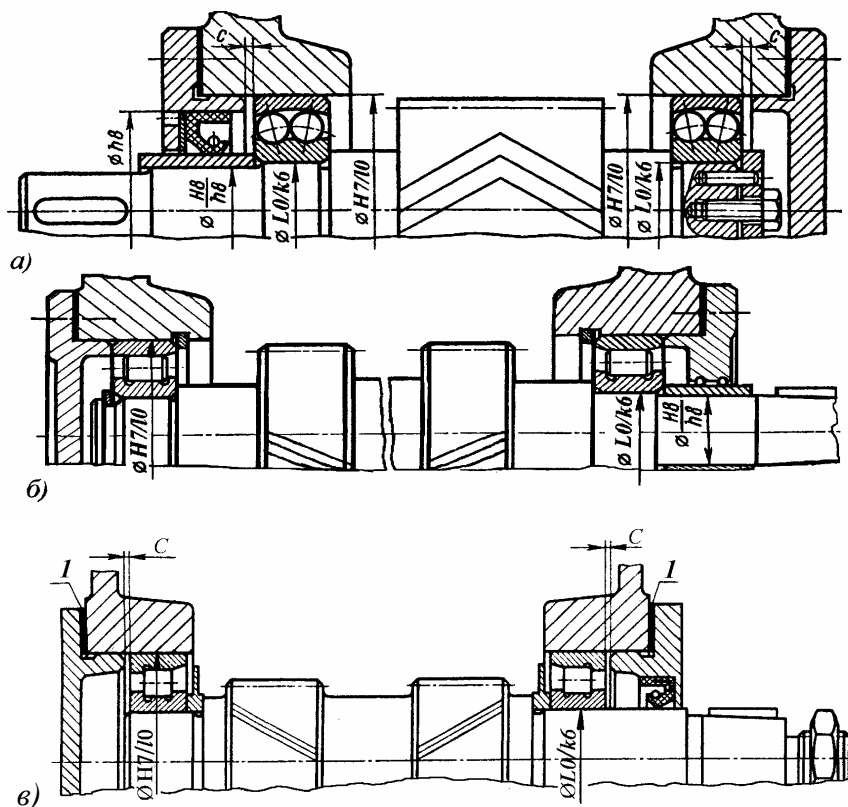


Рис. 22.9. Конструкция опор плавающих валов

22.5. ОПОРЫ ВАЛОВ КОНИЧЕСКИХ ШЕСТЕРЕН

В конструкциях подшипниковых узлов валов конических шестерен применяются радиально-упорные шариковые (22.10,а,г) или роликовые (рис. 22.10,б,в) подшипники, причем последние

обеспечивают большую жесткость опор, но допускают частоту вращения вала не более 1000 мин^{-1} . Сравнивая конструкции подшипниковых опор, выполненных по схеме “Х” (рис. 22.10,б) или по схеме “О” (рис. 22.10,в), можно отметить, что при одном и том же расстоянии L между подшипниками при их установке по последней схеме обеспечивается большая база ($l'' > l'$), а, следовательно, и большая жесткость опор по сравнению с установкой подшипников по первой схеме.

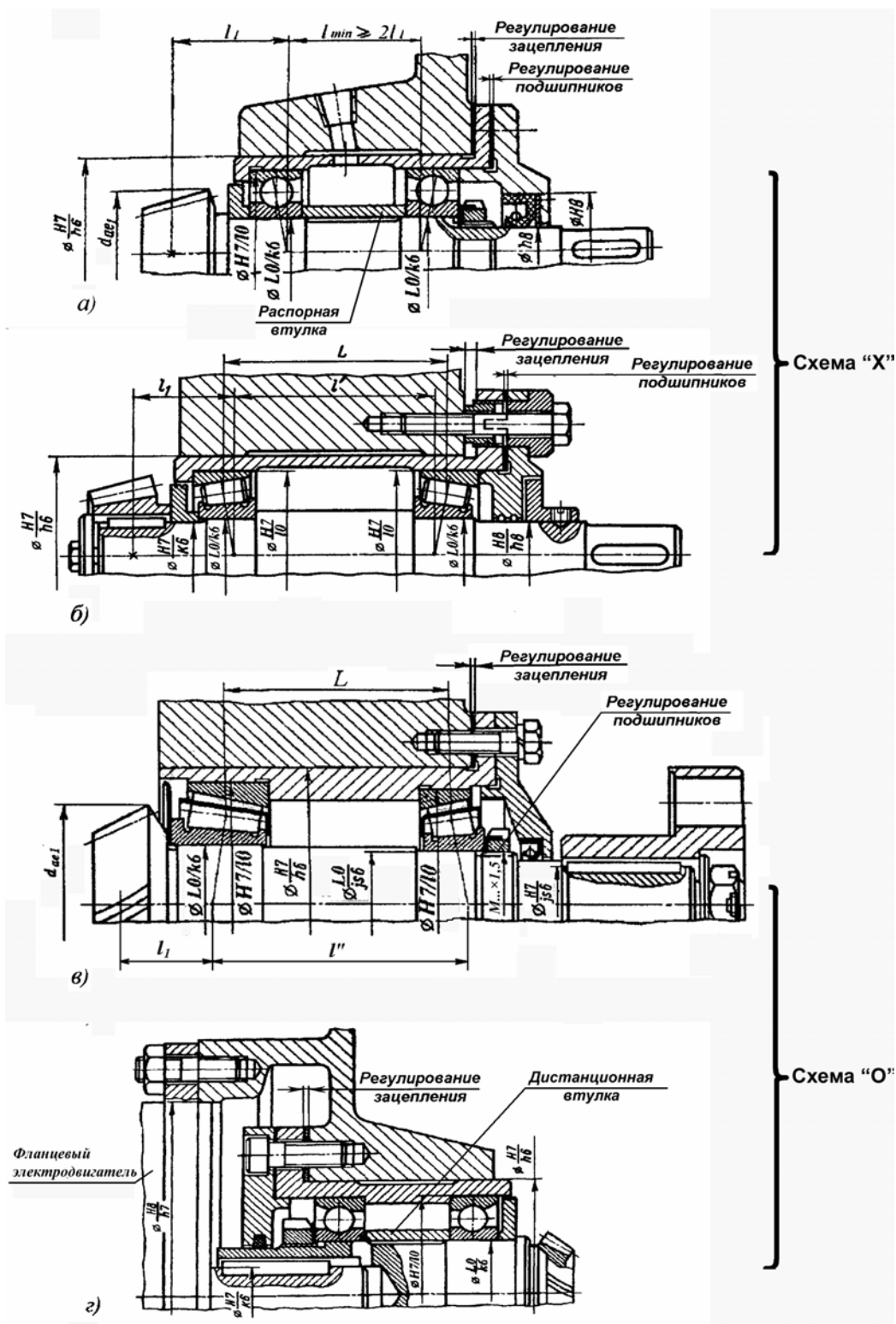


Рис. 22.10. Конструкции опор конических шестерен с применением радиально-упорных подшипников

В любом случае для уменьшения радиальных нагрузок, действующих на подшипники вала с консольно расположенной конической шестерней, и увеличения его жестко-

сти необходимо обеспечивать отношение расстояния между опорами к длине консоли из условия $l_{min} \geq (2 \dots 2,5) l_1$ (рис. 22.10,а).

Регулирование осевого зазора в подшипниках осуществляется при установке по схеме “Х” металлическими прокладками под фланцами крышек (рис. 22.10,а,б), а при установке по схеме “О” – шлицевыми гайками (рис. 22.10,в,г). В этих конструкциях регулирование зацепления конической передачи осуществляется путем подгонки разъемного кольца (из двух половин) или металлических прокладок, установленных между торцом бобышек корпуса и фланцем стакана (рис. 22.10,а,в,г), либо за счет регулировочных шайб, ввернутых во фланец стакана (рис. 22.10,б). Наружный диаметр стакана выбирается с расчетом постановки в корпус заранее собранного комплекта вала-шестерни с опорами.

22.6. ОПОРЫ ВАЛОВ ЧЕРВЯКОВ

Опоры валов червяка в силовых червячных передачах нагружены значительными осевыми силами и работают при сравнительно высоких частотах вращения. Поэтому в опорах применяют как радиально-упорные конические подшипники - при частоте вращения вала до 1000 мин^{-1} (рис.22.3,б), обеспечивающих высокую жесткость опор, так и шариковые радиально-упорные (рис. 22.3,а,в, 22.8,а), потери мощности и тепловыделение в которых значительно ниже. Необходимо отметить, что здесь не рекомендуется устанавливать радиально-упорные подшипники с большим углом контакта ($\alpha > 18^\circ$) по схеме “Х” (рис. 22.6), а следует монтировать их в фиксирующей опоре при другой плавающей (рис.22.3).

При действии больших осевых сил для их восприятия в опорах валов червяков используются часто упорные подшипники (рис. 22.11).

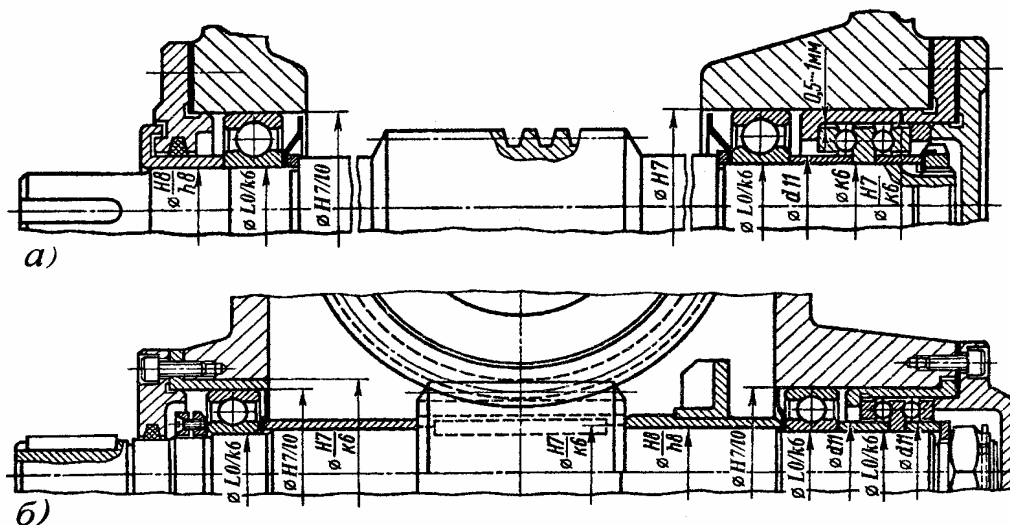


Рис. 22.11. Конструкции фиксирующей опоры вала-червяка с радиальным и упорным подшипниками

При длинных валах и значительных температурных деформациях обычно применяется установка вала червяка с фиксирующей и плавающей опорами (рис. 22.3, 22.11). Подшипники фиксирующей опоры устанавливаются обычно в стакане, который, в свою очередь, монтируется в корпусе (рис. 22.3) и имеет наружный диаметр, позволяющий осуществлять установку вала червяка в корпус в собранном виде.

22.7. ОПОРЫ СООСНО РАСПОЛОЖЕННЫХ ВАЛОВ

Такие опоры встречаются, например, в соосном двухступенчатом цилиндрическом редукторе и в коробках скоростей станков (рис. 32.2). При этом во внутренней стойке корпуса рядом располагаются разные по габаритам подшипники соосных валов. Один из них являет-

ся опорой быстроходного, а другой - тихоходного валов. Валы фиксируются обычно по схеме "X". На рис. 22.12 показаны конструктивные варианты выполнения промежуточной опоры соосно расположенных валов.

На рис.22.12,а показан вариант, когда отверстия под подшипники выполняют непосредственно во внутренней стойке корпуса. Обработку отверстий ведут с двух сторон, образуя упорные бурты для подшипников в обоих отверстиях, что создает трудности при обработке.

На рис. 22.12,б,в отверстие выполнено сквозным с диаметром D_2 (по наружному диаметру большего подшипника). Для установки подшипника с меньшим наружным диаметром требуется применение дополнительной втулки 1. При разъемном корпусе (рис. 22.12,б) осевое фиксирование втулки осуществляется кольцевым выступом, входящим в канавки корпуса и крышки.

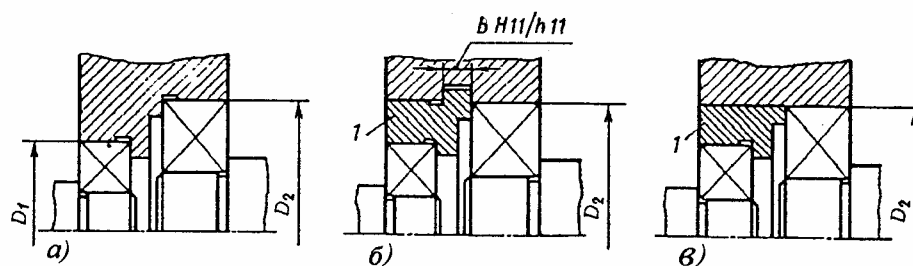


Рис. 22.12. Конструктивные варианты выполнения промежуточной опоры во внутренней стойке корпуса при установке подшипников "враспор":

а) с упорными буртом, б) с использованием втулки 1 с фиксирующим кольцевым выступом, в) с использованием втулки 1 без выступа

На рис. 22.12, в показан конструктивный вариант со сквозным отверстием под подшипники с втулкой 1 для неразъемного корпуса. Регулирование осевых зазоров при монтаже опор по рис.22.12,а и б осуществляется независимо для каждого вала, а при сборке по рис. 22.12,в - одновременно для всех четырех подшипников обоих валов.

22.8. СПОСОБЫ КРЕПЛЕНИЯ КОЛЕЦ ПОДШИПНИКОВ

В табл. 22.2 рассматриваются наиболее распространенные способы крепления внутренних и наружных колец подшипников. Варианты крепления колец подшипников приведены также в гл. 18.

Таблица 22.2

Способы крепления внутренних и наружных колец подшипников.

Номер рисунка	Способы крепления колец подшипников	Примечание
Крепление внутренних колец		
22.5,а и 22.6, в, г	Кольцо подшипника установлено на вал с гарантированным натягом до упора в бурт или промежуточную деталь, смонтированную на том же валу. Способ простой, не требующий дополнительного крепления	Для радиальных и радиально-упорных подшипников, когда требуется их одностороннее осевое крепление по схеме "X"
22.1, б, в, г	Один торец кольца упирается в заплечик вала, ко второму торцу подшипника прижимается ступицей муфты, шкива или звездочки втулка	а) Для радиальных или радиально-упорных подшипников, установленных в фиксированной или плавающей опоре. б) Для ограничения осевого положения консольно расположенных деталей: шкива, муфты, звездочки, шестерни и т. д.
22.1, а; 22.2, а; 22.3, б; 22.5, б, в; 22.9, б	Кольцо подшипника крепится на валу между его заплечиком и упорным пружинным кольцом, вставленным в специальную проточку вала. Для удобства монтажа и уменьшения точности изготовления канавки часто ставят между торцом подшипника и упорным кольцом регулируемое кольцо (компенсатор). Постановка упорного пружинного кольца - простой и надежный способ, рекомендуемый к применению	Для радиальных подшипников, когда необходимо предохранить подшипники от случайных перемещений

22.1, б 22.3, а, в 22.8, а, б 22.10, г	Кольцо подшипника поджимается к заплечику вала шлицевой гайкой. От самоотвинчивания гайка стопорится шайбой, внутренний язычок которой входит в специальный паз вала, а наружный выступ отгибается в один из пазов гайки. Способ надежный, но дорогой. Иногда вместо стопорной шайбы ставят две гайки	Для крепления радиальных подшипников, а также радиально-упорных и упорных подшипников при наличии двусторонних осевых нагрузок. При установке радиально-упорных подшипников по схеме "О" для их регулирования по внутренним кольцам
22.11, б	Подшипник крепится гайкой с прорезью и зажимным винтом, предохраняющим от самоотвинчивания	Применяется, когда фрезерование канавки под стопорную шайбу нежелательно или при больших диаметрах резьб
22.11, б	Подшипник крепится корончатой гайкой с шайбой и шплинтом	Для упорных и радиально-упорных подшипников, на которые действуют двусторонние большие осевые и ударные нагрузки, а также при малом диаметре конца вала
22.1, г 22.3, б 22.9, а	Подшипник крепится плоской или фасонной торцевой шайбой с винтом и фиксатором. Надежный и простой способ	Применяются, когда габаритные размеры не позволяют обеспечить резьбовые концы валов. Величина осевого усилия, воспринимаемого таким образом, зависит от конструктивных особенностей крепления шайбы к торцу вала
22.4	Крепление подшипников на гладком трансмиссионном валу с помощью конической разрезной крепежной втулки, гайки и стопорной шайбы	Применяется для двухрядных сферических подшипников, там, где осевые нагрузки отсутствуют или незначительны
Крепление наружных колец		
22.2, б	Подшипник крепится упорным пружинным кольцом, заложённым в канавку его наружного кольца и крышкой. Простой, дешевый способ, рекомендуется к применению	Для крепления радиальных шариковых подшипников типа 50 000 (ГОСТ 2893) в фиксированной или фиксирующей опорах при отсутствии или незначительной осевой нагрузке
22.1, а, б 22.3	Наружное кольцо подшипника или двух подшипников зажимается между крышкой и упорным буртом корпуса. Крепление надежное, но усложнена расточка корпуса. Для устранения этого недостатка в гладкую расточку корпуса устанавливается стакан с отбуртовкой	Для радиальных подшипников в фиксирующей опоре, или для радиально-упорных, установленных попарно в одной фиксирующей опоре и воспринимающих значительные осевые нагрузки
22.1, в 22.9, б	Наружное кольцо подшипника зажимается между крышкой и упорным пружинным кольцом, вставленным в канавку корпуса	Для радиальных подшипников при отсутствии или при незначительных осевых нагрузках
22.7, в	Подшипник поджимается упорным кольцом с наружной резьбой (кольцо стопорится от отвинчивания фиксатором), либо упорным кольцом с наружной резьбой и прорезью (кольцо фиксируется от отвинчивания зажимным винтом). Этот способ, относительно дорог, особенно если резьба нарезается в корпусе. Часто во избежание нарезки резьбы в корпусе она выполняется в стакане	Применяются для крепления радиальных и радиально-упорных подшипников, когда нельзя их закрепить иным образом. Обеспечиваются точное регулирование радиальных и радиально-упорных подшипников и зацепления. Допускаются значительные осевые нагрузки
22.6, в 22.11, б	Установка наружного кольца непосредственно в крышке. Способ относительно дорог. Осевой зазор регулируется за счет прокладок	Для радиальных подшипников и радиально-упорных подшипников, воспринимающих осевые нагрузки. Этот способ обычно применяется, когда отверстие в корпусе конструктивно должно быть больше наружного кольца подшипника
22.7	Подшипник крепится и регулируется с помощью зажимной шайбы и винта, ввернутого в крышку. Надежный способ крепления с простой регулировкой	Для радиально-упорных подшипников, требующих регулирования осевых зазоров, и для осевого смещения вала в целях регулирования зацепления передач
22.1, г 22.5, в 22.6, г	Наружное кольцо крепится в разъемном корпусе закладной крышкой. Для регулирования и компенсации неточности изготовления между торцом наружного кольца подшипника и торцом крышки ставятся регулировочные (компенсаторные) кольца	Для радиальных и радиально-упорных подшипников, воспринимающих осевые нагрузки

22.9. ВЫБОР ПОСАДОК ПОДШИПНИКОВ

Различают три случая работы колец подшипников:

- а) кольца вращаются относительно радиальной нагрузки и, следовательно, подвергаются так называемому циркуляционному нагружению;
- б) кольца неподвижны относительно нагрузки и подвергаются местному нагружению;
- в) кольца нагружены нагрузкой не совершающей полного оборота и подвергаются колебательному нагружению.

Посадки подшипников отличаются от обычных расположением и величинами полей допусков на посадочные поверхности колец. Так поля допусков на отверстие внутреннего кольца d смещены внутрь отверстия, что гарантирует надежность получения натяга в соединении вал-кольцо. Схемы полей допусков колец подшипников качения и сопряженных деталей представлены на рис. 22.13.

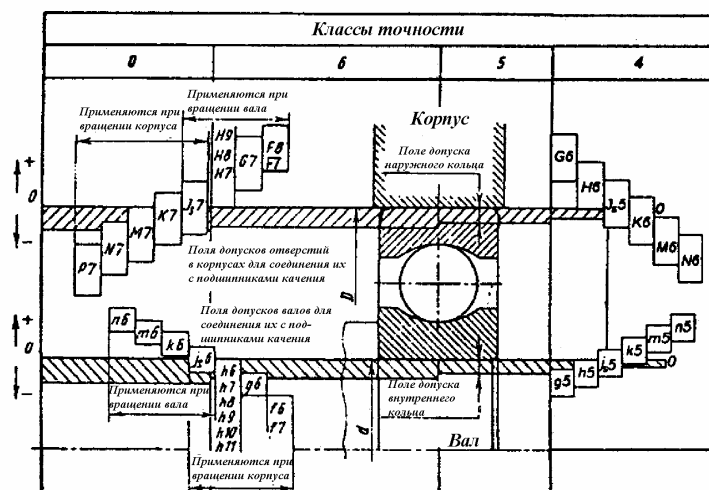


Рис. 22.13 Схема расположения полей допусков на присоединительные размеры подшипников, вала и корпуса

В соответствии с ГОСТ 3325 поля допусков на диаметр отверстия подшипника обозначаются $L0$, $L6$, $L5$, $L4$ и $L2$ (в зависимости от класса точности подшипника - 0, 6, 5, 4, и 2), а поля допусков на наружный диаметр подшипника обозначаются соответственно: $l0$, $l6$, $l5$, $l4$ и $l2$.

Примеры обозначения посадок подшипников на вал: $L0/j_6$, $L0/k_6$, $L6/k_6$; в корпусе: $H7/l0$, $K7/l0$, $H7/l6$.

В каждом случае, выбирая посадку, необходимо учитывать: условия нагружения кольца (местное, циркуляционное, колебательное); величину, характер и направление действующей нагрузки; режим работы (легкий, нормальный, тяжелый); тип подшипника; частоту вращения; способ монтажа и регулирования (смещением наружного или внутреннего колец); размеры подшипника и конструкцию вала (сплошной, полый). Примеры выбора посадок колец подшипников для классов точности 0 и 6 приведены в табл. 22.3

Характер нагружения колец подшипника и режим работы в зависимости от типа машин определяется по табл. 22.4

Кольцо, испытывающее местное нагружение необходимо устанавливать на вал или в корпус с зазором или малым натягом. При этом под действием толчков и вибраций в процессе работы кольцо постепенно проворачивается вокруг своей оси (меняя участки рабочей поверхности дорожки качения в зоне наибольшего нагружения), повышая ресурс работоспособности подшипника. Наиболее распространенной для большинства типов подшипников при местном нагружении является посадка в корпусе $H7/l0$ и $H7/l6$ (табл. 22.3).

При циркуляционном нагружении кольца применяются посадки с натягом (см. табл. 22.3), причем посадки с большим натягом имеют место для валов больших диаметров и при значительных по величине динамических нагрузках.

В случае циркуляционного нагружения при недостаточном натяге между посадочной поверхностью и кольцом может возникнуть зазор в нагруженной зоне, что приводит к обкатке кольцом посадочной поверхности, их развальцовке, контактной коррозии и истиранию. Излишний натяг также опасен, так как за счет температурных деформаций колец увеличивается сопротивление вращению, что вызывает защемление тел качения, если внешняя радиальная нагрузка не обеспечивает образование зазора между телами качения и кольцами в разгруженной зоне. Чем выше частота вращения подшипника, тем менее плотной должна быть посадка.

При изображении конструкции стандартных подшипников качения на чертежах для определения диаметров тел качения, толщины колец и т.д. могут использоваться ориентировочные соотношения их размеров в соответствии с ГОСТ, приведенные в приложении (см. табл. П.9-П.20).

Таблица 22.3

Рекомендуемые поля допусков для посадок подшипников классов точности 0 и 6

Нагружение	Режим работы	Подшипник	Диаметр отверстия подшипника d , мм	Поля допусков деталей	
				Вала	Отверстия
Местное	Легкий и нормальный	Шариковые и роликовые	Все диаметры	$f6^*$; $g6^*$; $h6^*$	$G7^*$; $H8^*$; $H7^*$
	Нормальный и тяжелый			$h6$; j_s6	$Js7$; $K7$; $M7$
Циркуляционное	Легкий и нормальный	Шариковые	до 100	j_s6 ; $k6$	$K7$; $M7$
			св. 100; до 140	$h6$; j_s6 ; $k6$	
			св. 140; до 250	$m6$	
		Роликовые	до 40	j_s6 ; $k6$	
			св. 40; до 140	$h6$; j_s6 ; $k6$	
			св. 140; до 250	$m6$	
	Нормальный и тяжелый	Шариковые	до 100	j_s6 ; $k6$	$M7$; $N7$
			св. 100; до 140	$m6$	
			св. 140; до 250	$n6$	
		Роликовые	до 40	j_s6 ; $k6$	
			св. 40; до 100	$m6$	
			св. 100; до 200	$m6$; $n6$	
	Тяжелый с ударными нагрузками	Шариковые и роликовые	св. 200; до 250	$n6$	$M7$; $N7$
			св. 50 до 100	$n6$	
			св. 100 до 140	$n6$; $p6$	
			св. 140 до 250	$p6$; $r6$; $r7$	
Колебательное	Легкий	Шариковые	Все диаметры	j_s6	$H7^*$
		Роликовые			$Js7$
	Нормальный или тяжелый	Шариковые и роликовые	до 80	j_s6 ; $k6$	$Js7$; $K7$
			св. 80; до 120	$m6$	
			св. 120; до 200	$m6$; $n6$	
			св. 200; до 250	$n6$	
	Тяжелый, нагрузка динамическая	Шариковые и роликовые	св. 50; до 100	$n6$	$M7$
			св. 100; до 140	$n6$; $p6$	
			св. 140; до 250	$p6$; $r6$; $r7$	

Примечания:

- * Поля допуска, обеспечивающее осевое перемещение кольца посадочной поверхности.
- Упорные подшипники устанавливаются на вал и в отверстие с полями допусков j_s6 и $Js7$ соответственно.
- Игольчатые подшипники в тонкостенных корпусах устанавливаются в отверстие с полем допуска $Js7$, на шейку вала - с полем допуска $h6$; j_s6 ; $k6$.
- Сферические подшипники на закрепительных втулках устанавливаются на трансмиссионных валах, имеющих поле допуска $h8$ и $h11$.
- При колебательном нагружении для всех режимов применяются поля допусков соответственно для вала j_s6 и отверстия в корпусе - $Js7$.

Таблица 22.4

Виды нагружения колец подшипника и режимы работы для некоторых типов машин

Вид нагружения		Режим работы	Применение и характеристики опор
Внутреннее кольцо	Наружное кольцо		
Циркуляционное	Местное	Легкий и нормальный	Редукторы, коробки скоростей станков, газотурбинные двигатели, сельхозмашины, центробежные насосы, центрифуги, трансмиссионные валы. Подшипники монтируют без нагрева.
		Нормальный и тяжелый	Электродвигатели мощностью до 100 кВт, машины и механизмы общего машиностроения, коробки скоростей автомобилей и тракторов, крупные редукторы, кривошипно-шатунные механизмы, вентиляторы, турбокомпрессоры. Внутреннее кольцо при монтаже нагревается.
		Тяжелый с ударными нагрузками	Коленчатые валы двигателей, дробильные машины, ходовые колеса мостовых кранов, электродвигатели мощностью свыше 100 кВт, ролики рольгангов тяжелых станков, дорожные машины, экскаваторы, манипуляторы прокатных станков. Подшипники нагреваются при монтаже до 80° .
Местное	Циркуляционное	Легкий и нормальный	Ролики ленточных транспортеров, конвейеров, натяжные ролики ременных передач, шкивы и звездочки в конструкциях, разгружающих вал, сельхозмашины.
		Нормальный и тяжелый	Колеса автомобилей и тракторов, натяжные ролики, блоки грузо-подъемных машин, ролики рольгангов, валы малых прокатных станков. Наружное кольцо при монтаже охлаждается.

ГЛАВА 23

КОНСТРУИРОВАНИЕ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ, ПЛИТ И РАМ

Корпус коробки скоростей или редуктора предназначен для размещения его деталей и является весьма ответственной частью всей конструкции. В процессе работы он воспринимает через опоры все усилия, возникающие в передачах, и для обеспечения надежной работы должен быть достаточно прочным и жестким. Кроме того, корпус защищает передачи и подшипники от внешних воздействий, пыли, грязи и служит для отвода тепла, обеспечения надежной смазки, а также размещения масляной ванны.

При проектировании корпуса конструктору следует учитывать многие требования и в первую очередь технологию его изготовления, удобство осмотра и регулировки передач и муфт в процессе эксплуатации.

Обычно корпуса изготавливаются литыми, что дает возможность получить сложную их конфигурацию при минимальной массе и малой трудоемкости. В большинстве случаев для литья используют серый чугун СЧ15 (ГОСТ 1412), обладающий способностью демпфировать вибрации, а при необходимости обеспечить малую массу конструкции – легкие алюминиевые и магниевые сплавы (например, силумин).

В весьма ответственных конструкциях или при работе в тяжелых условиях с ударными нагрузками для корпусов используется стальное литье 25Л. Крупные корпуса машин в единичном производстве могут быть изготовлены сварными из стали Ст2, Ст3 или сварно-литыми.

23.1. ВЛИЯНИЕ НА КОНСТРУКЦИЮ ТЕХНОЛОГИИ ЛИТЬЯ

При разработке конструкции литой детали конструктор обязан учитывать особенности технологии ее литья, существенно влияющей на стоимость и качество отливки, исключая появление литейного брака.

23.1.1. Получение литейной формы

При конструировании литейной формы обычно следует обеспечивать:

1. Возможность получения технологически простой литейной формы, имеющей минимальное количество разъемов, а также малое число отъемных частей или не имеющей их.
2. Выбор плоскости разъема модели параллельно тем стенкам корпуса, на которых размещено наибольшее число отдельных выступающих приливов и различных бобышек (рис. 23.1,а). При этом необходимо стремиться к такому размещению детали при заливке формы, чтобы наибольшая ее сторона располагалась в горизонтальной плоскости, а наиболее ответственные поверхности находились внизу, где качество металла всегда выше;
3. Свободное удаление модели и стержня из формы и стержневого ящика;
4. Расположение различных выступающих приливов и бобышек, при котором на модели не было бы отъемных частей, усложняющих и удорожающих модель и процесс формовки (рис.23.1,б).

Правильность спроектированной литейной формы обычно проверяется по отсутствию теневых участков при условном освещении детали воображаемым потоком лучей, направленным перпендикулярно плоскости разъема (направлению формовки) (рис.23.1,в).

23.1.2. Образование внутренних полостей

Внутренние полости корпусов образуются с помощью стержней, которые в литейной форме должны иметь устойчивое положение и надежную фиксацию. Основным и наиболее простым является способ установки стержней на знаках. Для выхода знаков обычно используют конструктивные отверстия в деталях (например, отверстия для подшипников в корпусе). Если таких отверстий нет или их недостаточно, то в конструкции предусматриваются специальные технологические проемы (окна) и отверстия, которые в последствии использу-

ются также и для удаления остатков стержней и очистки внутренней полости отливки. Размеры проемов и отверстий, закрываемые обычно заглушками, и их количество зависят от размеров и формы стержней. Иногда стержни закрепляются жеребейками (накладные стальные пластинки), подвешиваются на проводках и т. п. Если внутренние полости изолированы друг от друга, их рекомендуется соединять окнами во внутренних стенках (рис.23.1,г).

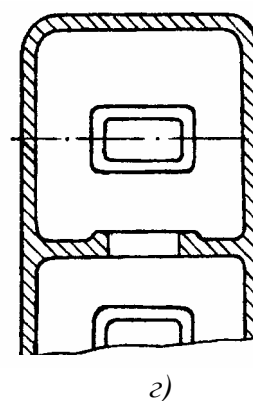
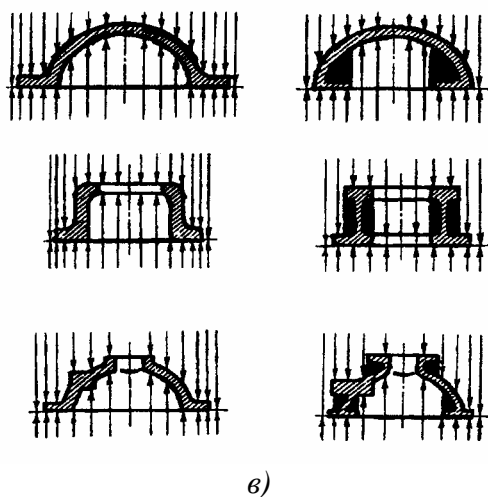
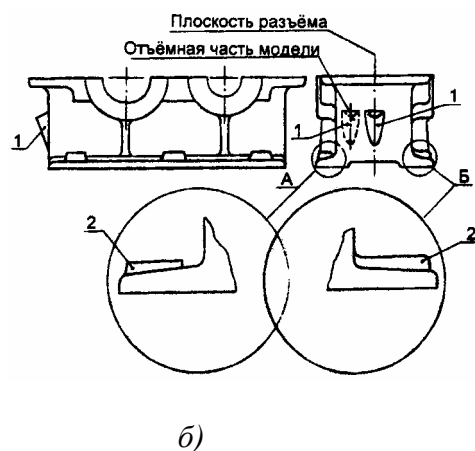
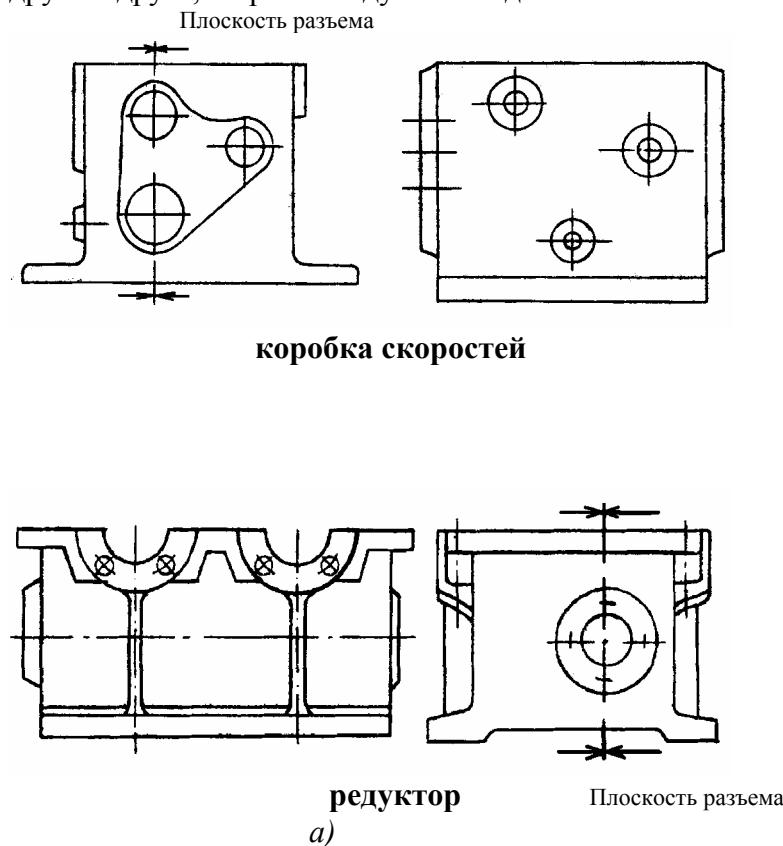


Рис.23.1. Приемы обеспечения простой и технологичной литейной формы

23.1.3. Литейные уклоны

Для обеспечения беспрепятственного удаления модели из формы стенки литых корпусов в направлении ее выемки выполняют с формовочными уклонами. Величина формовочных уклонов обычно принимается для деталей средних размеров 1:20 и крупных – 1:30.

23.1.4. Выбор толщины стенки

Правильный выбор толщины стенки отливки имеет большое значение. При большой толщине стенки увеличивается масса детали и создаются условия для образования усадоч-

ных раковин в местах скопления металла. Минимальная толщина стенок обуславливается прочностью и жесткостью детали, а также литейными свойствами металла, его жидкотекучестью. Для отливок из чугуна малых размеров (массой до 25 кг) принимают минимальную толщину стенки 5...6 мм, а для средних отливок (50...100кг) 8...10 мм. Конкретные рекомендации по определению толщин стенок неразъемных корпусов коробок скоростей приведены на рис.23.8, а разъемных корпусов редукторов – на рис.23.12.

23.1.5. Сопряжение стенок

В целях предупреждения возникновения в отливке внутренних напряжений, вызывающих ее коробление и появление трещин, необходимо обеспечивать следующие условия для равномерного охлаждения всех частей отливки:

1. Внутренние стенки отливок, находящиеся в неблагоприятных условиях охлаждения, выполнять на 20% меньше наружных;
2. При большой площади внутренних стенок снабжать их окнами, в углах которых следует обеспечивать большие радиусы скруглений, а по периметру – односторонний бурт (рис. 23.1г);
3. Кромки стенок с большой площадью и края больших проемов (окон) необходимо усиливать буртами (рис.23.2а);

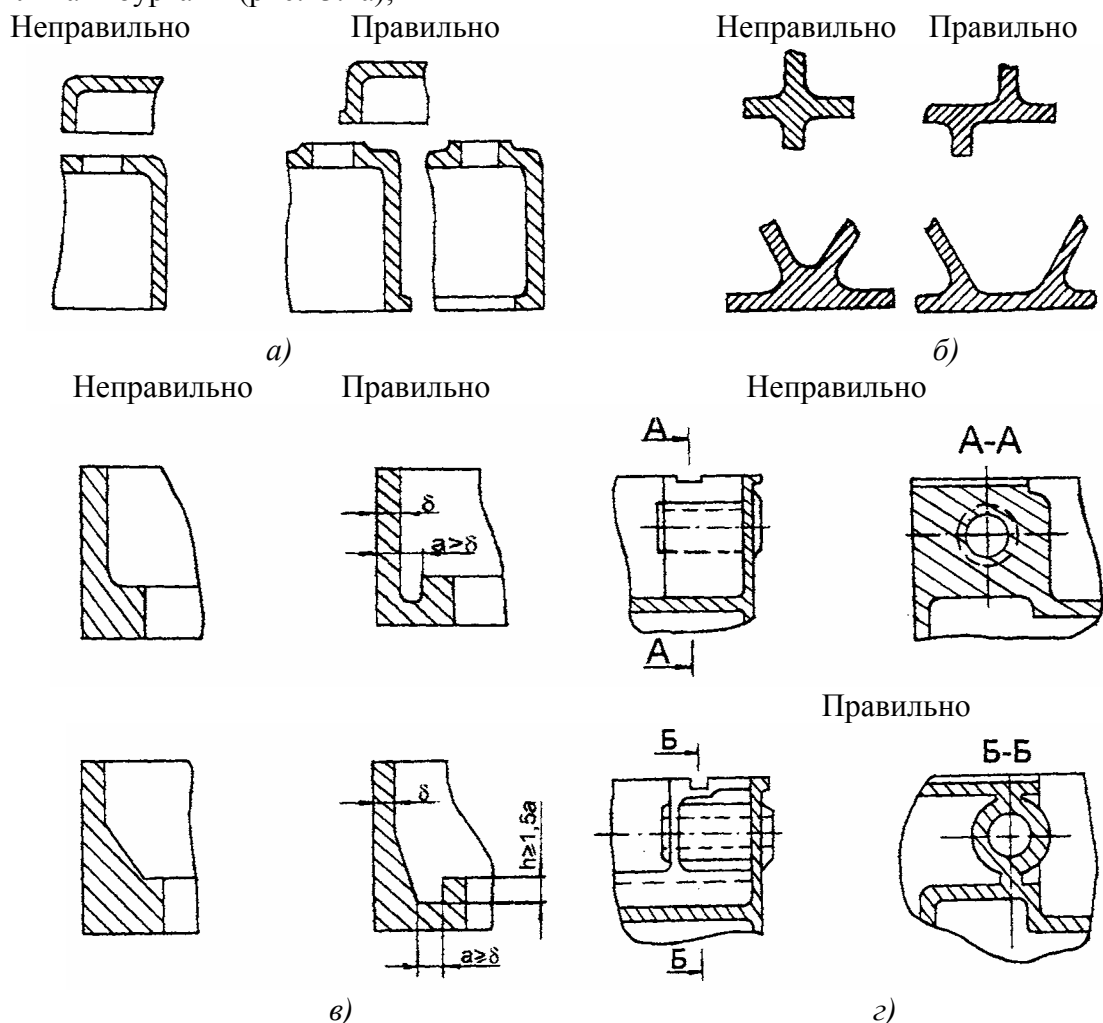


Рис. 23.2. Примеры сопряжения элементов отливок

4. Избегать большого скопления металла в местах пересечения стенок, соединения бобышек со стенками, в опорных частях корпуса и других за счет смещения внутренних стенок и ребер относительно друг друга (рис.23.2,б), рационального расположения бобышек (рис.23.2,в), выполнения внутренних выемок для выравнивания толщин стенок (рис 23.2,г);

5. В местах соединения стенок, приливов, ребер и т.п. выполнять плавные, обычно по радиусам, переходы. Величина радиусов принимается из ряда: 5, 8, 16, 20, 25, 32 и 40 мм. Рекомендации по рациональному сопряжению стенок разной толщины и величин радиусов закруглений приведены на рис.23.3.

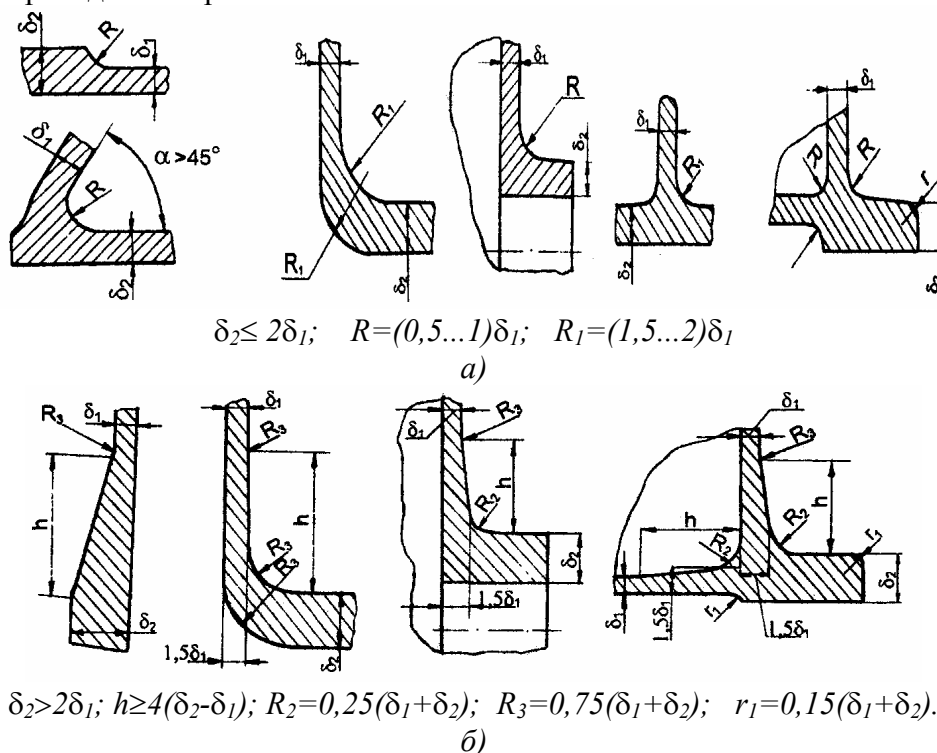


Рис.23.3. Сопряжение литых стенок разной толщины: а - при $\delta_2 \leq 2\delta_1$, б - при $\delta_2 > 2\delta_1$

23.1.6. Конструирование приливов

При конструировании приливов, бобышек, буртов и т. п. рекомендуется:

1. Количество приливов, бобышек и т. п. должно быть по возможности минимальным.
2. Отдельные, близко расположенные друг к другу приливы следует объединять в общий прилив, конфигурация которого должна быть удобной для извлечения модели из формы (рис.23.4,а). Минимальные расстояния между смежными приливами $S \geq (1,5...2)\delta$ (рис.23.4,б).
3. Поверхности, подвергающиеся механической обработке, следует отделять от необрабатываемых литых. Для этого их выполняют в виде приливов (платиков) высотой 4...5 мм (рис. 23.4,в).
4. При литье платики и бобышки смещаются относительно своих осей, поэтому их размеры принимаются на 5...10 мм больше сопряженных с ними деталей (фланцы крышек, стаканов и т.п.) (рис.23.4,в).

23.2. ВЛИЯНИЕ НА КОНСТРУКЦИЮ ТЕХНОЛОГИИ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ

Технология механической обработки корпусов зависит от количества выпускаемых изделий, т. е. от характера производства. При изготовлении корпусов коробок скоростей и редукторов, обрабатываемых на высокопроизводительных станках в условиях средне- и крупносерийного производства с применением приспособлений, механической обработке подвергаются: а) посадочные отверстия высокой точности под подшипники и стаканы; б) отверстия под различные втулки, валики управления и др.; в) резьбовые отверстия малых размеров под крепежные детали, пробки, маслоуказатели и т. п.; г) различные платики, торцевые поверхности бобышек и другие плоские опорные поверхности.

Не рекомендуется Правильно

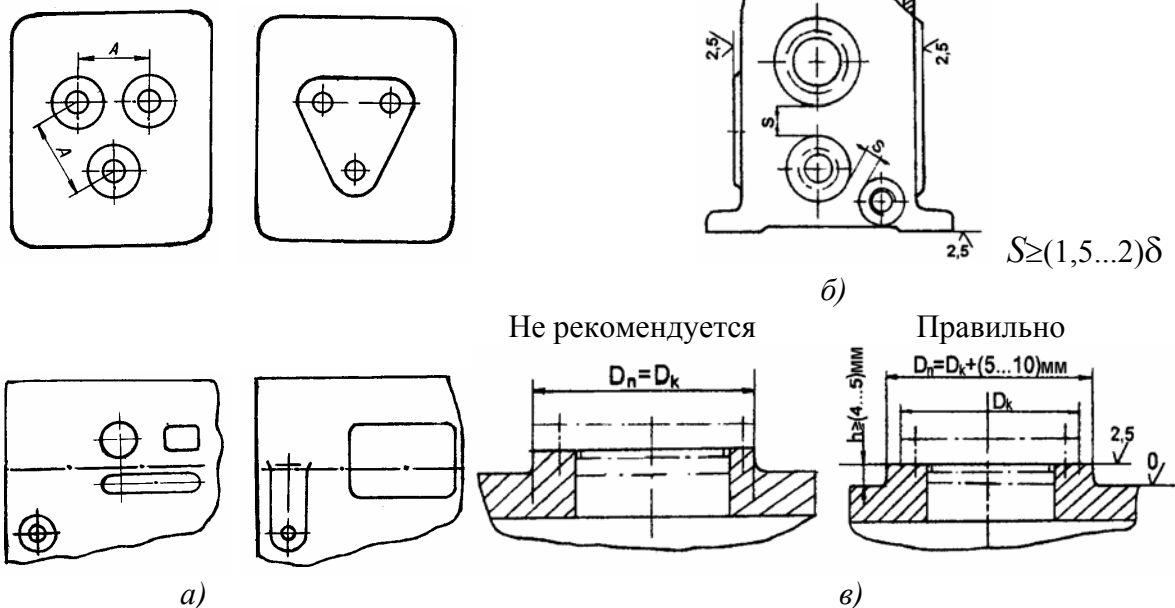


Рис.23.4. Конструирование приливов

Для обеспечения рациональной технологии механической обработки при конструировании корпуса рекомендуется:

1. Отделять обрабатываемые поверхности от окружающих необработанных, выполняя их различными по высоте (рис.23.4,б).

2. Уменьшать по возможности число обрабатываемых поверхностей внутри корпуса, а также в труднодоступных местах (рис.23.5,а).

3. На одной поверхности выполнять все обработанные приливы одинаковой высоты, обеспечивая возможность их обработки «напроход» с одной установки инструмента (рис.23.5,б).

4. Уменьшать по возможности площадь обрабатываемых поверхностей для сокращения времени на механическую обработку (рис.23.5,в).

5. Обрабатываемые поверхности выполнять перпендикулярно или параллельно друг к другу для избежания производить обработку на наклонных поверхностях (рис.23.5,г).

6. Обеспечивать нормальный вход и выход режущего инструмента. Так, при сверлении отверстий (во избежание поломок инструмента) поверхность детали в начале и конце сверления должна быть расположена перпендикулярно к оси сверла (рис.23.5,г). Отверстия по возможности выполнять сквозными и простой формы, а номенклатуру их диаметров делать возможно меньшей. Длина гладких отверстий принимается обычно не более $3d$ и резьбовых $-2d$.

7. При расположении вдоль одной оси нескольких отверстий целесообразно выполнять их одного диаметра или в форме односторонней елочки, обеспечивая возможность производить одновременную последовательную их обработку.

8. По возможности следует избегать отверстий с уступами, канавками, подрезными торцами и т. п., удорожающими изготовление корпусной детали.

9. Не рекомендуется выполнять широкие и глубокие выточки из-за трудоемкости и сложности их обработки (рис.23.5,д).

10. Отверстия под опоры валов обрабатываются на координатно-расточных (среднесерийное производство) или на агрегатных сверильно-расточных (крупносерийное производство) станках. При расточке этих отверстий следует избегать консольного расположения оправки. Для повышения точности обработки расточная оправка 1 должна иметь две направляющие опоры - переднюю и заднюю (рис.23.5,е). Для этого, например, в задней (третьей) стенке выполняют отверстие для прохода оправки, даже когда оно конструкцией не преду-

считается. После обработки такое отверстие обычно заглушают пробкой или закрывают крышкой. Для той же цели может быть использован кронштейн 2 (рис. 23.5,е), устанавливаемый при обработке внутри корпуса.

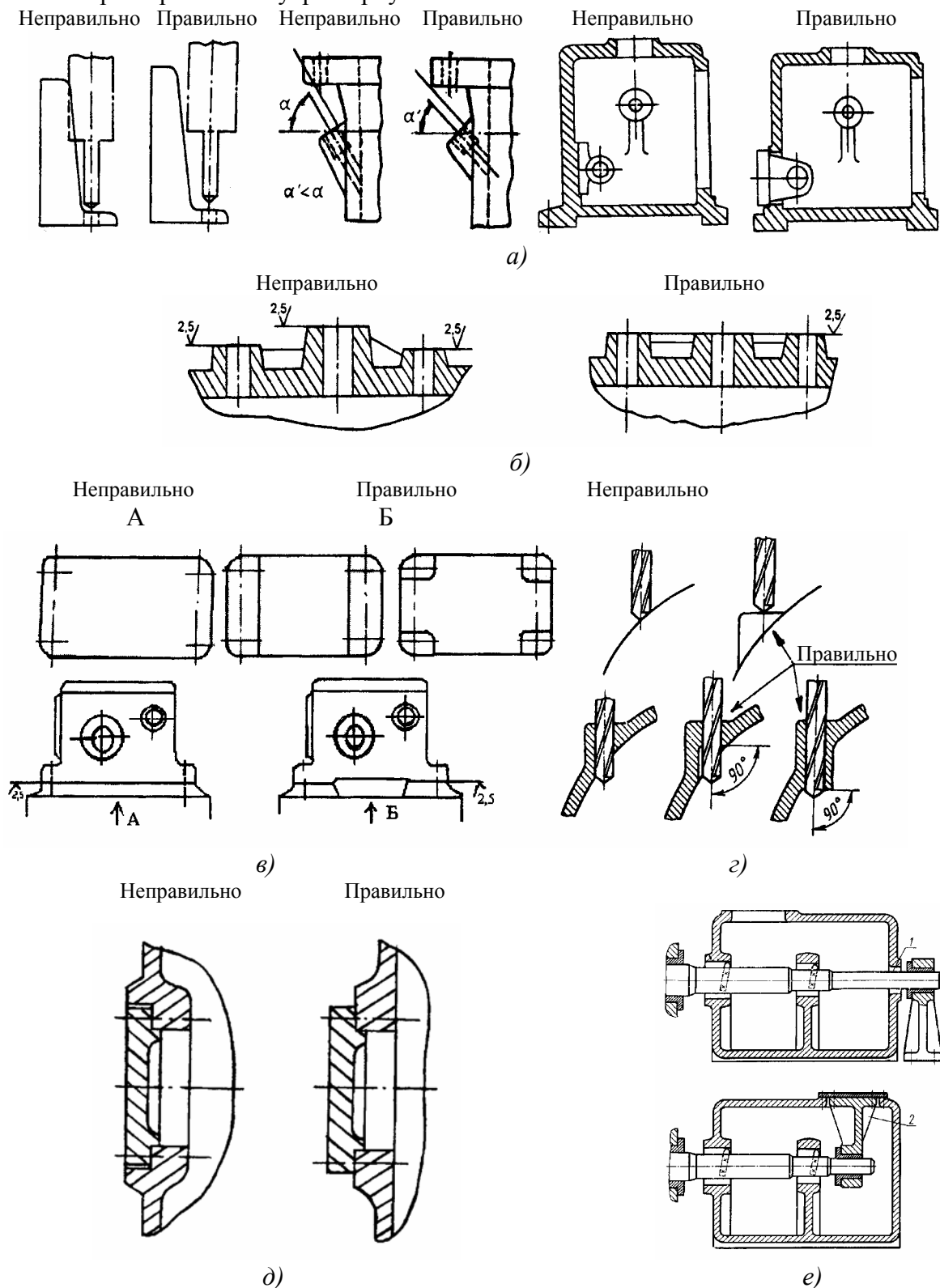


Рис.23.5. Обеспечение соответствующей механической обработки элементов литого корпуса

23.3. КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ КОРПУСОВ

Корпуса коробок скоростей, как правило, изготавливаются неразъемными. У редукторов корпус обычно имеет плоскость разъема по осям валов. Однако корпуса волновых, планетарных, а иногда и червячных (при $a_w < 160$ мм) редукторов часто выполняются неразъем-

ными и обычно имеют одно или два окна на боковых стенках, через которые при сборке монтируются внутрь корпуса комплекты валов с передачами (рис. 23.6).

Указания по конструктивному оформлению посадочных отверстий под подшипники - см. 23.3.3, а нижней части корпуса - см. 23.3.4.

23.3.1. Неразъемный корпус

Для обеспечения лучшей эстетической формы на наружных поверхностях у неразъемных (цельнолитых) корпусов предусматриваются лишь невысокие приливы (платики) для крепления крышек, фланцев, стаканов и других деталей, а бобышки под отверстия для подшипников, стаканов, валиков управления и прочих элементов располагаются внутри его. При этом конфигурация опорных поверхностей определяется формой соединяемых с приливом деталей.

Крышки подшипников коробок скоростей обычно крепятся к платикам корпуса винтами с потайной цилиндрической головкой, имеющей внутренний шестигранник, а для редукторов применяют иногда и с наружной шестигранной головкой.

Рекомендации по назначению размеров (рис.23.7): бобышек, платиков, винтов крепления и их количества, длины их заворачивания в чугунный корпус l_0 и глубины сверления под резьбу l_1 указаны в табл.23.1.

Длина бобышки обусловлена, как правило, длиной отверстия в ней и зависит от размеров размещаемых в отверстии деталей. В неразъемном корпусе бобышки могут быть разной длины.

Внутренняя поверхность корпуса у разъема с крышкой оформляется по всему периметру отбортовкой (рис.23.8), необходимой как по технологическим соображениям (см. выше), так и для увеличения жесткости корпуса и его герметичности. Сверху неразъемный корпус закрывается крышкой, которая крепится к корпусу винтами, обычно поставленными "впотай". Для размещения винтов в корпусе делаются местные приливы. Рекомендации по выбору конструкции и размеров отдельных элементов для неразъемного корпуса представлены на рис.23.8.

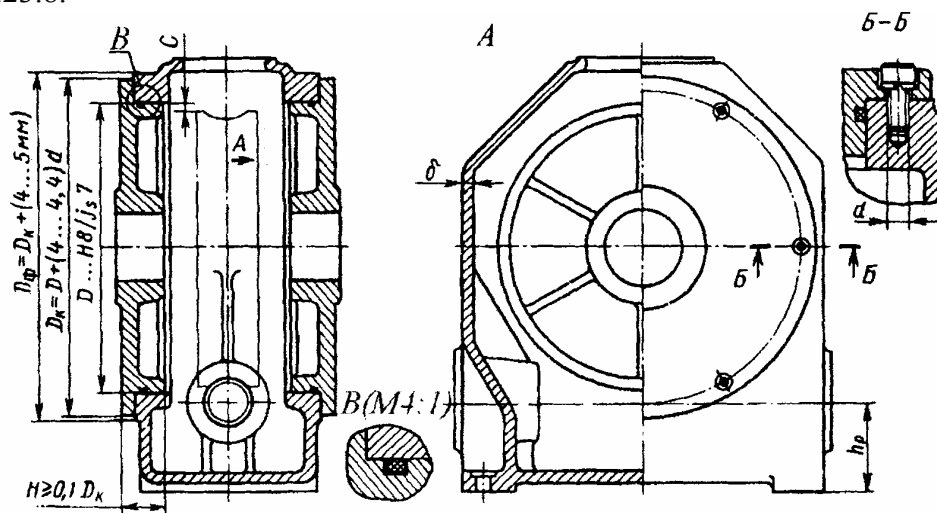


Рис.23.6. Цельнолитой корпус червячного редуктора с двумя окнами на боковых стенках

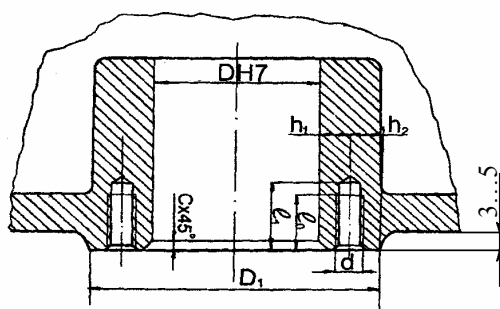


Рис 23.7. Элементы бобышек для цельнолитого корпуса

23.3.2. Разъемный корпус

Разъемные корпуса используются обычно для редукторов и состоят из двух частей: нижней – собственно корпуса и верхней части, являющейся крышкой корпуса (рис.23.9, 23.10).

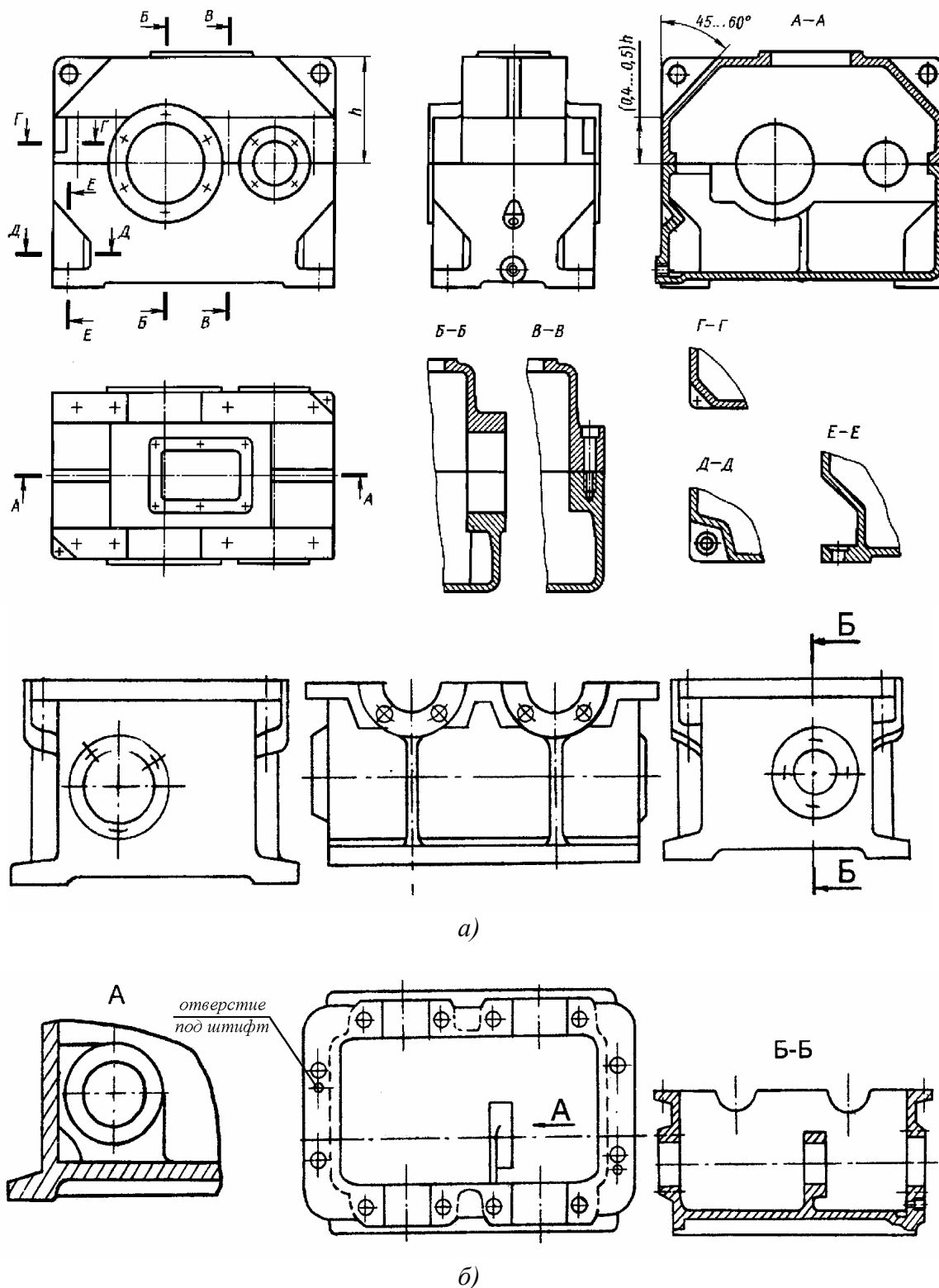


Рис.23.9. Конструкции разъемных корпусов редукторов: а - современного одноступенчатого цилиндрического; б - червячно-цилиндрического

Разъем корпуса выполняется по плоскости осей валов зубчатых передач или оси вала червячного колеса, что позволяет упростить сборку. Плоскость разъема обычно располагается параллельно основанию корпуса.

Для размещения крепежных деталей, соединяющих верхнюю и нижнюю части, по всему периметру корпуса и крышки выполняется прилив-фланец. Ширина соединительного фланца корпуса (крышки) должна быть достаточной для размещения головок болтов (винтов) и гаек.

Крепление крышки к корпусу целесообразно осуществлять винтами, ввертываемыми в гнезда, нарезанные непосредственно в корпусе (рис.23.11,а). Для такого соединения, являющегося наиболее современным, используют винты с цилиндрической потайной головкой и внутренним шестигранником и реже с уменьшенной шестигранной головкой. При этом соединительный фланец в нижней части корпуса располагается внутри его, а в верхней - снаружи.

Отдельные крышки для подшипников в стойках, расположенных внутри корпуса, крепятся обычно, в целях удобства монтажа, с помощью шпилек (рис.23.11,б).

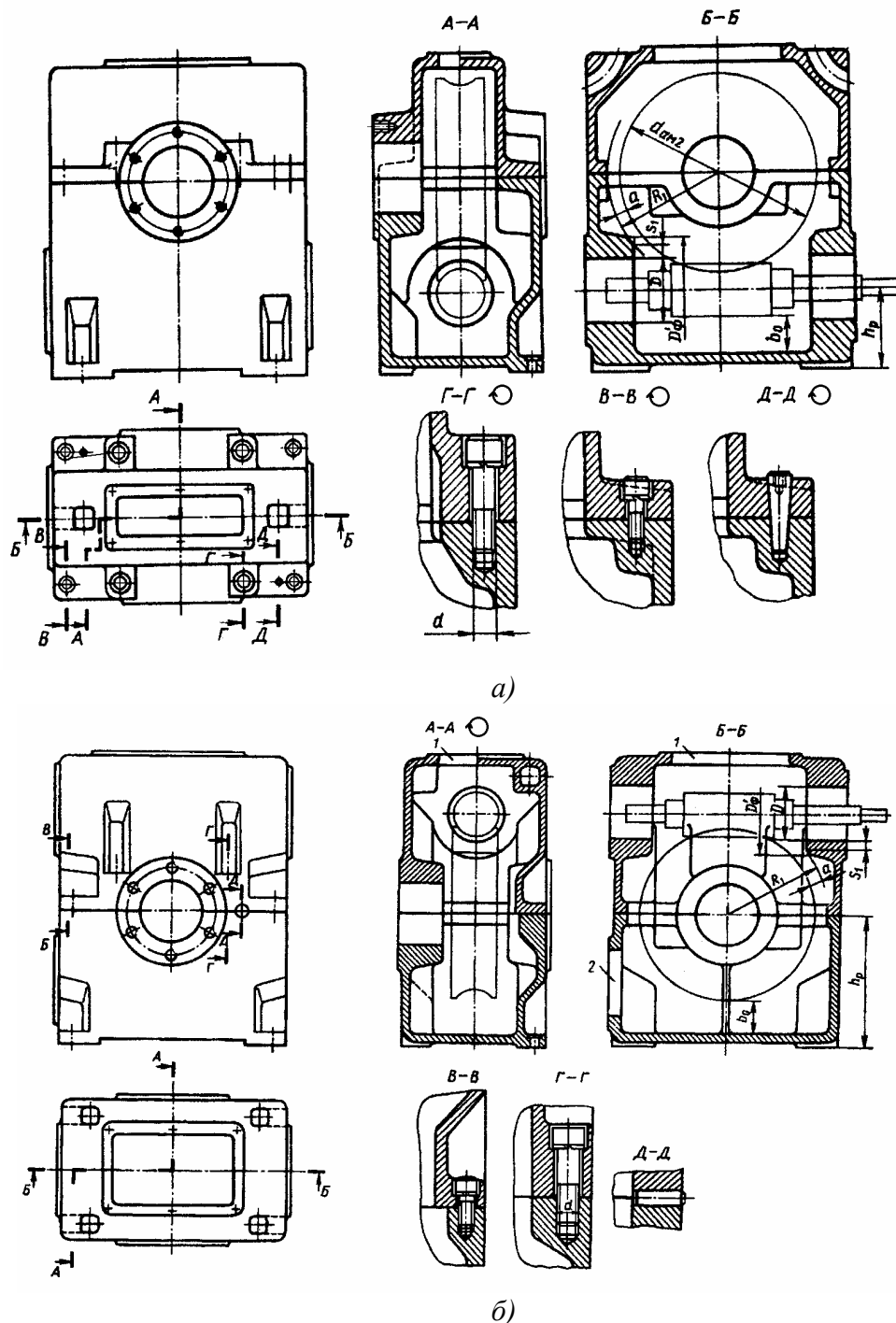


Рис. 23.10. Современные конструкции разъемных корпусов червячных редукторов:
а – с нижним; б – с верхним расположением червяка

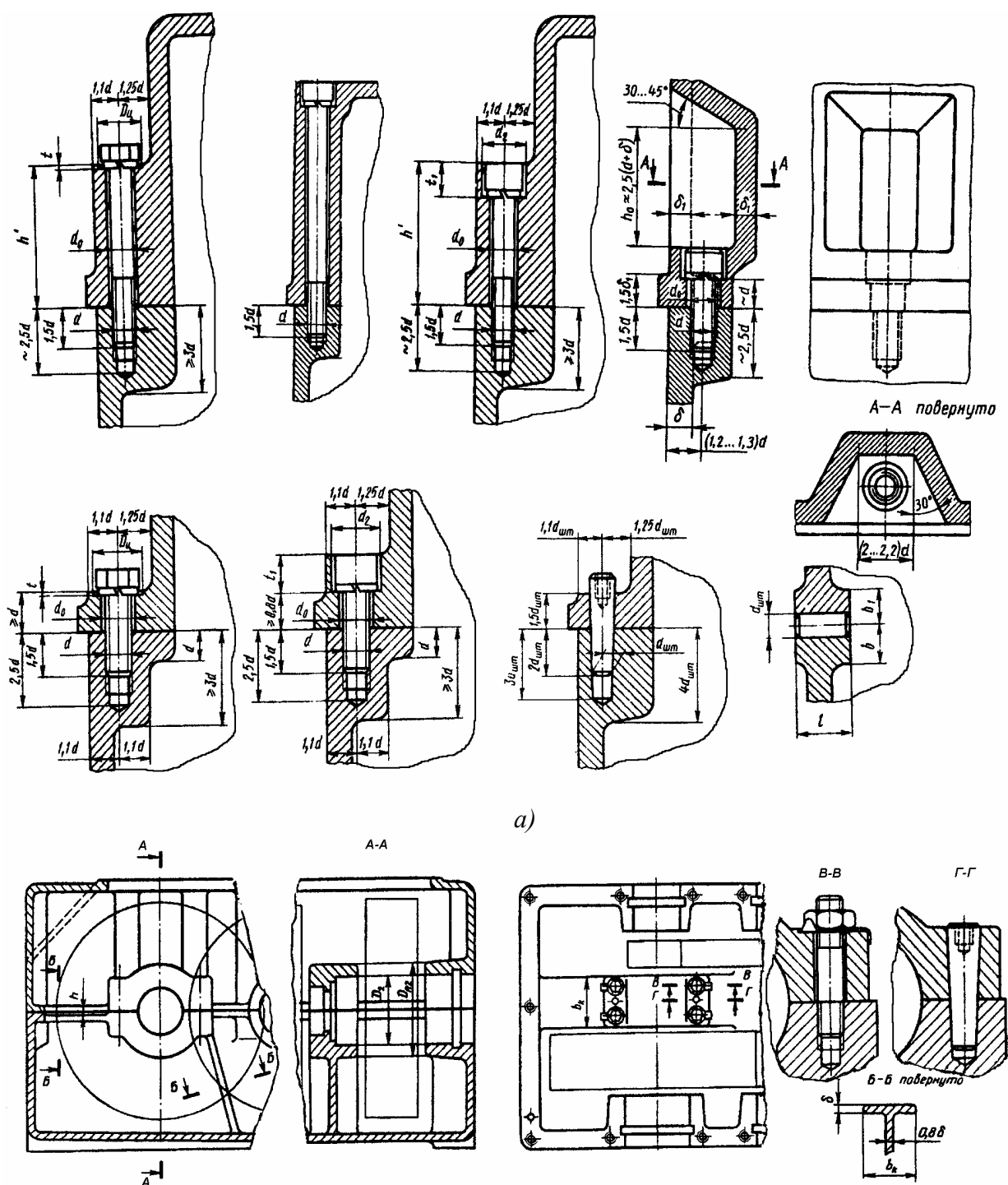
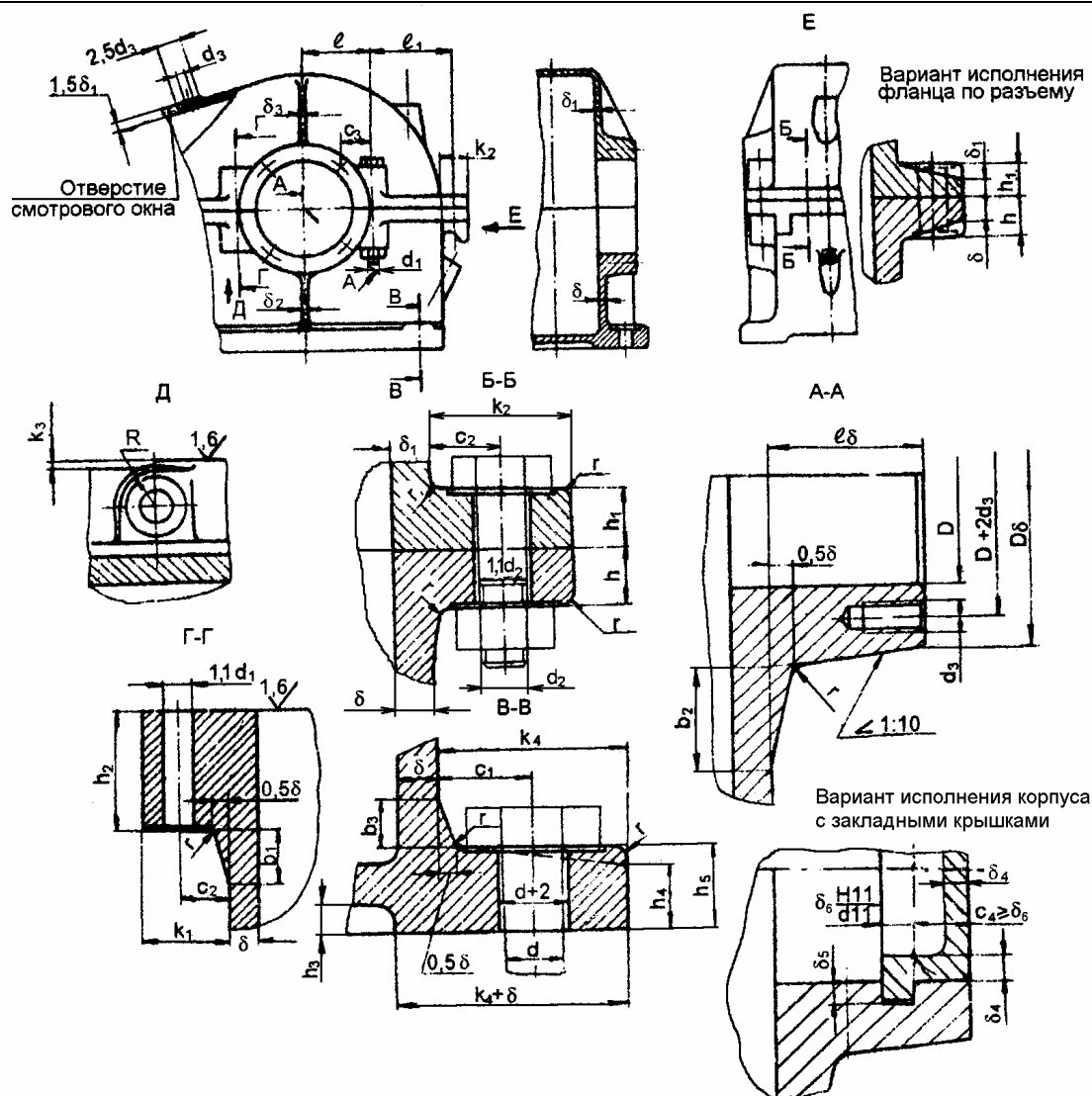


Рис. 23.11. Варианты крепления крышки к корпусу редуктора

Ориентировочные соотношения размеров для конструирования разъемных корпусов обычного исполнения с наружными соединительными фланцами в обеих частях корпуса приведены на рис.23.12.

Диаметр резьбы крепежной детали выбирается в зависимости от вращающего момента T_e на тихоходном валу (рис. 23.12).

При действии больших опорных реакций размеры стяжных болтов (винтов), расположенных у подшипников, несколько увеличивают по сравнению с другими. Стяжные болты (винты) размещаются равномерно по периметру соединительного фланца на расстоянии $l=(10...12)d$.



Ориентировочные соотношения размеров, мм

Толщина корпуса - $\delta = 0,025a_T + 3 \geq 6 \dots 8$ мм, или $\delta = (2,0 \dots 2,6) \sqrt[4]{0,1T_T} \geq 6 \dots 8$ мм; крышки - $\delta_1 = 0,09\delta$.

Длина переходных участков от стенки к фланцам $b_1 = (1,5 \dots 2)\delta$; $b_2 = (2 \dots 3)\delta$; $b_3 = (1 \dots 1,5)\delta$.

Диаметр бобышки - $D_\delta = (D + 4d_3) + 6 \dots 10$ мм. Длина бобышки l_δ - конструктивно.

Диаметр стяжных болтов $d_1 \approx 1,25 \sqrt[3]{T_\theta} \geq 10$ мм, $d_2 = (0,7 \dots 1)d_1$. Расстояние до осей стяжных болтов - $l = D/2 + (1 \dots 1,2)d_1$, $l_1 = (10 \dots 12)d_1$.

Расстояние между осями отверстий винта и болта (предварительно) - $c_3 = (1,1 \dots 1,2)d_1$. Диаметр отверстий для винтов в торце бабышки - $d_3 = 0,5d_1 \geq 8$ мм. Размеры фланца по разъему: толщина - $h = 1,5d_1$, $h_1 = 1,3d_1$; h_2 - конструктивно; ширина - $k_1 = (2,7 \dots 3)d_1$; $k_2 = (2,7 \dots 3)d_2$; $c_2 = 0,5(k_1 + \delta)$; $k_3 = 3 \dots 5$ мм.

Размеры фундаментных лап: высота $h_4 = 1,5\delta$, $h_5 = 2,35\delta$, ширина $k_4 = 4d$; $c_1 = 0,5(k_4 + \delta)$; $h_3 \geq 5 \dots 8$ мм.

Диаметр фундаментных болтов (предварительно) $d \approx 1,6 \sqrt[3]{T_T} \geq 12$ мм.

Радиус закруглений $r = 3 \dots 5$ мм.

Толщина наружных ребер $\delta_2 = \delta$, $\delta_3 = \delta_1$.

Толщина закладной крышки $\delta_4 = 6 \dots 8$ мм.

Размеры проточки под закладную крышку $\delta_5 = 0,6\delta_4 + 1$ мм, $\delta_6 = (1,1 \dots 1,3)\delta_4$.

Примечания: 1) a_T - межосевое расстояние тихоходной ступени; T_T - вращающий момент на тихоходном валу, Нм; 2) высота прилива h_2 находится графически.

Рис.23.12. Ориентировочные соотношения размеров элементов литого разъёмного корпуса

Расстояние между осями стяжных болтов (рис.23.13), расположенных у отверстий под подшипники, определяются графически из условий наибольшего приближения болтов к подшипнику и возможности размещения резьбовых отверстий для крепления крышки.

Для этих болтов на корпусе делаются специальные приливы, высота которых также

находится графически исходя из обеспечения достаточных размеров под гайки и головки болтов или винтов.

В редукторах с разъемными корпусами применяются для подшипников крышки двух типов: торцовые привертные и закладные. При использовании последних расстояние между наружным диаметром проточки D_p под выступ закладной крышки и отверстием диаметром d_0 под винт, стягивающий крышку и корпус редуктора, должен быть не менее 3...5 мм (рис.23.13).

Указания по конструированию бобышек для закладных и привертных крышек даны на рис.23.12.

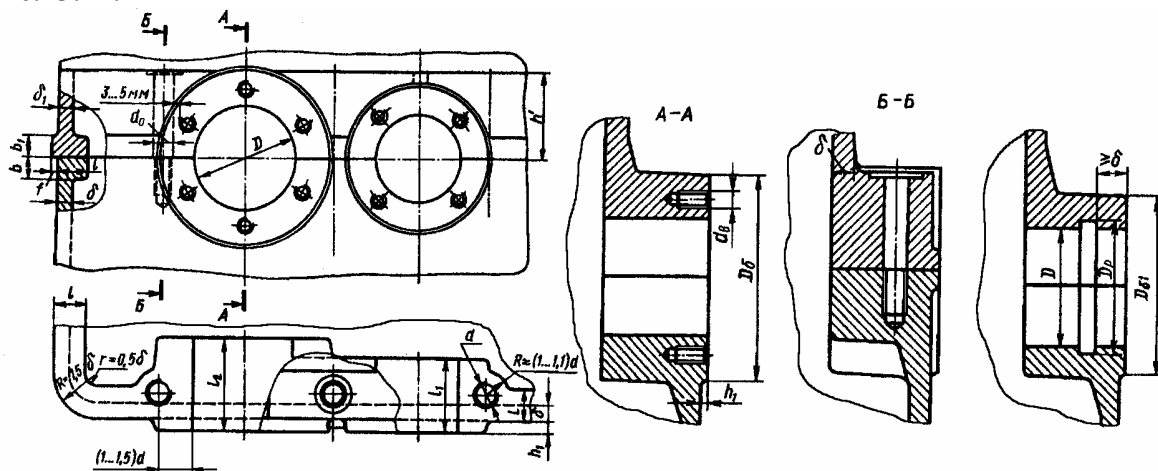


Рис.23.13. Расположение болтов крепления в плоскости разъема редуктора

Отверстия, оси которых расположены в плоскости разъема, обрабатываются обязательно в собранном корпусе. Для точного фиксирования взаимного расположения нижней части корпуса с верхней (крышкой) ставятся обычно в соединительных фланцах два штифта на возможно большем расстоянии друг от друга (рис.23.9,б). Плоскости разъема корпуса и его крышек (внутренних и основной) должны иметь шероховатость $1,25\sqrt{\dots 0,63\sqrt{\dots}}$, поэтому их шлифуют и шабруют, а при сборке смазывают шеллаком или пастой “Герметик”. Прокладки в плоскости разъема не применяются из-за необходимости получения точной посадки подшипников.

Для облегчения демонтажа корпуса целесообразно предусматривать в каком-то из соединительных фланцев несколько резьбовых отверстий для отжимных болтов.

В разъемных редукторах следует также предусматривать смотровые окна, закрываемые крышками, для проведения периодических осмотров зацепления и залива смазки в процессе эксплуатации без съема верхней части корпуса.

Для подъема и транспортировки редуктора используются проушины, крюки, выполненные заодно с его крышкой (масса до 30 кг) или корпусом (рис.23.14) и реже рым-болты, вворачиваемые в предусмотренные для них отверстия в крышке. В верхней части корпуса или крышке смотрового отверстия следует предусмотреть отверстие под отдушины для выпуска масляных паров.

23.3.3. Посадочные отверстия под подшипники качения

Конструктивное оформление посадочного отверстия зависит от способа закрепления наружного кольца подшипников.

На рис.23.15 даны наиболее часто встречающиеся случаи исполнения отверстий:

а - гладкое; б - с выточкой под бурт стакана; в - с упорным заплечиком; г - с канавкой под пружинное кольцо; д - с канавкой под выступ закладной крышки. Там же указаны рекомендации по выбору размеров отдельных конструктивных элементов.

Высота заплечика в отверстии должна быть достаточной для создания опорной поверхности под кольцо подшипника и обеспечивать возможность его захвата лапами съемника для удаления из корпуса (рис.23.15,в).

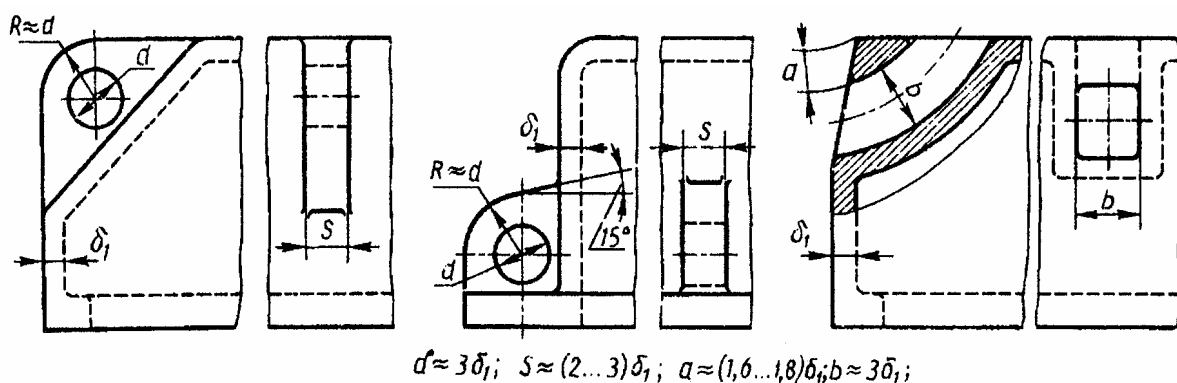
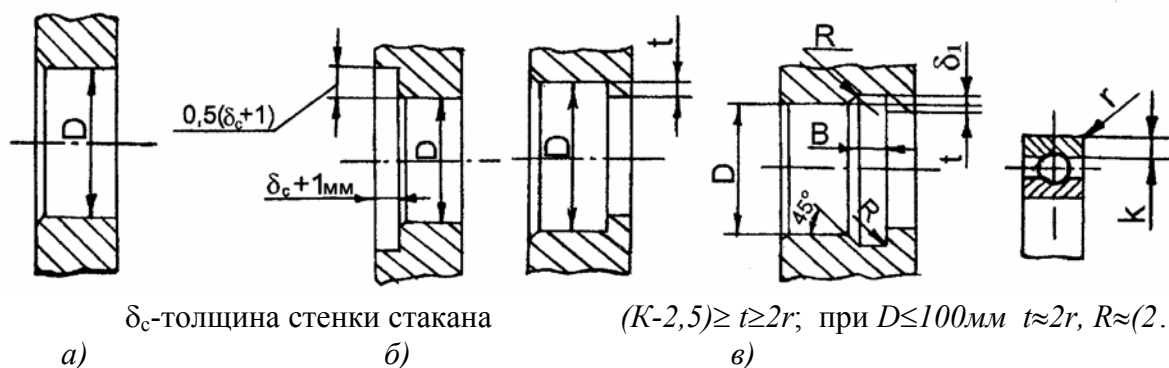
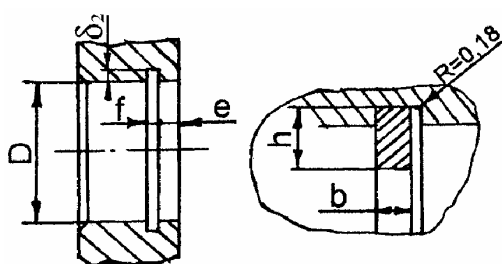


Рис.23.14. Устройство для подъема и транспортировки корпусных деталей



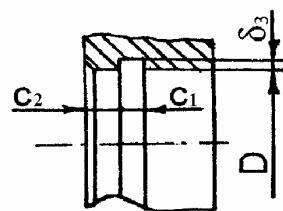
Размеры, мм

D	δ ₁	B	R
до 50	0,25	3	0,5
св.50 до 100	0,5	5	1,5



при $D \leq 150$ мм $\delta_2 = (0,25 \dots 0,3)h$; $f = b + 0,2$ мм; $e \geq f$;
 b, h - размеры кольца

г)



$c_1 = (1,1 \dots 1,3)\delta_{кр}$; $c_2 \geq c_1$; $\delta_3 = 0,6\delta_{кр} + 1$ мм;
 $\delta_{кр}$ - толщина стенки закладной крышки

д)

Рис.23.15. Варианты конструктивного оформления посадочного отверстия под подшипники в корпусе

23.3.4. Нижняя часть корпуса

Для крепления к станине, раме или фундаменту в нижней части корпуса выполняются

опорные лапы, которые должны быть достаточно прочными и жесткими во избежание поломок при изготовлении, транспортировке или затяжке болтов. При необходимости увеличить прочность и общую жесткость в корпусах редукторов предусматриваются ребра (рис. 23.9, 23.12). Ширина лап зависит от размеров крепежных деталей, а толщина - от толщины стенки корпуса. Указания по назначению размеров опорных лап обычного исполнения для неразъемных корпусов даны на рис. 23.8, а для разъемных - на рис. 23.12.

Современные варианты конструктивного исполнения лап приведены на рис. 23.16.

Во избежание большого скопления металла в месте соединения со стенками корпуса целесообразно выполнять лапы по рис. 23.16,б. Вариант на рис. 23.16,а предусматривает установку болтов в специальных карманах корпуса, выполненных так, чтобы лапы не выступали за его габариты и обеспечивали равномерную толщину стенок отливки. Размер кармана выбирается так, чтобы в нем разместилась головка винта или гайка и ключ для их затяжки.

Опорные поверхности в лапах под шайбы, головки болтов (винтов) или гаек целесообразно обрабатывать зенкованием.

Следует отметить, что для крепления коробок скоростей обычно используются винты с цилиндрическими головками и внутренним шестигранником, устанавливаемые “впотай”. Для крепления редукторов применяют как винтовые соединения с наружным или внутренним шестигранником, так и болтовые. Корпус с гладкими стенками с внешне отсутствующими лапами крепится к основанию за счет ввертывания винтов в резьбовые отверстия на его опорной поверхности (рис. 23.16,в).

Опорную поверхность корпуса обычно выполняют в виде отдельных платиков – двух длинных или нескольких коротких (рис. 23.5,в, 23.9,а, 23.10).

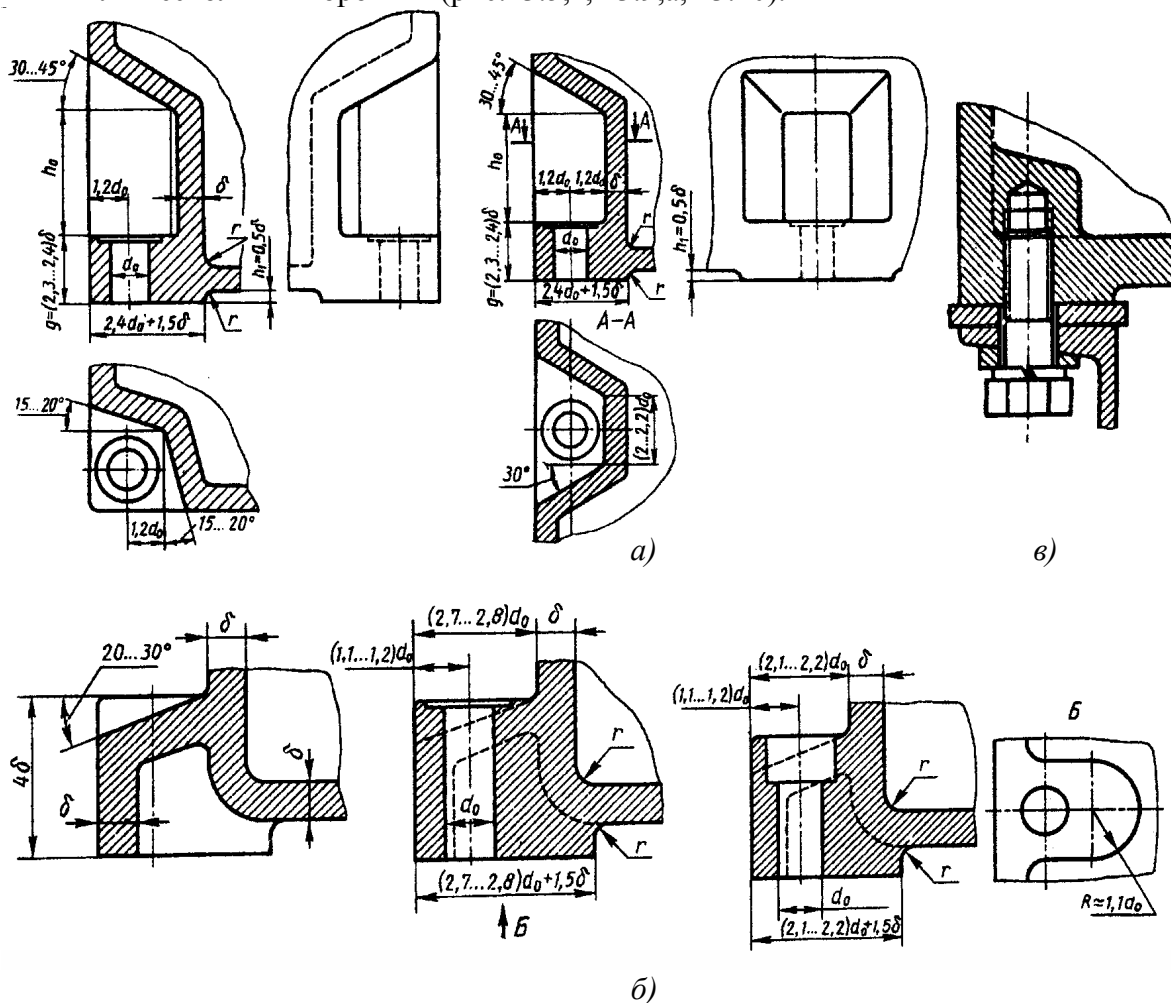


Рис. 23.16. Опорные фланцы крепления корпусов к основанию

В нижней части следует предусматривать отверстие для слива смазки. Диаметр сливного отверстия обычно не менее 16...20 мм и закрывается цилиндрической или конической

пробкой.

Дно корпуса должно иметь наклон (угол $1...2^\circ$) в сторону сливного отверстия, вблизи которого в дне при литье выполняется местное углубление, способствующее более полному сливу смазки и обеспечивающему нормальный выход инструмента при обработке отверстия.

Различные варианты исполнения сливных отверстий приведены на рис.23.17.

Размеры отверстий под сливные пробки указаны в гл. 28.

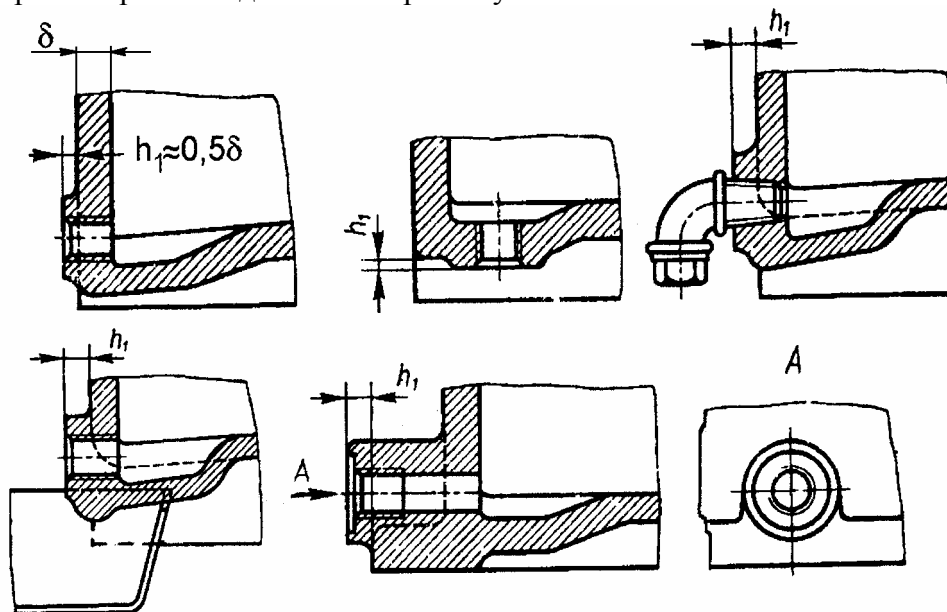


Рис. 23.17. Расположение сливных отверстий

23.4. КОНСТРУИРОВАНИЕ УСТАНОВОЧНЫХ ЛИТЫХ ПЛИТ

Установочные плиты, изготавливаемые в большинстве случаев в виде отливок из чугуна СЧ15, и предназначенные для объединения механизмов привода в единую конструкцию, монтируются обычно на фундаменте.

Конфигурация и размеры плиты определяются при выполнении компоновочного чертежа установки (рис.23.18).

Первоначально, выяснив разность высот центров осей устанавливаемых механизмов h и расстояния между болтами их крепления к плите l , вычерчиваются ее контур на главном виде. Затем приступают к конструированию плиты на виде в плане, нанося контуры опорных поверхностей в виде приливов (платиков) под лапы механизмов. Ширину и длину приливов, подвергаемых механической обработке, назначают на 5...10 мм больше ширины и длины опорных (присоединительных) поверхностей устанавливаемых механизмов. Высота платиков 3...5 мм без припуска на обработку. Размеры плиты, в соответствии с рис.23.18, определяют по зависимостям:

Длина плиты – $L = l_1 + l_2 + l_3 + (l_4 - l_1)/2 + l_5/2 + 2C + (8...12)\text{мм}$;

Ширина плиты – $B = b_1 + b_3 + 2C + (8...12)\text{мм}$ ($b_1 > b_2$).

Высота плиты, существенно определяющая ее жесткость, – $H \leq (0,12...0,15)L$. Толщина стенок δ во всех сечениях плиты принимается одинаковой и определяется из условия

$$\delta = 2\sqrt[4]{T_T} \geq 12 \text{ мм},$$

где T_T – вращающий момент на тихоходном валу, Нм.

Конфигурация и размеры установочной литой плиты

В горизонтальных стенках плиты большого размера необходимо выполнять большие окна, что улучшает качество отливки и обеспечивает экономию металла. Для восстановления утраченной при этом жесткости и прочности, вызванных применением окон, последние окаймляются невысокими ребрами (рис.23.19).

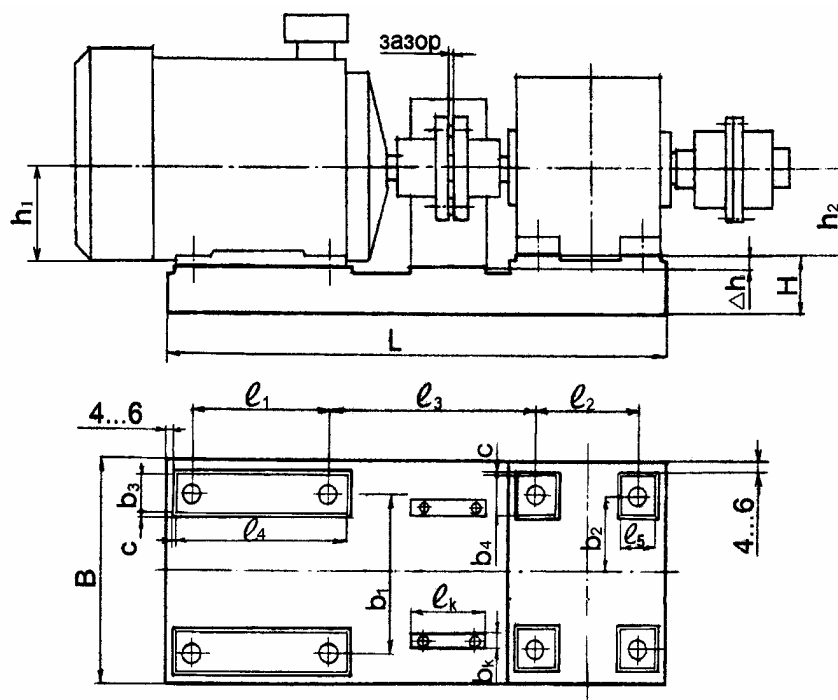


Рис.23.18. Конструирование литой плиты

При конструировании плиты в ее вертикальных стенках обычно предусматривают сквозные окна диаметром 25...30 мм, служащие для ее транспортировки. Плита крепится обычно фундаментными болтами, которые размещаются на прочных и жестких приливах одинаковой высоты, чтобы упростить механическую обработку плиты и использовать болты одной длины. Для крепления устанавливаемых на плите узлов предусматриваются резьбовые отверстия, а при необходимости их фиксации - отверстия под штифты.

Пример выполнения рабочего чертежа литой плиты приведен на рис.23.19.

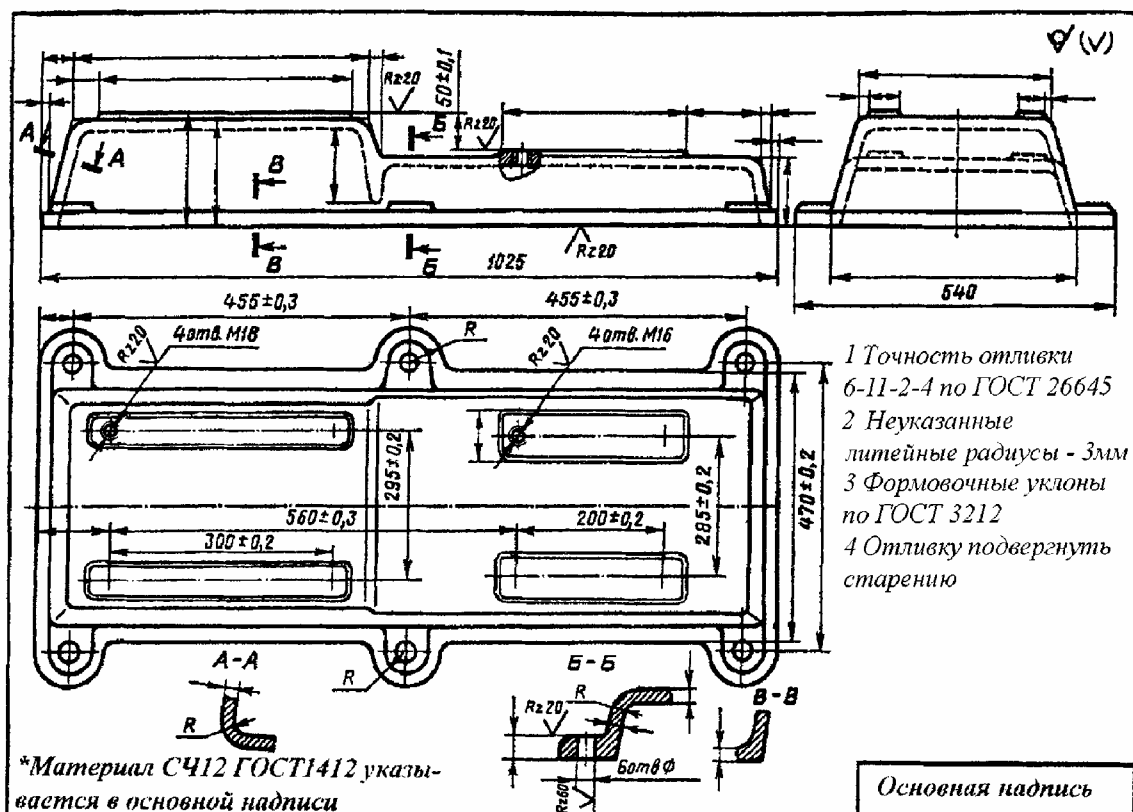


Рис.23.19. Вариант чертежа фундаментной литой плиты

23.5. КОНСТРУИРОВАНИЕ СВАРНЫХ КОРПУСОВ И УСТАНОВОЧНЫХ РАМ

При единичном производстве часто экономически целесообразно корпусные детали выполнять сварными. Толщину стенок сварного корпуса принимают $\delta_{св} \approx 0,8\delta$, где δ - толщина стенок литого чугунного корпуса.

Корпус и крышку редуктора сваривают обычно из элементов, изготовленных из проката (полоса, лист, уголок и др.). После сварки корпус и крышку отжигают и обычно правят (рихтуют). Затем производится механическая обработка соответствующих плоскостей и отверстий деталей. Вариант конструктивного оформления сварного корпуса червячного редуктора приведен на рис.23.20. Конструирование различных элементов сварного корпуса (подшипниковых гнезд, мест крепления опорных фланцев, крышки и т.д.) подчиняется общим правилам, изложенным в данной главе.

Для установки подшипников качения, крепления крышки и т.п. предусматриваются сварные элементы прямоугольной формы с размерами: высота $H=1,25D+10$ мм; ширина $B=l+2d_o$; где d_o - диаметр отверстия для болта крепления крышки к корпусу; l - расстояние между осями отверстий, определяемое графически (рис.23.20).

Сварные корпуса редукторов других типов конструируют аналогично.

Установочные рамы, выполненные сварными из профильного материала, намного дешевле литых плит, так как не требуют изготовления дорогостоящих моделей и широко применяются в единичном и мелкосерийном производстве.

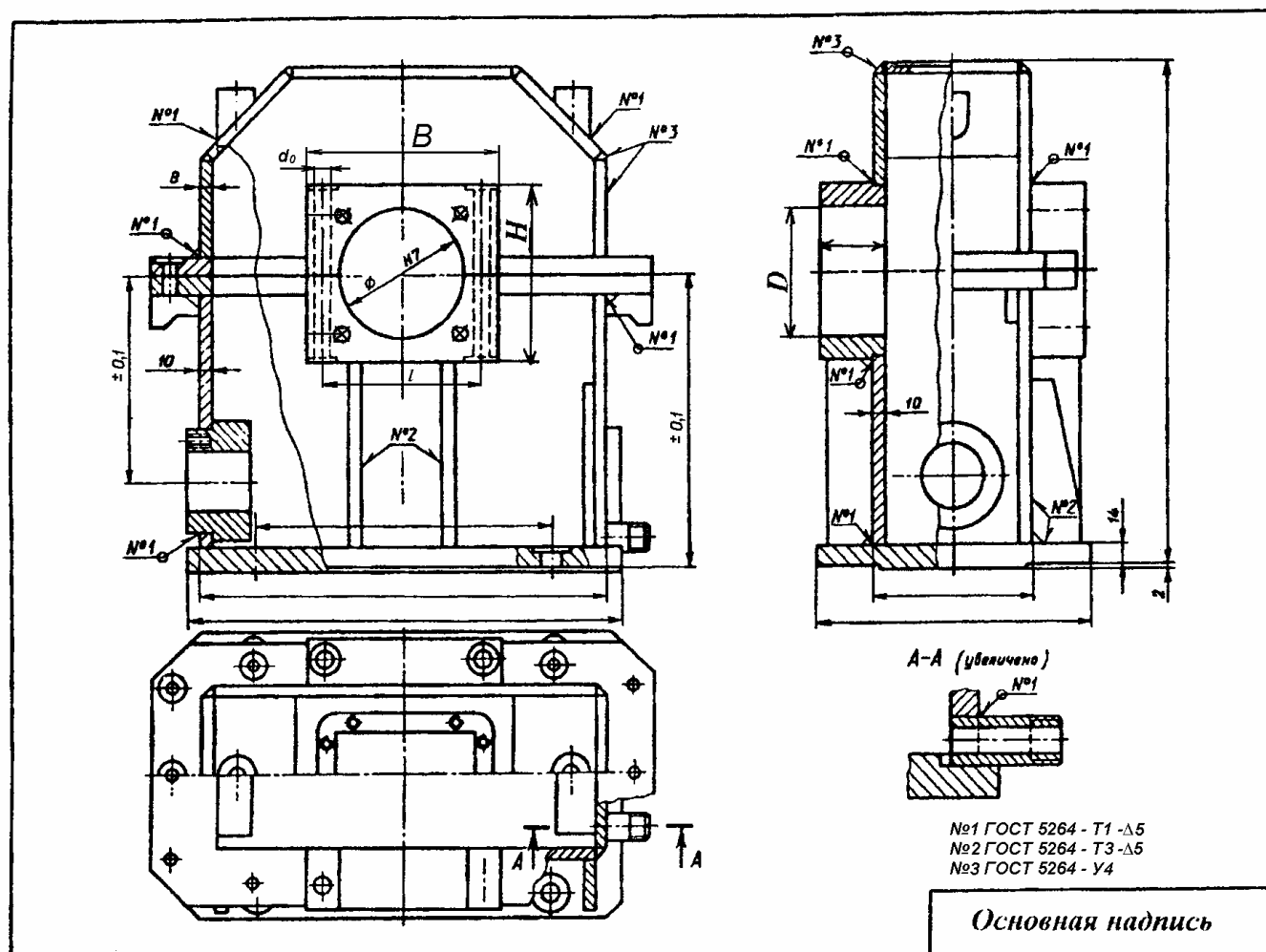


Рис.23.20. Чертеж сварного корпуса червячного редуктора

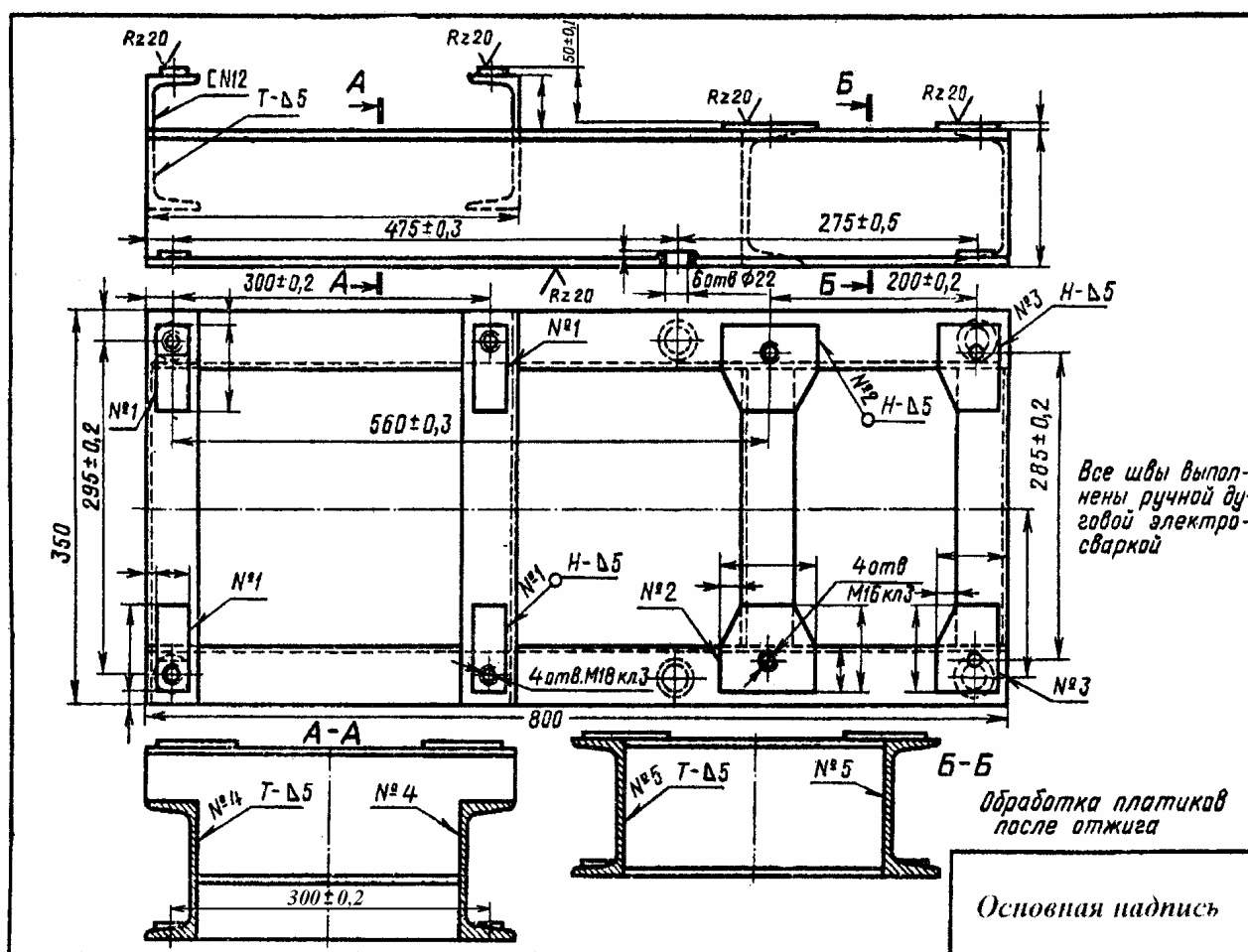


Рис.23.21. Рабочий чертеж сварной рамы

Сварные рамы требуют обварки всех контуров стыкуемых профилей. Высота рамы обычно соответствует размеру конструктивно выбранного проката. Так как рама в процессе сварки деформируется, то все базовые поверхности окончательно обрабатываются после сварки. Более технологично установочные поверхности, предназначенные для крепления механизмов привода, оформлять в виде платиков, привариваемых к элементам рамы. Прокатные профили рамы обычно располагаются полками наружу, создавая тем самым доступ для крепления агрегатов установки к раме и последней к фундаменту. К внутренним поверхностям полок в целях их выравнивания приваривают косые шайбы, являющиеся опорными поверхностями гаек и головок болтов.

Сварные рамы представляют собой жесткую конструкцию и в специальных ребрах жесткости обычно не нуждаются.

Виды, размеры и обозначения сварных швов, применяемых при изготовлении сварных корпусов и установочных рам, приведены в гл.16.

Образец конструкции сварной рамы, выполненной для той же установки, что и литая плита (рис.23.19), представлен на рис.23.21.

ГЛАВА 24

КОНСТРУИРОВАНИЕ СОЕДИНЕНИЯ ФЛАНЦА ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ С КОРПУСОМ

Для присоединения фланцевого электродвигателя к корпусу коробки скоростей или редуктора предусматривается опорный фланец толщиной S , который связан с корпусом стенкой толщиной $\delta_0 = \delta$, где δ - толщина стенки корпуса (рис. 24.1, а, б, в).

Толщина опорного фланца $S = (1,2 \dots 1,6)d$, где d - диаметр шпильки или винта для крепления фланца электродвигателя, определяемого по его крепежным отверстиям, указанным в каталоге. Обычно при креплении шпильками толщину фланца корпуса S принимают равной длине их нарезанной части.

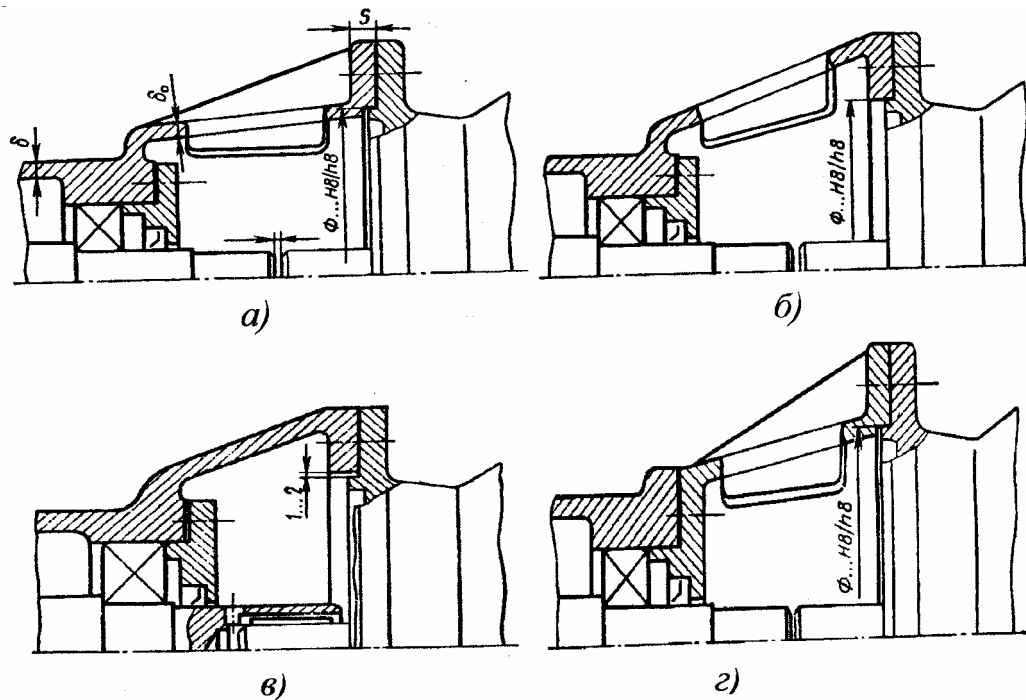


Рис 24.1 Способы соединения опорного фланца корпуса с фланцем электродвигателя

Способ соединения опорного фланца электродвигателя с корпусом часто зависит от соотношения их размеров. Иногда для упрощения конструкции корпуса электродвигатель крепят не непосредственно к нему, а к фланцу, выполненному, в частности, за одно целое с крышкой подшипника (рис. 24.1, г).

В большинстве конструктивных решений вал электродвигателя соединяют с быстроходным (входным) валом коробки скоростей или редуктора компенсирующей муфтой.

В этом случае центрирующий буртик фланца электродвигателя сопрягают с центрирующим отверстием опорного фланца корпуса по посадке $H7/h7$ или $H8/h8$.

Соединение валов глухими муфтами типа втулочной нежелательно, т.к. в этом случае концы валов коробки скоростей и электродвигателя образуют один многоопорный вал, т.е. статически неопределимую систему. Для возможности сборки и нормальной эксплуатации такого соединения необходимо обеспечить высокую точность совмещения осей соединяемых валов, которая достигается ручной пригонкой центрирующего отверстия опорного фланца корпуса. В случае, если диаметр быстроходного вала коробки скоростей или редуктора существенно больше диаметра вала электродвигателя, то в целях уменьшения осевых размеров конструкции вал электродвигателя монтируют непосредственно в отверстии быстроходного вала (рис. 24.1, в). Недостатком такого соединения, как и в случае установки глухой муфты, является также необходимость использования операции пригонки для достижения требуемой

ГЛАВА 25

МЕХАНИЗМЫ УПРАВЛЕНИЯ КОРОБОК СКОРОСТЕЙ И РЕДУКТОРОВ

Механизмы управления предназначены для осевого перемещения зубчатых колес, а также ползушек муфт и тормозов в целях изменения частоты вращения, реверсирования, включения привода без остановки двигателя, а иногда и торможения быстроходного или тихоходного валов коробок скоростей или редукторов. Правильно спроектированный механизм управления при невысокой его стоимости должен обеспечивать быстроту, легкость, удобство, безопасность и высокую эксплуатационную надежность управления.

Механизмы управления коробок скоростей и редукторов делятся: по типу управления - на ручные и автоматические (последние срабатывают от упоров, по сигналам от перфоленты и т. д.); по используемым средствам - на механические, электро-, гидро-, пневмомеханические и др; по конструкции - на централизованные и индивидуальные (однорукояточные и многорукояточные - применительно к ручному управлению). В централизованных системах управление несколькими группами передвигаемых деталей (зубчатых колес, ползушек) осуществляется одним механизмом, в индивидуальных - каждая группа передвигаемых деталей имеет отдельный механизм управления.

В соответствии с содержанием курсовых проектов далее рассматриваются как ручные, так и механические механизмы управления, в том числе и многорукояточные.

На рис. 25.1 показаны конструкции механизмов управления, наиболее часто применяемые в многорукояточных системах. В конструкции механизма на рис. 25.1,а движение от рукоятки a_1 передается на рычаг b_1 . Последний несет поводок-камень $в_1$, который входит в кольцевую канавку, выполненную в передвигаемой детали. Вместо камня на рычаг может быть установлен поводок, охватывающий зубчатое колесо. Предусмотрен фиксатор $г_1$ положения рукоятки. На рис. 25.1,б изображен механизм, в котором вместо рычажной используется зубчато-реечная передача $б_2$. Рейка закреплена на ползуне $в_2$, гребень (вилка) которого входит в кольцевую канавку, выполненную в перемещаемом блоке зубчатых колес. Вместо гребня ползун может иметь паз для обхвата блока или его шестерни.

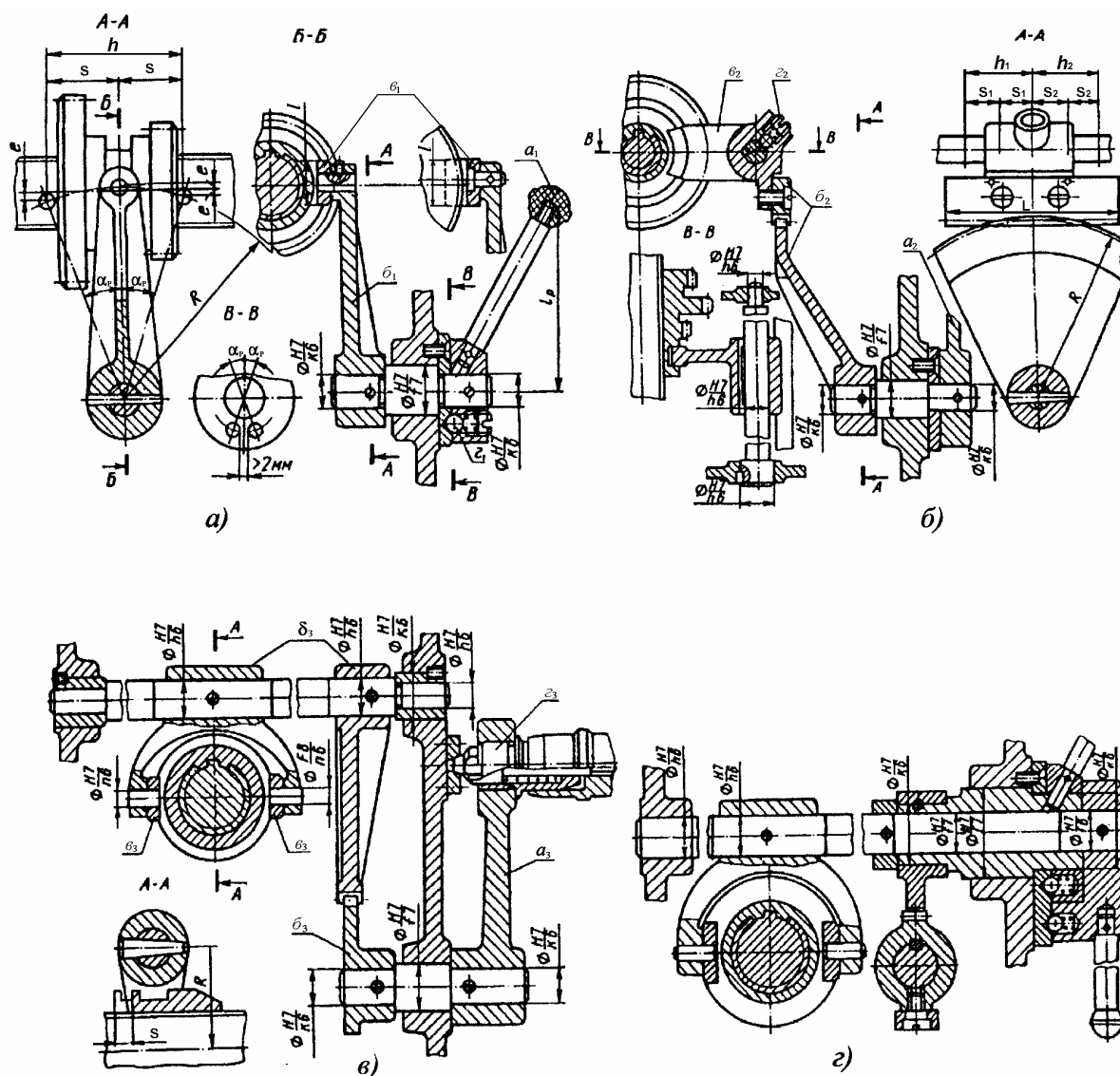
В конструкции механизма управления на рис. 25.1,в последовательно установлены зубчатая передача и рычаг (в форме вилки). На рычаге-вилке $б_3$ закреплены два камня $в_3$, которые входят в кольцевую канавку ползушки (толкателя) переключения муфты. На рис. 25.1,г приведены две конструкции механизма управления, рукоятки которых соосны. Одна из них связана свилкой и перемещает ползушку муфты, другая при помощи зубчато-реечной передачи перемещает блок зубчатых колес.

Как следует из приведенных рисунков, в общем случае рассматриваемые механизмы содержат следующие элементы.

Приводная деталь (а) воспринимает усилие, необходимое для переключения - рукоятки различных типов, иногда маховички. Рукоятки более компактны и удобны, если угол поворота для переключений не превышает $120...150^\circ$ (до пяти фиксированных позиций). При большем угле поворота применяются маховички. Приводные детали механизмов управления, как правило, располагают на передней стенке коробки скоростей. Иногда их размещают на боковых стенках или крышке коробки скоростей, но так, чтобы конец рукоятки выходил на уровень передней стенки. Если коробка скоростей расположена на машине высоко относительно оператора, то конец рукоятки направляют вниз, если она расположена низко, то вверх. Необходимо располагать приводные детали на достаточном расстоянии от стенок коробки и друг от друга так, чтобы не было опасности повреждения рук оператора при переключениях.

Передаточный механизм (б) предназначен для передачи работы от приводной детали к исполнительной. Следует различать передаточные механизмы силовые и кинематические. Первые применяют для управления сцепными муфтами и тормозами. Они должны обеспечить редуцирование значительных усилий (до $2000...3000\text{ Н}$) на детали обычно при небольших (до $15...20\text{ мм}$) перемещениях. Кинематические передаточные механизмы применяют для управ-

Варианты конструктивного исполнения устройств передвижения блоков зубчатых колес рычагом с камнем, охватывающим поводком или ползуном приведены на рис. 25.2. Величина радиуса рычага R , обеспечивающая возможность получения двух или трех частот вращения вала, определяется из рис. 25.3. Размеры камня и его материалы указаны в табл.25.1.



432

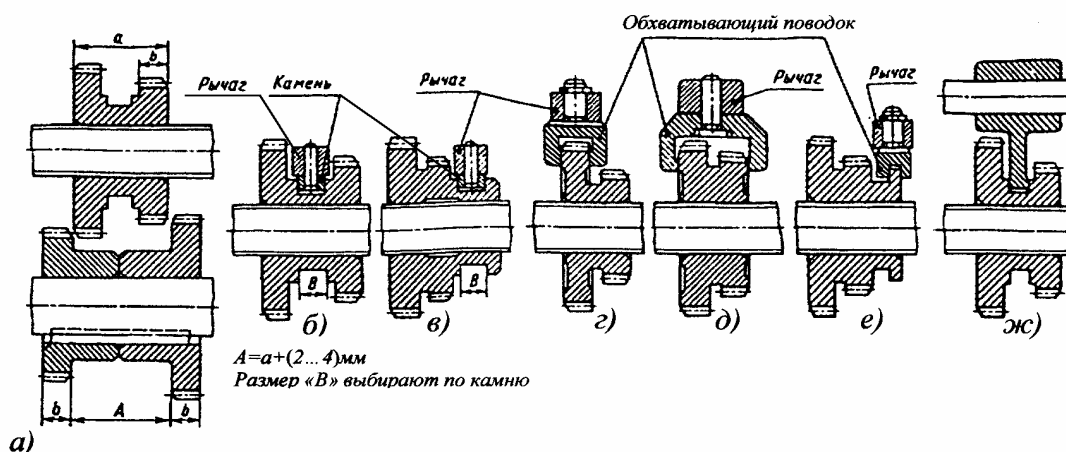


Рис. 25.2. Варианты конструктивного исполнения передвижения скользящих блоков зубчатых колес: б, в - рычагом с камнем; г-е - рычагом с обхватывающим поводком; ж - ползуном с гребнем

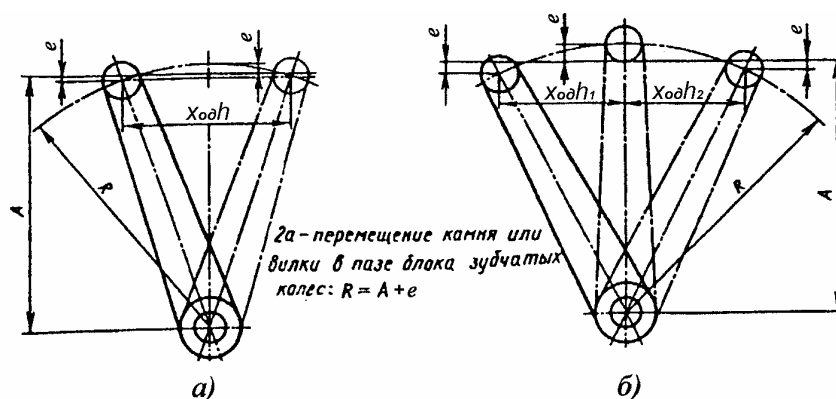
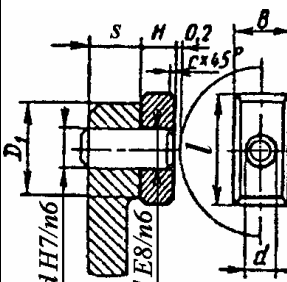
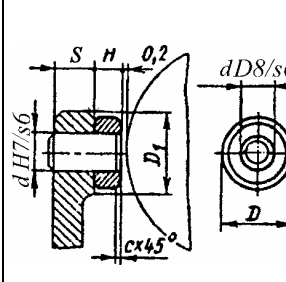


Рис. 25.3. Определение величины радиуса рычага R, обеспечивающего: а - две частоты вращения вала; б - три частоты вращения вала

Таблица 25.1

Материал камня и его основные размеры, мм

Камень		B	D	H	D ₁	l	S	c	Штифт d×l _ш
Материал: СЧ20, Текстолит, бронза	Материал: Сталь40Х Закалка в масле 48HRC	Допуск d11							
		10	10	5	14	18	8	0,5	5n6x12
		12	12	6	16	22	10	0,5	6n6x14
		16	16	8	20	28	12	1	8n6x18
		20	20	10	26	36	14	1	10n6x22
		25	25	13	32	45	16	1,5	3n6x26
		32	32	16	40	56	22	1,5	16n6x35
		40	40	20	50	70	24	2	20n6x40
		50	50	25	60	85	30	2	25n6x50

Фиксатор (г) предназначен для быстрой установки передвижаемых деталей в нужное положение и удерживания их в этом положении от самопроизвольных перемещений. Наиболее простой и дешевый - шариковый фиксатор. Обычно его устанавливают на ступице рукоятки и выполняют нерегулируемым (рис. 25.1,г) или регулируемым посредством винта (рис. 25.1,а). Иногда фиксатор устанавливают на ползуне с гребнем (рис 25.1,б), в передвижаемых деталях и т.д. В некоторых случаях, например, при действии значительных сил, стремящихся

сдвинуть перемещаемые детали из установочного положения, применяется вытяжной фиксатор (рис. 25.1,в).

Блокировочное устройство предохраняет от ошибочного переключения, могущего вызвать аварию. Необходимость блокировки определяется кинематической схемой коробки скоростей или редуктора. На рис. 25.4, а для примера приведена схема, в которой одновременное включение обоих скользящих блоков приведет к поломке механизма. Для предотвращения этого к ступицам рукояток крепят шайбы 1 (рис. 25.4, б-г). В шайбах выполняются цилиндрические проточки (рис. 25.4, б) или гнезда под фиксатор 2 (рис. 25.4,в). В показанном на рис. 25.4,б положении шайб правая рукоятка поворачиваться не может (управляемый ею блок выведен из зацепления). При этом левую рукоятку поворачивать можно. Аналогично действуют блокировки по рис. 25.4,в,г. К блокировочным следует отнести также устройства, исключающие возможность включения скользящих зубчатых колес на ходу. Для этой цели управление зубчатыми колесами связывают с управлением муфтой коробки скоростей так, что перед каждым включением зубчатых колес муфта отключает привод. Механизмы управления коробок скоростей снабжаются пояснительными таблицами и указателями для облегчения установки нужной частоты вращения тихоходного вала (рис. 25.4,д).

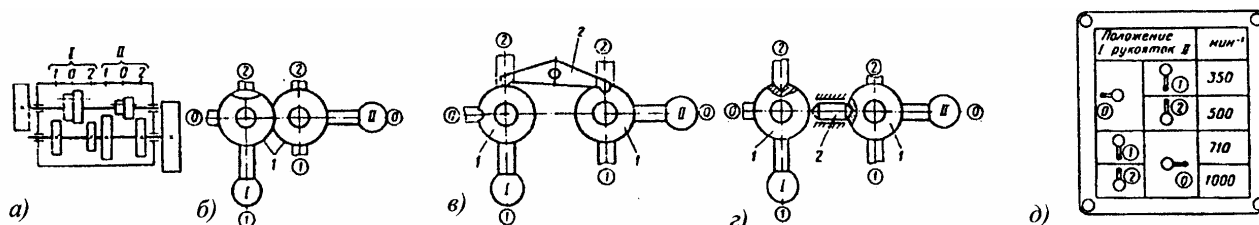


Рис 25.4. Схемы блокировки, исключающие одновременное включение двух скользящих блоков зубчатых колес

Однорукояточные механизмы управления обычно содержат те же элементы, что и описанные выше многорукояточные, а кроме того, устройство для осуществления управления одной рукояткой. По принципу действия они делятся на простые, селективные и преселективные. В первом случае при переходе от k -й к n -й частоте вращения необходимо последовательно осуществлять переключения, отвечающие промежуточным частотам вращения. В селективных системах такой переход осуществляется, минуя промежуточные переключения. При преселективном управлении подготовка к включению новой частоты вращения производится при работе машины на ранее установленной частоте.

На рис. 25.5 приведен простейший пример - однорукояточное управление двумя блоками зубчатых колес. Рукоятка 4 закреплена на оси 9. При движении рукоятки «от себя» или «на себя» перемещается валик 7. Это позволяет вводить зубчатое колесо 1 в зацепление с рейками ползунов 2 или 3. При повороте рукоятки 4 вокруг оси валика 7 происходит осевое смещение гребнем того блока, с рейкой ползуна которого зацеплено зубчатое колесо 1. Этот поворот происходит совместно с фланцем 10, в пазу которого размещается рукоятка 4. Фланец 10 закреплен посредством двух полудисков 5, 5'. Для предотвращения включения обоих блоков предусмотрена втулка 6, в профильном пазу которой расположен штифт 8. Таким образом, осевое перемещение валика 7 возможно только в среднем положении, когда оба блока зубчатых колес находятся в нейтральном положении (расцеплены).

На рис. 25.6 и 25.7 представлены конструкции узла передвижения двух, а на рис. 25.8 трех блоков зубчатых колес посредством ползунов - вилок. Блоки зубчатых колес получают движение от дискового кулачка (рис. 25.6), зубчато-реечного механизма и двух соосных рукояток (рис. 25.7) и барабанного кулачка (рис. 25.8), который приводится во вращение маховичком через коническую зубчатую передачу. Приводы от дискового и барабанного кулачка не требуют блокировки и сводят необходимое число рукояток управления к минимуму.

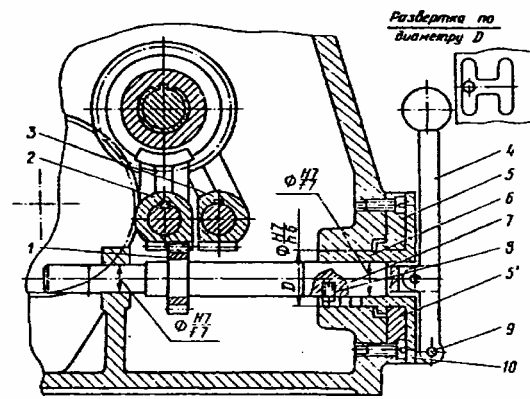


Рис. 25.5. Однорукаятное управление двумя блоками зубчатых колес

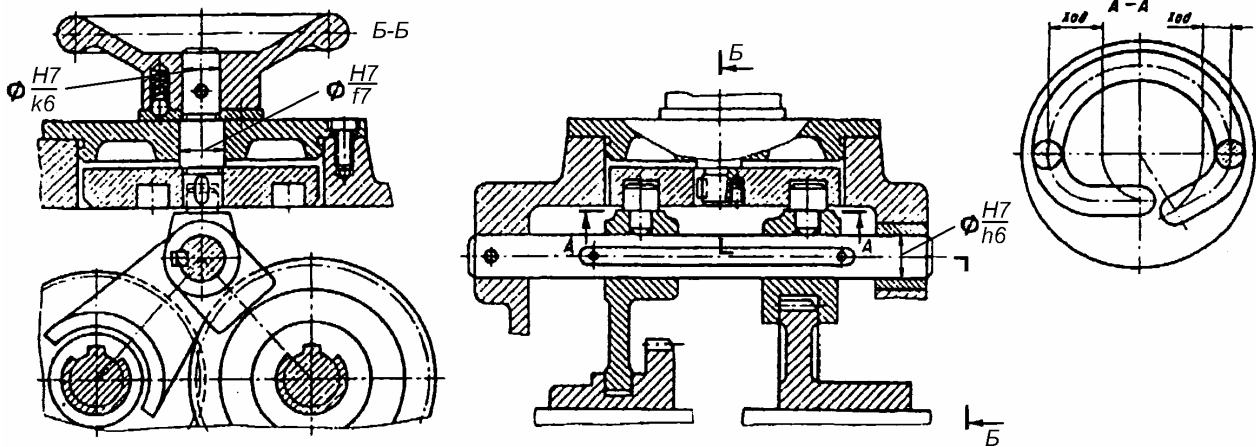


Рис. 25.6. Однорукаятное управление двумя блоками зубчатых колес посредством ползунов-вилки и дискового кулачка

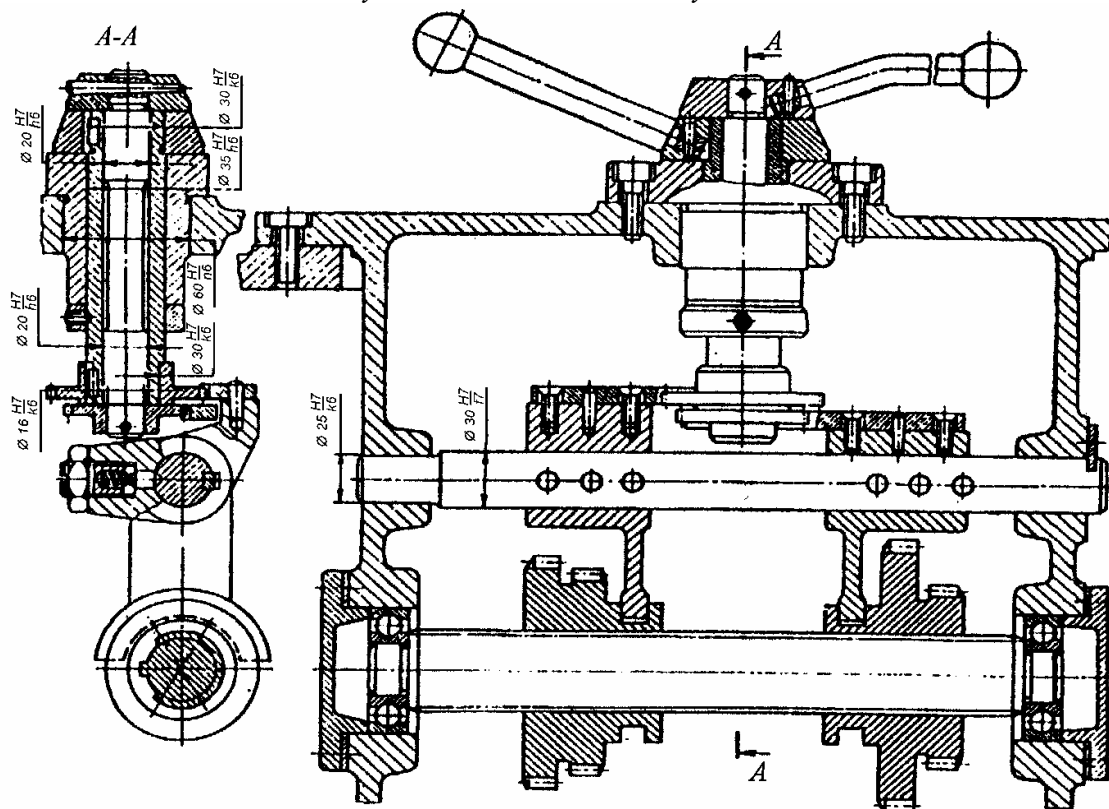


Рис.25.7. Управление двумя блоками зубчатых колес посредством ползунов-вилки, зубчато-реечного механизма и двух соосных рукояток

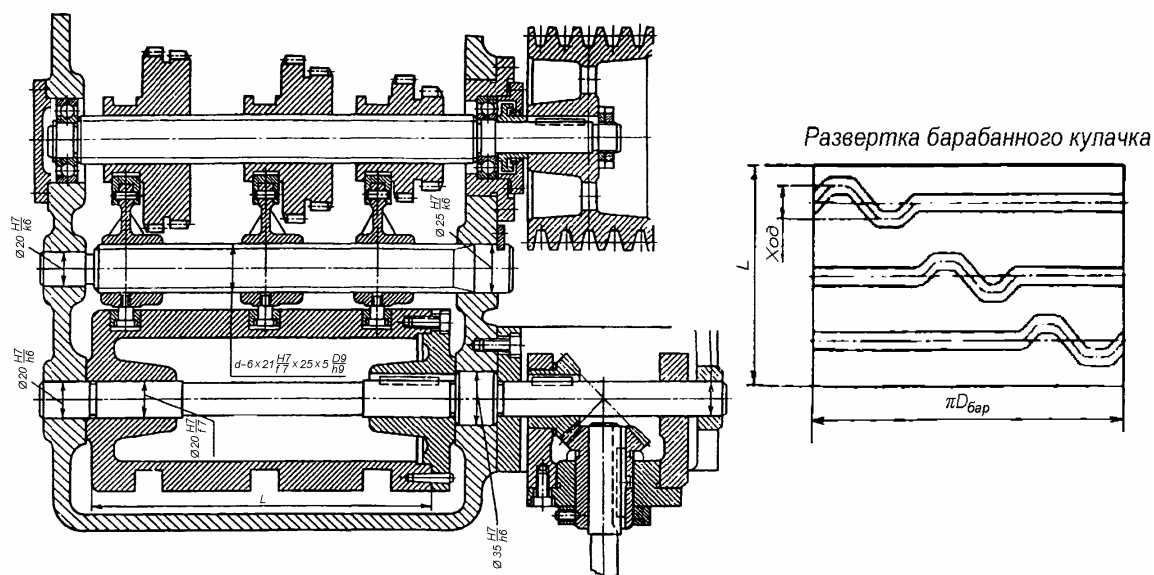


Рис. 25.8. Однорукояточное управление трех блоков зубчатых колес посредством ползунов-вилки и барабанного кулачка

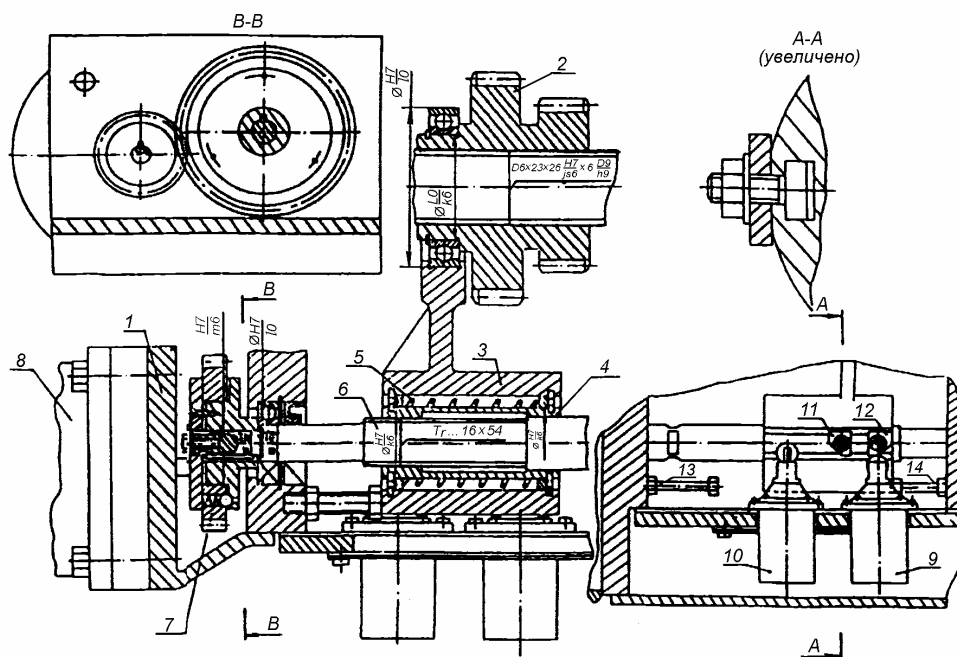


Рис. 25.9. Дистанционное электромеханическое переключение блока зубчатых колес

На рис. 25.9 представлена конструкция электромеханического переключения блока зубчатых колес 2, где вращающий момент от электродвигателя 8 через зубчатую передачу и предохранительную муфту 7 передается на винт 6. Последний перемещает вилку переключения 3 посредством гайки 4 с амортизационной пружиной 5, предотвращающей поломку механизма при утыкании зубьев колес. Крайние положения вилки определяются кулачками 11 и 12, выключающими электродвигатель 8, и жесткими регулируемыми упорами 13 и 14.

На рис.20.1 изображена коробка скоростей с электромагнитными фрикционными муфтами Э1М.4, обеспечивающая шесть частот вращения тихоходного вала посредством включения муфт М1- М5 и торможение (через М4 и М5). Управление электромагнитными муфтами осуществляется вручную с кнопочного пульта или автоматически. Аналогичное управление имеют четырехскоростная коробка скоростей (рис. 29.12) и двухскоростной планетарный редуктор с зубчатыми электромагнитными муфтами бесконтактного исполнения серии ЭЗМ (рис. 29.10).

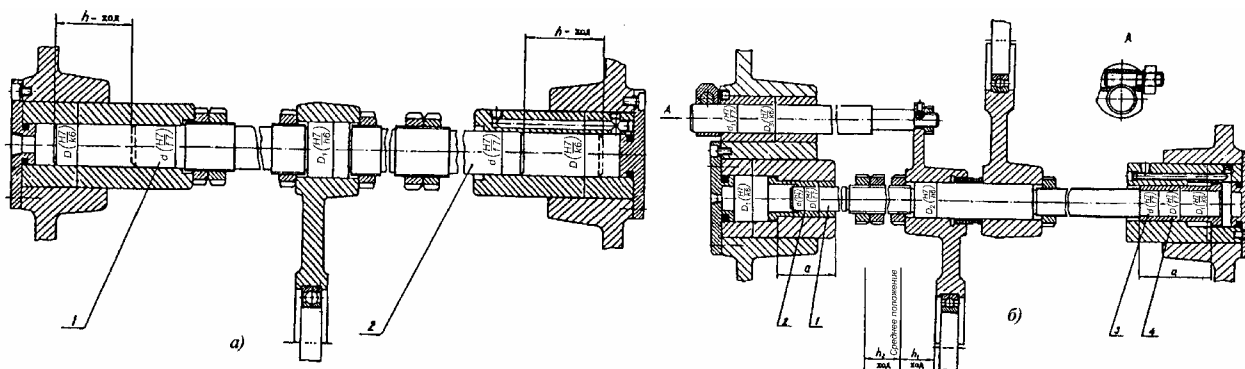


Рис.25.10. Гидравлическое переключение зубчатых колес коробок скоростей:
а – двухпозиционное; б – трехпозиционное

При дистанционном управлении для ускорения переключения зубчатых колес при значительной работе, затрачиваемой на их перемещение, часто используются гидравлические системы. Так, при гидравлическом двухпозиционном переключении зубчатых колес (рис. 25.10, а) плунжеры 1 и 2 перемещаются в ту или другую сторону до упора под действием масла и удерживаются последним при вращении передачи.

При гидравлическом трехпозиционном переключении зубчатых колес (рис. 25.10, б) плунжеры 1 и 3 перемещаются во втулках 2 и 4. Среднее положение фиксируется при одновременном подводе масла в левую и правую полости цилиндров. При подаче масла под давлением в одну полость (вторая соединена с баком) в начале одновременно будут перемещаться как плунжер, так и втулка. Далее, после того как бурт втулки упрется во фланец, на величину h_1 или h_2 от среднего положения перемещается только один плунжер.

Расчет механизмов управления

Кинематический расчет механизма управления производится по зависимости

$$s/k \leq [\alpha_p]. \quad (25.1)$$

Здесь: s - перемещение блока, ползушки, необходимое для их перехода из нейтрального состояния во включенное, мм (рис. 25.1, а, б), определяется конструктивно; $[\alpha_p]$ - допускаемый угол поворота рукоятки; $[\alpha_p]_{min}$ выбирается из сохранения между лунками под фиксатор расстояния не менее 2...3 мм (рис. 25.1, а).

Для передаточного механизма по рис. 25.1, а-в соответственно:

$$k = s/(\arcsin s/R), \quad k=R \text{ и } k=(s/u)/(\arcsin s/R), \quad (25.2)$$

где дополнительно u - передаточное отношение зубчатой передачи механизма управления.

Модуль зубчатой передачи в механизмах управления обычно принимают равным 1,5 или 2 мм. Длина дуги зубчатого сектора (рис.21.1,б)

$$c = \sum h + (10...15), \text{ мм.} \quad (25.3)$$

Длину рейки можно принимать $L = c$.

Профилирование криволинейных пазов на развертках барабанных кулачков выполняют с использованием графика частот вращения. На рис. 26,а приведена полуконструктивная схема переключения тройного А и двойного Б блоков шестерен переводными вилками 1 и 2 при помощи барабанных кулачков 3 и 4 в трехвальной коробке скоростей, что позволяет реализовать 6 частот вращения на выходном валу III.

С учетом анализа графика частот вращения (рис.26,б) за один оборот управляющего барабана блок А должен переключаться каждый раз при переходе с предыдущей на последующую частоту вращения, а блок Б переключится всего 2 раза – при переходе с n_3 на n_4 и с n_6 на

n_1 . В соответствии с необходимыми переключениями на развертку барабанного кулачка наносится траектория паза (рис.26,в). На развертке в виде прямоугольника со сторонами πD и L количество вертикальных линий определяется числом положений, которое может занимать подвижный блок при переключении, а горизонтальных - числом частот вращения коробки скоростей.

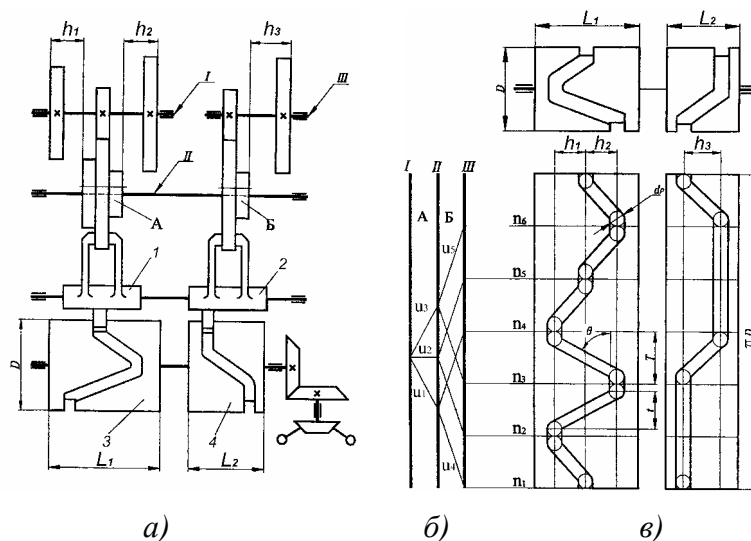


Рис.25.11. Построение разверток барабанных кулачков: а - схема механизма; б - график частот вращения; в - развертки кулачков

Угол наклона профиля на участке включения n_3-n_4 с его максимальным подъемом $h=h_1+h_2$ (рис.26,в)

$$\operatorname{tg} \theta = h / (T - d_p), \quad (25.4)$$

где T – длина участка развертки между двумя соседними положениями кулачка; d_p - диаметр ролика.

С учетом соотношения $\pi D = Tz$, где z – количество частот вращения, диаметр барабанного кулачка определяется выражением

$$D = \frac{z}{\pi} \left(\frac{h}{\operatorname{tg} \theta} + d_p \right) \quad (25.5)$$

Длину барабана принимают равной

$$L = h + d_p + (10 \dots 15), \text{ мм.} \quad (25.6)$$

При проектных расчетах принимают $\theta = 50^\circ$ и $d_p = 10 \dots 15$ мм.

Силовой расчет механизма управления производится по зависимости

$$Sk / (l_p \eta) \leq [F_p], \quad (25.7)$$

где S - осевое усилие на ползушке (толкателе) муфты (тормоза), Н, определяется при расчете муфты (см. гл. 13); $[F_p]$ - допускаемое усилие на рукоятке, $[F_p] = 30 \dots 50$ Н, а при редких включениях $[F_p] = 80$ Н; l_p - проекция длины рукоятки на плоскость, перпендикулярную оси ее вращения, l_p выбирается, исходя из удобства управления, обычно не более $200 \dots 300$ мм; η - КПД механизма, в среднем $\eta = 0,93 \dots 0,95$.

Детали механизмов управления (рукоятки, зубчатые колеса и рейки) рассчитывают на прочность, исходя из усилия $F_p = 200 \dots 250$ Н. При конструировании механизма управления следует графически проверить, не задевают ли рычаги (вилки) передвигаемые детали в их крайних позициях, а также не упирается ли в этих положениях рейка ползуна в стенки корпуса коробки. Исполнительные детали (камень, охватывающий поводок) не должны смещаться перпендикулярно оси передвигаемых деталей более чем на величину $e = (0,2 \dots 0,3)l$ (рис.25.1,а).

Для размещения передач внутри редуктора применяют корпуса в виде барабана с фланцевыми крышками. В качестве характеристики диаметральных габаритных размеров планетарных редукторов принят радиус окружности, на которой располагаются оси сателлитов; последний (наряду с другими параметрами) определяет типоразмер редуктора.

На рис. 26.1,а,б; 26.2 и 26.3 приводной вал соединен с валом электродвигателя муфтой или ременной передачей, а на рис. 26.1,в привод осуществляется непосредственно от вала фланцевого электродвигателя.

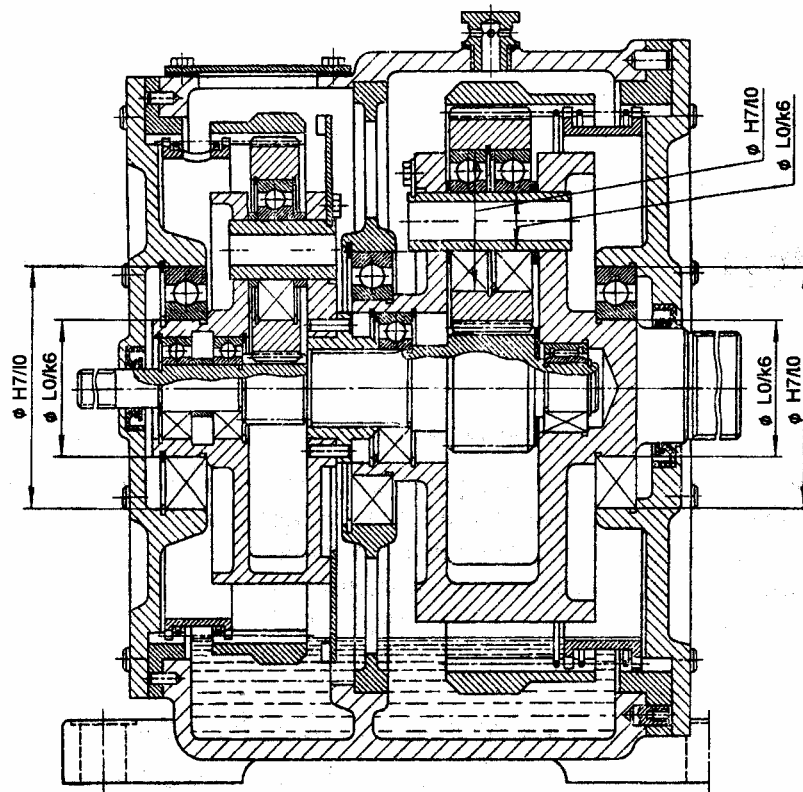


Рис. 26.2. Планетарный однорядный двухступенчатый редуктор

Конструкции однорядных одноступенчатых редукторов на рис. 26.1,а,б и однорядного двухступенчатого на рис. 26.2 соответствуют схемам на рис. 2.16,а,б, а двухрядного на рис. 26.3,а - схеме на рис. 2.17.

26.1.1. Конструирование центральных колес

Центральные колеса с внешними зубьями (солнечное) и внутренними зубьями (корончатое) выполняются по двум возможным схемам: неплавающими или плавающими.

Неплавающие центральные колеса с внешними зубьями (ведущая шестерня) обычно выполняются за одно целое с валом и размещаются между двумя опорами (рис. 26.4,а) или консольно (рис. 26.4,б). Предпочтительно размещение обоих опор в одной детали: в водиле (рис. 26.2 и 26.3,а) либо в корпусе (в крышке корпуса). По схеме на рис. 26.3,б опоры вала центрального колеса расположены в разных деталях.

Невращающиеся неплавающие центральные колеса с внутренними зубьями жестко соединяются с корпусом посредством фланца (рис. 26.1,б,в и 26.5,а) или круглых шпонок (рис. 26.1,а и 26.5,б) и винтов (рис. 26.3,а) без натяга по посадочному внешнему диаметру D . Обычно посадка в месте сопряжения колеса с корпусом $\varnothing \dots \frac{H9}{g9}$. Для уменьшения габарит-

ных размеров редуктора зубчатый венец центрального колеса может быть нарезан непосредственно в корпусе или его крышке (рис. 26.5,в).

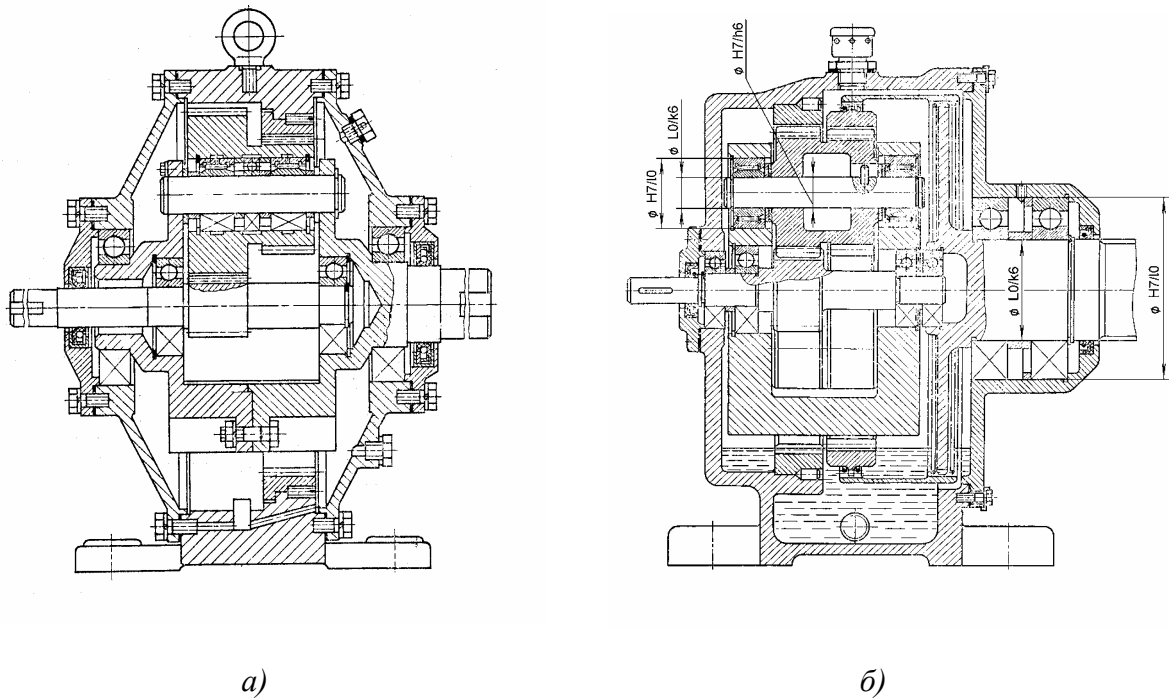


Рис. 26.3. Планетарные двухрядные редукторы

Вращающиеся неплавающие центральные колеса с внутренними зубьями имеют дисковую конструкцию и устанавливаются на тихоходном валу с помощью фланцевого соединения (рис. 26.6,а), или неподвижного шпоночного либо шлицевого соединения (рис. 26.6,б).

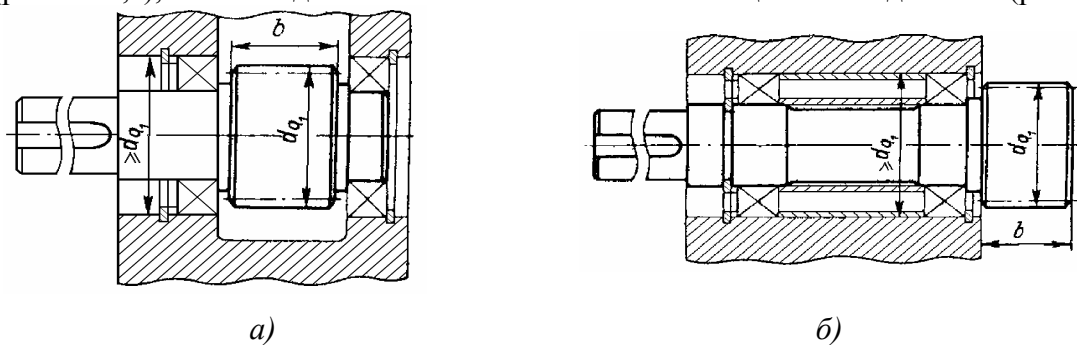


Рис. 26.4. Неплавающие центральные колеса с наружными зубьями

К плавающим центральным колесам с внешними зубьями вращающий момент подводится обычно посредством соединительных муфт с одним (рис. 26.7,в,г) или двумя зубчатыми сочленениями (рис. 26.1 и 26.7,а,б), что позволяет им самоустанавливаться в радиальном направлении по сателлитам.

Расчетный диаметр d_m и рабочая ширина муфты b_m определяются зависимостями:

$$d_m = (0,7 \dots 0,9) \sqrt[3]{T}, \text{ мм}; \quad b_m = (0,2 \dots 0,25) d_m, \text{ мм}, \text{ где } T - \text{вращающий момент, Н}\cdot\text{м}.$$

Меньшие значения коэффициентов соответствуют твердости зубьев муфты 58...62 HRC, большие - 40...50 HRC.

Для уменьшения массы центральное колесо выполняется полым (рис. 26.7,а,б). Минимальную толщину обода в сечении под зубьями ограничивают величиной $h_{об.min} \geq (3 \dots 4)m$, где m - модуль. Делительный диаметр муфты d_{m1} для простоты изготовления следует принимать равным диаметру d_1 центральной шестерни. При этом зубья шестерни и венца муфты могут быть нарезаны за один проход. При малом расчетном диаметре муфты $d_{m1} < d_1$ венец втулки муфты желательно размещать внутри обода центрального колеса (рис. 26.7,б), что существенно уменьшает неравномерность распределения нагрузки по его ширине.

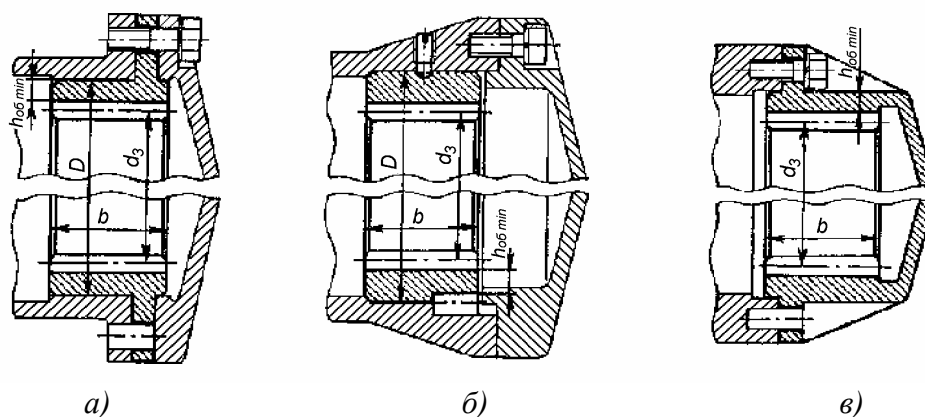


Рис. 26.5. Неплавающие невращающиеся центральные колеса с внутренними зубьями

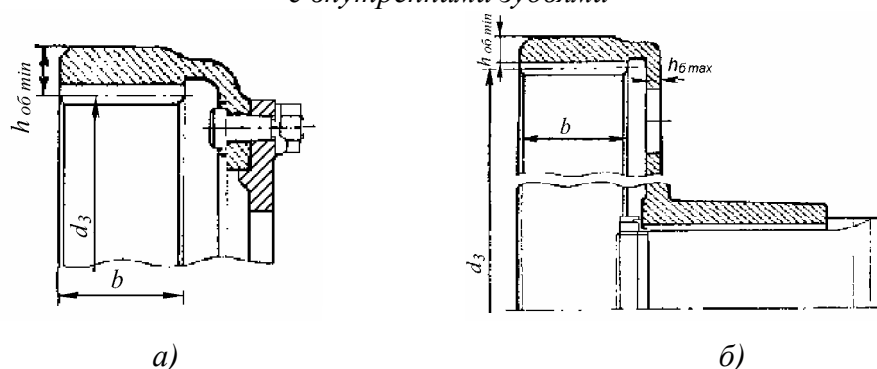


Рис. 26.6. Неплавающие вращающиеся центральные колеса с внутренними зубьями

При использовании соединительной муфты с одним зубчатым соединением ее следует удалять на достаточно большое расстояние от центрального колеса (рис. 26.7, в, г), что позволяет уменьшить угол перекоса оси плавающего центрального колеса при его радиальных перемещениях. Расстояние между серединами зубчатых венцов для ограничения поворота центральной шестерни $L \geq (2...4)b$, где b - ширина ведущей шестерни.

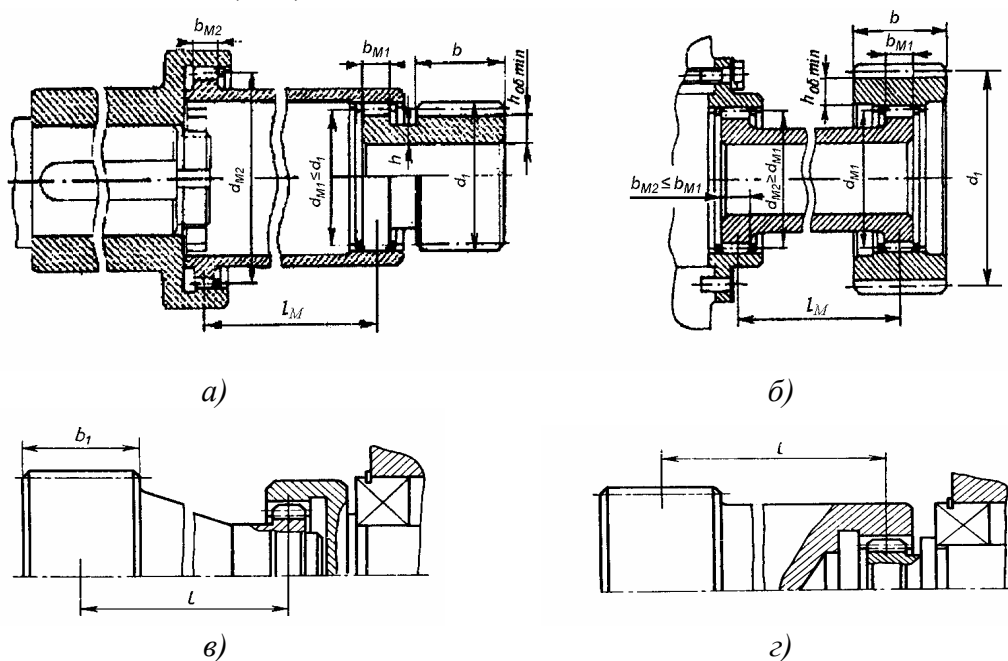


Рис. 26.7. Плавающие центральные колеса с наружными зубьями: а - с боковым; б - с центральным подводом вращающего момента посредством муфты с двумя зубчатыми сочленениями; в, г - с подводом момента за счет муфты с одним зубчатым сочленением

Возможные варианты исполнения ведущего быстроходного вала, связанного с данной шестерней, приведены на рис. 26.8, где $l = (2...2,2)l_1$.

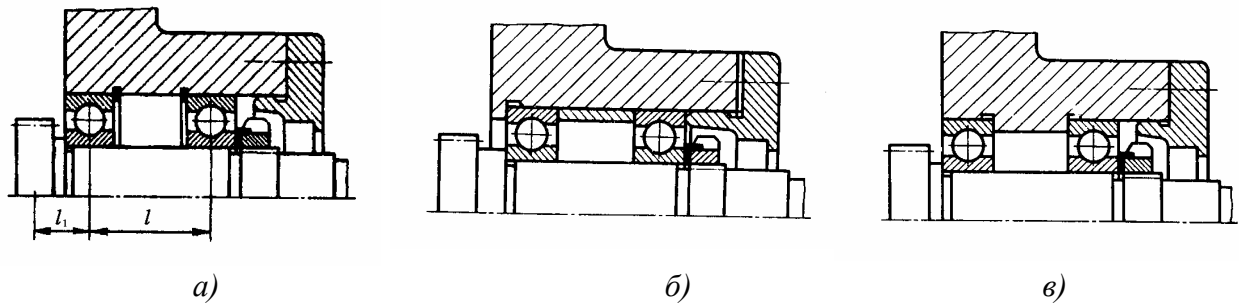


Рис. 26.8. Крепление быстроходного вала

Плавающие центральные колеса с внутренними зубьями (невращающиеся или вращающиеся) применяются в планетарных передачах с числом сателлитов $n \geq 3$. При этом также возможны варианты соединительных муфт с двумя или одним зубчатыми венцами. Первый вариант приведен при соединении колеса с корпусом на рис. 26.2, где зубчатые венцы колес обеих ступеней от вращения застопорены зубчатыми муфтами, которые зацепляются с неподвижными зубчатыми венцами, закрепленными в корпусе редуктора, а при соединении с тихоходным валом - на рис. 26.3,б и 26.10,а. Второй вариант при соединении колеса с корпусом приведен на рис. 26.9, а при соединении с валом на рис. 26.10,б. Ориентировочно следует принимать минимальную толщину обода колеса (по впадинам зубьев) $h_{об.min} \geq (2,5...3)t$ при $n=3...4$ и $h_{об.min} \geq (1,5...2)t$ при $n=5...6$. Целесообразно зубчатый венец обоймы муфты по схемам на рис. 26.10 нарезать за один проход тем же инструментом, что и венец самого колеса. Рабочая ширина зубчатого венца муфты, расположенного на колесе, ограничивается в пределах $b_{м1} = (2...3)t$. Между шириной венцов соединительной муфты по схеме на рис. 26.10,а соблюдается соотношение: $b_{м1} / b_{м2} = d_{м1} / d_{м2}$.

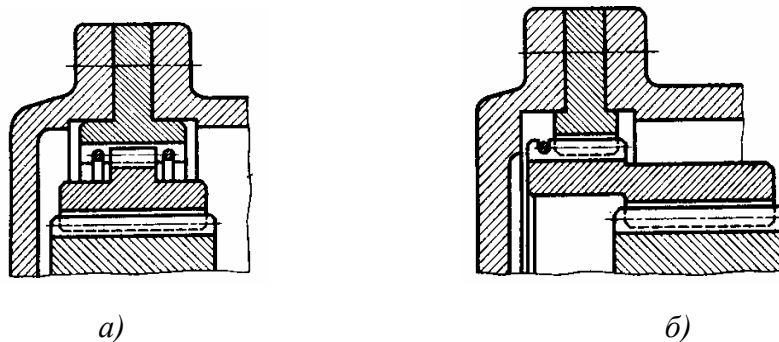


Рис. 26.9. Плавающие невращающиеся центральные колеса с внутренними зубьями

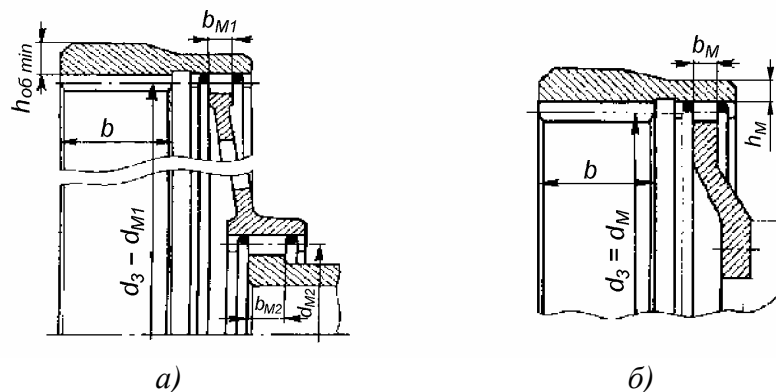


Рис. 26.10. Плавающие вращающиеся центральные колеса с внутренними зубьями

Толщина оболочки муфты или той части центрального колеса, где нарезан венец соединительной муфты, принимается в пределах $h_m = (1...1,5)t$. Во всех конструкциях плавающих центральных колес с внутренними зубьями зубчатые муфты и зубчатые венцы удерживаются от осевого смещения специальными пружинными кольцами.

Следует отметить, что если плавающими выполняются колеса с внутренними зубьями, то конструкция редуктора по осевым габаритам получается меньшей.

Ширина венца центральной шестерни примерно на 15...20% больше ширины венца центрального колеса с внутренними зубьями.

26.1.2. Конструирование сателлитов

В однорядных планетарных передачах сателлиты устанавливаются как на одном подшипнике качения - радиальном (рис. 26.2) или сферическом (рис. 26.1,б), так и двух шариковых типа 0000 (рис.26.2), цилиндрических роликовых типа 12000 или 42000, а также конических роликовых подшипниках типа 7000.

При размещении подшипников внутри полого обода сателлита обеспечивается уменьшение осевых габаритных размеров, упрощается конструкция и сборка, но снижается нагрузочная способность подшипника. Применение сферических и роликовых подшипников связано обычно с недостаточной грузоподъемностью шариковых радиальных подшипников. Сферические подшипники используются также при консольном расположении сателлитов (рис. 26.1,б). Конические роликовые подшипники используются реже, т. к. для их регулирования требуется разборка узла.

Оси сателлитов могут выполняться цельными (рис. 26.1) или для облегчения конструкции - полыми (рис.26.2). Ширина ступицы сателлитов равна или больше ширины его венца в зависимости от размеров подшипников и элементов их фиксации.

В двухрядных планетарных передачах по схеме на рис. 26.3,б для уменьшения угла перекоса сателлитов (под действием противоположно направленных усилий в зацеплениях с центральными колесами) подшипники целесообразно размещать в водиле. Двухвенцовые сателлиты по возможности рекомендуется выполнять цельными. Для обработки меньшего зубчатого венца следует между венцами предусмотреть канавку для выхода инструмента. Чтобы сателлиты не вращались относительно оси, они устанавливаются на ось по посадке с небольшим натягом и фиксируются установочным винтом или цилиндрическим штифтом.

Для уменьшения радиальных размеров опор сателлитов или их осей возможно применение игольчатых подшипников (рис. 26.3).

Некоторые дополнительные варианты конструкций сателлитов и их опор приведены на рис. 26.11.

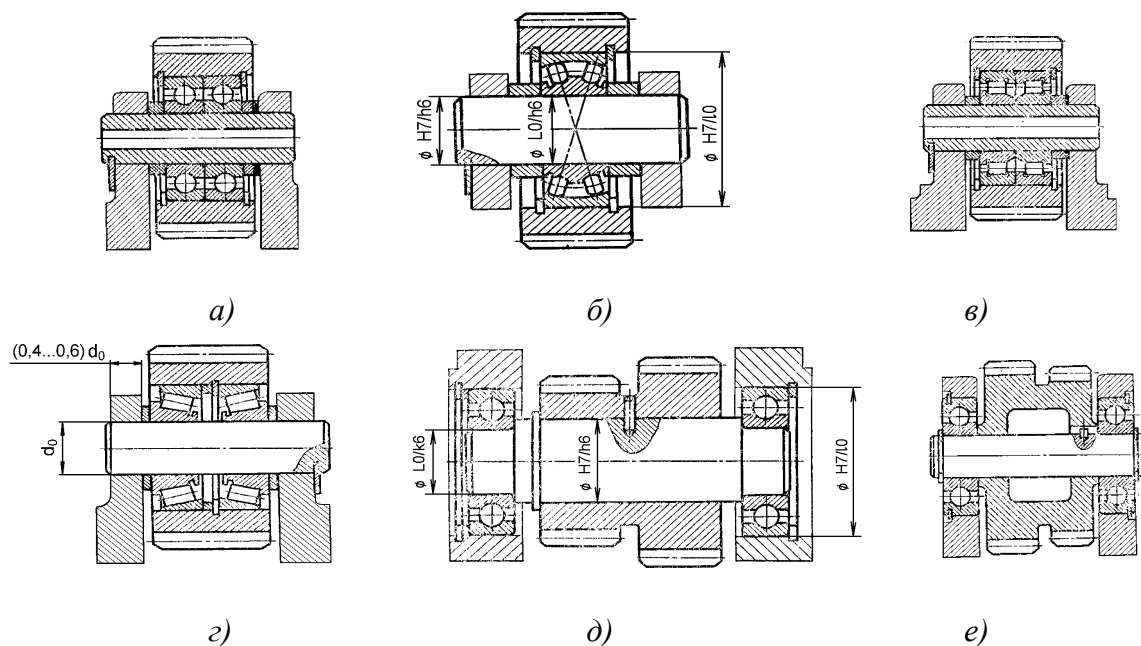


Рис. 26.11. Конструкции сателлитов

В большинстве приведенных вариантов конструкций сателлитов точность осевого положения деталей обеспечивается подбором или подшлифовкой компенсаторных колец.

Диаметр оси сателлита может быть принят из условия $d_0 \geq (0,25 \dots 0,3)d$, где d - делительный диаметр сателлита.

Ширина венца сателлита принимается на 2...4 мм больше ширины венца центрального колеса с внутренними зубьями.

26.1.3 Конструирование водил

Водило - наиболее нагруженная деталь; от его прочности, жесткости и точности исполнения во многом зависит работоспособность редуктора. Водила бывают цельными (коваными, литыми или сварными) либо сборными и выполняются из стали или высокопрочного чугуна ВЧ50-2 или ВЧ60-2.

В конструкциях, приведенных на рис. 26.1,а и 26.3,а, водило располагается соответственно в корпусе (крышках корпуса) на двух подшипниках качения, а оси сателлитов устанавливаются в отверстиях двух его стенок (щеки).

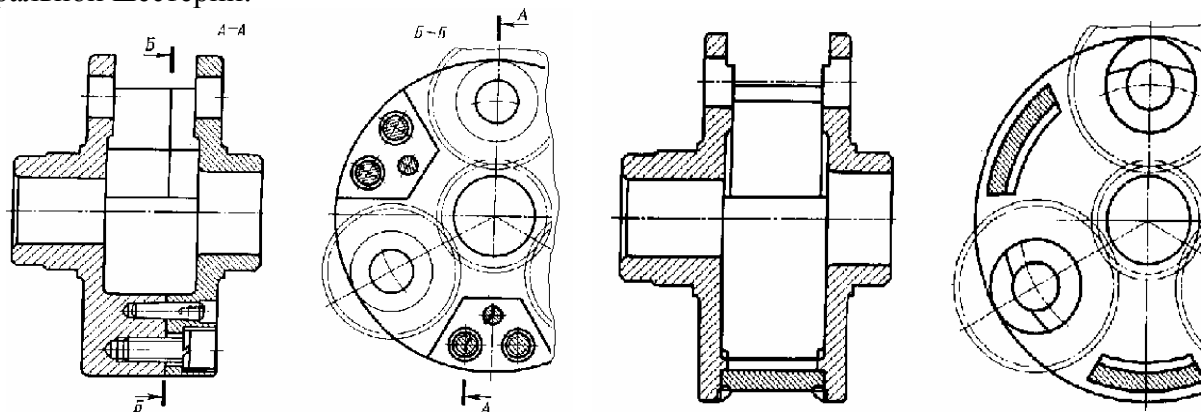
По условиям монтажа центральных колес или сателлитов в некоторых случаях водило выполняют с разъемом с той стороны, где нет подвода вращающего момента к нему (рис.26.3,а и 26.12,а). Его составные части при этом обычно скрепляются шестью винтами и тремя штифтами. Размещение штифтов и винтов требует достаточной площади перемычки, поэтому число сателлитов в разъемных конструкциях редко превышает $n=3$. При использовании разъемных конструкций необходимо учитывать неизбежное снижение жесткости водила. Вариант сварной конструкции водила приведен на рис. 26.12,б.

Жесткость водила по отношению к действующим на него усилиям обеспечивается преимущественно щеками и в меньшей степени перемычками.

В последнее время в большинстве случаев водила конструируются с одной стенкой (щекой), в которой оси сателлитов располагаются консольно (рис. 26.1,б). Для уменьшения перекосов, которые могут привести к недопустимо большой неравномерности распределения нагрузки между сателлитами и по ширине зубчатых венцов сцепляющихся колес, следует в опорах водила использовать подшипники качения с уменьшенным зазором и повышенной жесткостью.

Конструкция водила с одной щекой без перемычек позволяет использовать предельное число сателлитов по условию соседства. При этом наиболее надежна конструкция с консольными осями сателлитов, выполненных за одно целое со щекой, хотя из технологических соображений целесообразна конструкция с закрепленными осями в отверстиях щек с натягом (рис. 26.1,б).

В двухпоточной планетарной передаче на рис. 26.3,б к водилу не приложен внешний вращающий момент. Однако жесткость водила, щеки которого нагружены противоположно направленными усилиями со стороны осей сателлитов, должна быть обеспечена. В этом случае обычно водило имеет две опоры в виде подшипников качения на валу ведущей центральной шестерни.



а) б)
Рис. 26.12. Конструкции составных водил

При конструировании основные размеры водила выбираются ориентировочно. Толщина и диаметр щек определяется конструкцией опор сателлитов. Если ось сателлита диаметром d_0 запрессована в щеки, то их толщина устанавливается в пределах $(0,4...0,6)d_0$ (рис. 26.11,г). При размещении в щеках водила подшипников сателлита (рис. 26.11,д,е) их толщина зависит от ширины подшипника и устройств для его фиксации в осевом направлении. Наружный диаметр щеки желательно принимать меньше внутреннего диаметра центрального колеса с внутренними зубьями для удобства его установки.

Длина перемычки водила зависит от общей ширины сателлита и зазоров между ним и щеками водила не менее модуля m . Аналогичный зазор принимается между сателлитом и перемычкой.

Толщина перемычки обычно принимается равной или больше толщины щек.

Диаметр цапфы водила определяется после расчета на прочность его вала либо конструктивно по размеру отверстия в свободной щеке, необходимого для монтажа центрального колеса с наружными зубьями.

Водило при невращающемся центральном колесе с внутренними зубьями выполняют либо за одно целое с тихоходным валом редуктора (рис. 26.1,б, 26.2, 26.3,а), или соединяют их с использованием сварки, посадки с натягом, шпоночного или шлицевого соединений (рис. 26.1,а).

При вращающемся центральном колесе с внутренними зубьями момент от него передается на тихоходной вал через соединения сваркой, фланцевое, шпоночное, шлицевое либо зубчатую муфту (рис. 26.3,б), а водило имеет при этом симметричную форму.

В двухступенчатом редукторе возможна конструкция водила, выполненного за одно целое с солнечным колесом последующей ступени. Ввиду сложности такой конструкции обычно они выполняются отдельно с последующим их соединением – шпоночным или шлицевым (рис. 26.2).

26.2. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ВОЛНОВЫХ ПЕРЕДАЧ

Основное распространение имеют зубчатые волновые передачи с механическим генератором волн и цилиндрическими колесами. Важнейшими элементами указанных волновых передач являются гибкое колесо, жесткое колесо и генератор волн (роликовый, дисковый или кулачковый).

Конструкция одноступенчатого волнового редуктора на рис. 26.13, соответствующая схеме на рис. 2.18, состоит из закрепленного в корпусе жесткого колеса; соединенного с электродвигателем кулачкового генератора и специального гибкого подшипника качения; гибкого колеса, связанного с тихоходным валом.

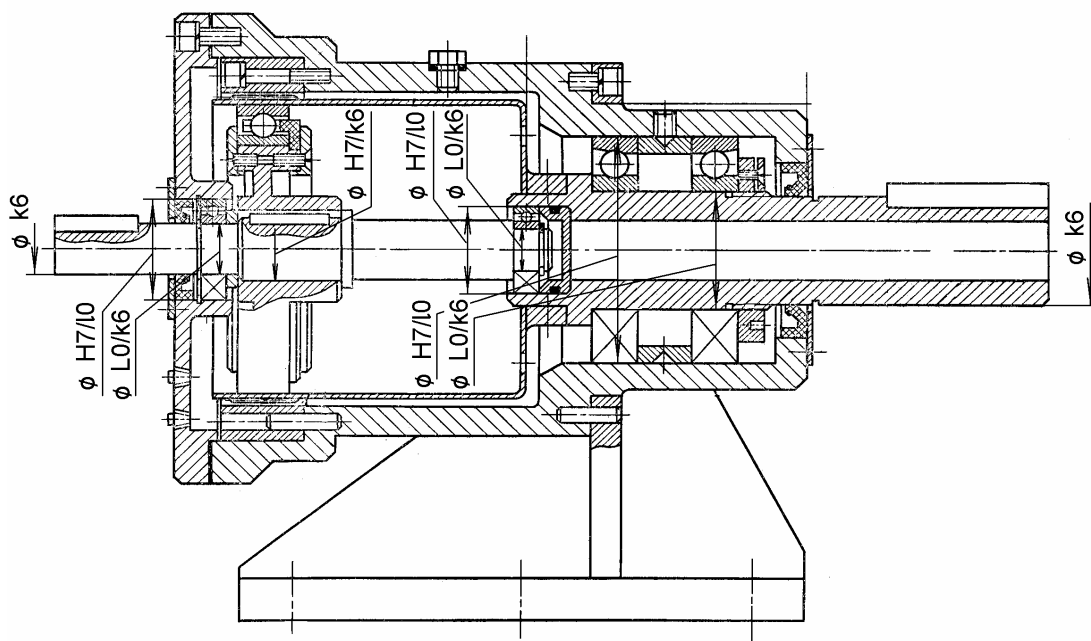


Рис. 26.13. Волновой одноступенчатый зубчатый редуктор

26.2.1. Конструирование гибких колес

Гибкое колесо является одним из основных элементов, определяющих работоспособность волновой передачи.

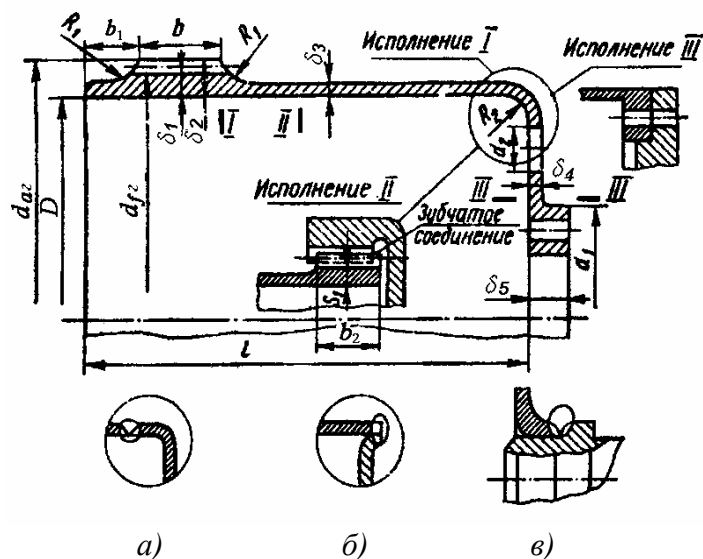


Рис. 26.14. Конструкция гибкого колеса волнового редуктора

Венец гибкого колеса (рис. 26.14) соединяется с дном и тихоходным валом при помощи тонкостенного цилиндра. В исполнении I колесо имеет гибкое дно и фланец для присоединения к валу, в исполнении II тонкостенный цилиндр соединен с дном зубчатым сочленением, которое может быть наружным или внутренним, а в исполнении III жесткость соединения цилиндра с валом увеличивается, и нагрузка на генератор и напряжения в цилиндре по сравнению с исполнениями I и II возрастают. Применять такую конструкцию по сравнению с исполнениями I и II следует ограниченно.

Для упрощения технологии изготовления обычно используется сварное соединение цилиндра с гибким дном: стыковым швом (рис. 26.14,а), с отбортовкой кромок (рис. 26.14,б) и сварное соединение отбортовки гибкого дна с валом по размеру не более d_1 (рис. 26.14,в). Для уменьшения концентрации напряжений на крае зубчатого венца в конструкции гибкого колеса выполняют поясok шириной b_1 . С целью увеличения податливости дна колеса и для циркуляции смазочного материала сверлятся отверстия d_2 при соблюдении достаточной прочности и устойчивости дна.

Соединение дна с валом (тихоходным) обеспечивается за счет фланца, для крепления которого на валу используются болтовое, штифтовое, шпоночное, шлицевое соединения или соединение с натягом.

Основные размеры гибкого колеса находятся из соотношений:

$\delta_1 = (0,005 \dots 0,015)d_2$; $\delta_2 = \delta_1 + (1,35 \dots 1,55)m$ - для эвольвентных зубьев с широкой впадиной; $\delta_2 = \delta_1 + (1,5 \dots 2,0)m$ - с узкой впадиной; $\delta_3 = (0,6 \dots 0,9)\delta_1$; $\delta_4 \geq \delta_3$; $D \approx d_{f2} - 2\delta_1$; $d_1 \leq (0,5 \dots 0,6)d_2$; $l \geq (0,8 \dots 1,2)d_2$; $b = (0,15 \dots 0,2)d_2$; $b_1 \approx (0,15 \dots 0,25)b$; $b_2 \approx (0,3 \dots 0,5)b$; $R_1 \approx (10 \dots 20)m$; $R_2 = (2 \dots 3)\delta_3$, где m - модуль; d_2 и d_{f2} - диаметр делительной окружности и окружности впадин гибкого колеса; b - ширина зубчатого венца - известны из расчета передачи; δ_1 , δ_2 , δ_3 и δ_4 - толщины, проверяемые расчетами гибкого колеса на прочность (см. гл. 6); δ_5 - принимается конструктивно.

Способ изготовления гибкого колеса зависит от серийности производства. В крупносерийном производстве заготовка получается штамповкой или раскаткой. Если изготовление методом пластического деформирования затруднено, применяются сварные конструкции. В

единичном производстве заготовка гибкого колеса получается вытачиванием, что приводит к снижению его прочности.

Циклически изменяющиеся напряжения, возникающие в гибком колесе в процессе работы передачи, высоки, поэтому на основные размеры гибких колес назначают допуски по 6...8-му квалитетам. При чистовой обработке поверхности гибкого колеса, свободные от зубьев, шлифуют и полируют.

Гибкие сварные зубчатые колеса изготавливаются из сталей марок 30ХГСА, 35ХГСА. Для несвариваемых колес используются стали марок 40ХН, 30ХМА, 30ХН3А и др. Для тяжелых условий работы - сталь 38Х2МЮА. Термообработка - улучшение (280...320 НВ).

26.2.2. Конструирование жестких колес

Жесткие колеса волновых передач подобны колесам с внутренними зубьями обычных и планетарных передач.

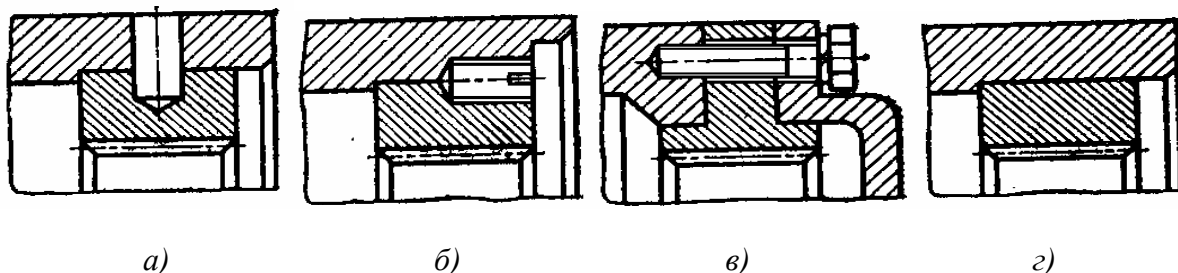


Рис. 26.15. Соединение жесткого колеса с корпусом

Жесткое колесо устанавливается неподвижно в корпусе по переходной посадке $H7/j_6$ с дополнительной фиксацией штифтами и винтами (рис. 26.15, а, б). При этом необходима совместная обработка жесткого колеса и корпуса, что нетехнологично при серийном производстве, т.к. нарушается взаимозаменяемость деталей.

В конструкции на рис. 26.15, в жесткое колесо имеет фланец и центрирующие пояски для установки колеса в корпус и крышки на колесо. Для крепления колеса к корпусу здесь используются винты с дополнительной фиксацией деталей штифтами. Такая конструкция обеспечивает большую жесткость колеса, но является также нетехнологичной, так как две соосные цилиндрические посадочные поверхности невозможно обработать с одной установки.

Наиболее простым и технологичным является соединение жесткого колеса с корпусом при помощи посадки с натягом $H7/s7$ (рис. 26.15, г). Такое соединение выдерживает трех-четырёхкратные кратковременные перегрузки и податливость обода здесь невелика. Такая конструкция применяется в серийно выпускаемых волновых редукторах общемашиностроительного применения.

Ширина зубчатого венца жесткого колеса принимается на 2...4 мм больше, чем у гибкого, что позволяет снизить требования к точности взаимного осевого положения деталей. Толщина обода жесткого колеса выбирается такой, чтобы под воздействием усилий в зацеплении его радиальная деформация не превышала $(0,02...0,05)w_0$, где w_0 - радиальное перемещение гибкого колеса по большой оси генератора. В противном случае существенно нарушаются условия зацепления зубьев.

Приблизительно при двухволновом генераторе можно принять для эвольвентных зубьев с широкой впадиной $w_0 = (1,04...1,1)m$, с узкой впадиной $w_0 = (1,3...1,6)m$, где m - модуль. Из этого условия толщина жесткого колеса $\delta_{жс} \geq (0,15...0,16)d_{жс}$, где $d_{жс}$ - диаметр делительной окружности жесткого колеса.

Для изготовления жестких колес используются стали марок 40Х, 40ХН, 30ХГСА с термообработкой до твердости 240...280 НВ.

26.2.3. Конструирование генераторов волн

В волновых передачах используются роликовые, дисковые и кулачковые генераторы волн.

При применении четырехроликового генератора (рис. 26.16) для исключения раскатки гибкого колеса по его внутреннему диаметру устанавливается подкладное кольцо 2. Материал кольца обычно ШХ15, его толщина $h_k \approx 1,5\delta_1$. В качестве ролика используется подшипник качения, на который напрессовано кольцо 1 с буртами для удержания подкладного кольца 2 от осевых смещений.

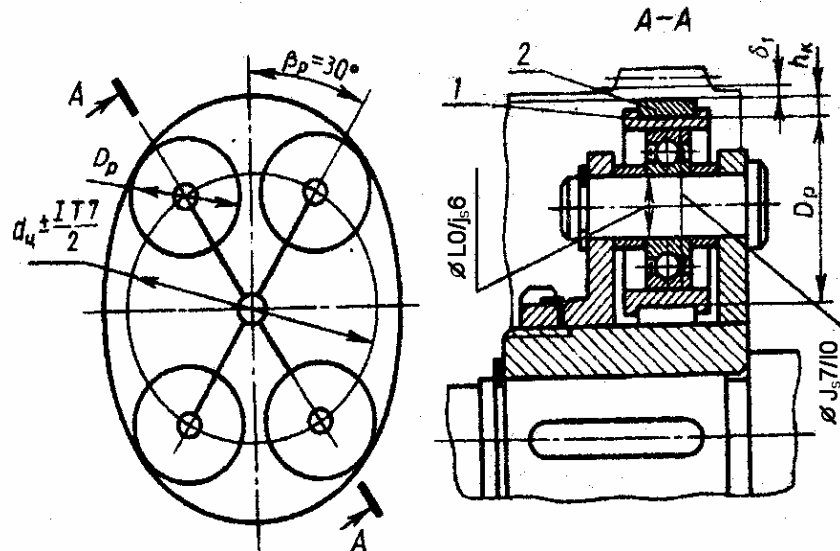


Рис. 26.16. Роликовый генератор волн

В дисковом генераторе волн радиус дисков R_d и эксцентриситет e подбирают такими, чтобы угол взаимодействия гибкого и жесткого колес составлял $20...40^\circ$ при заданной величине деформирования w . Обычно $e/w_0 = 3...3,6$.

На рис. 26.17,а каждый из дисков 2 генератора размещается на двух подшипниках. Эксцентричные шейки 3 и 4 для установки дисков выполняют непосредственно на валу или чаще за счет втулок со шпоночным или шлицевым пазом, разрезанных из одной и смещенных относительно друг друга на 180° . Как и при роликовом генераторе здесь используют подкладное кольцо 1 с буртом для предохранения от осевого смещения. Для уменьшения неуравновешенности нагружения в осевой плоскости следует принимать толщину дисков не более $b \approx 0,1R_d$. Весьма существенно неуравновешенность такого нагружения снижается при конструкции генератора по рис. 26.17,б за счет ее симметричности. В силовых передачах подшипники дискового генератора оказываются весьма нагружены, в связи с чем их диаметр следует выбирать по возможности большим в пределах диаметра диска. Материал дисков - сталь 45, 40Х с закалкой рабочей поверхности до $40...50$ HRC.

По сравнению с рассмотренными большее применение имеют кулачковые генераторы волн, лучше сохраняющие заданную форму деформирования гибкого колеса под нагрузкой. Кулачковый генератор (рис. 26.18) имеет гибкий подшипник, состоящий из наружного 1 и внутреннего 2 колец, тел качения 3 и сепаратора 4; ограничительные шайбы 5; эллиптический кулачок 6, установленный на валу 9. Наличие в конструкции тонкостенных неметаллических упругих шайб 7 (например, резиновых) позволяет выравнивать деформации и нагрузки на рабочих участках гибкого элемента передачи, а так же уменьшить шум и вибрации.

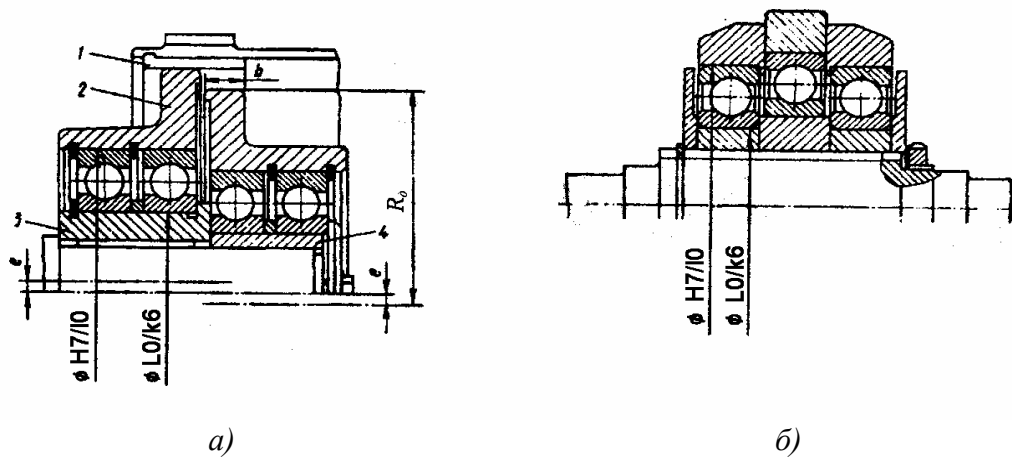


Рис. 26.17. Дискосый генератор волн

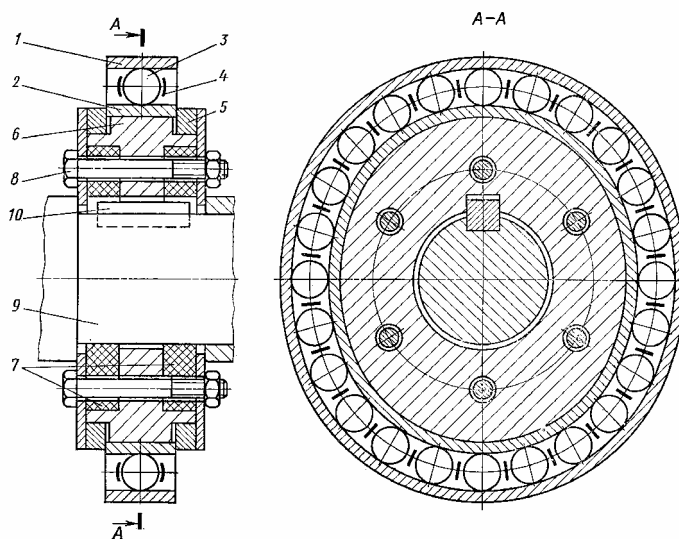


Рис. 26.18. Кулачковый генератор волн

Гибкий подшипник (рис. 26.19,а) отличается от обычного конструкцией сепаратора и меньшей толщиной колец. Его рекомендуется выполнять со следующими размерами: величина наружного диаметра D_n должна быть равна внутреннему диаметру гибкого колеса; толщина колец $a_1 \approx a_2 \approx (0,20...0,23)D_n$; диаметр шарика $d_{ш} = (0,09...0,10)D_n$ (принимают ближайшее к расчетному значение диаметра стандартного шарика); глубина желоба колец $\Gamma_1 \approx \Gamma_2 \approx (0,05...0,06)d_{ш}$; радиус желоба (развал желоба) наружного кольца $r_{жн} \approx (0,54...0,55)d_{ш}$; внутреннего кольца $r_{жв} \approx (0,515...0,525)d_{ш}$; число шариков $Z_{ш} \approx 21...23$; ширина подшипника $B = (0,15...0,17)D_n$; радиусы скругления колец, предельные отклонения размеров, шероховатость поверхностей и материалы колец принимают по нормам для обычных подшипников класса точности 0 аналогичных габаритов.

Сепаратор гибких подшипников выполняется корончатым (рис. 26.19,б) из текстолита или фенилона со следующими размерами: диаметр отверстий $d_{отв} \approx (1,03...1,05)d_{ш}$; толщина сепаратора $a_{cen} \approx (0,055...0,06)D_n$; ширина $l_{cen} \approx (1,2...1,3)d_{ш}$.

Основные параметры гибких подшипников приведены в табл. 6.1.

Распределение силового потока по зонам зацепления в волновых передачах зависит от способа соединения кулачка генератора волн с быстроходным валом.

Жесткое соединение является конструктивно простым, но требует повышенной точности соосности оси жесткого колеса и осей вращения генератора и гибкого колеса.

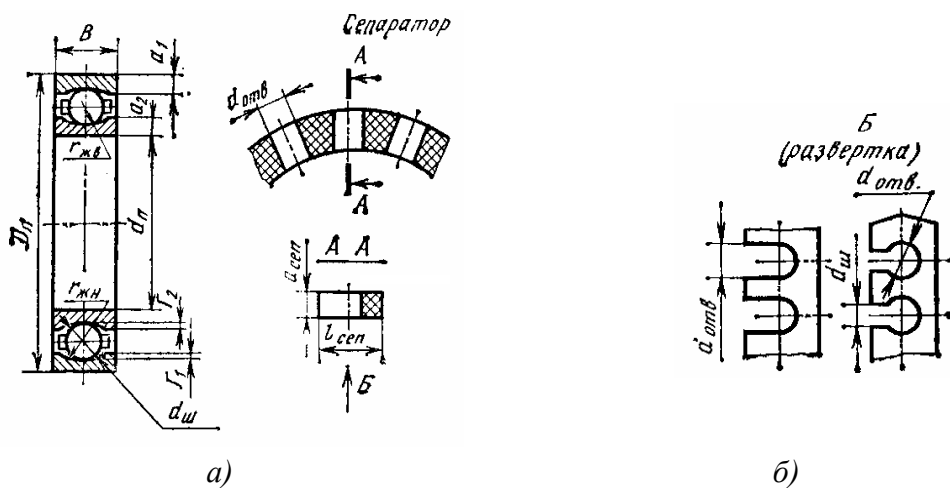


Рис. 26.19. Размеры гибкого подшипника

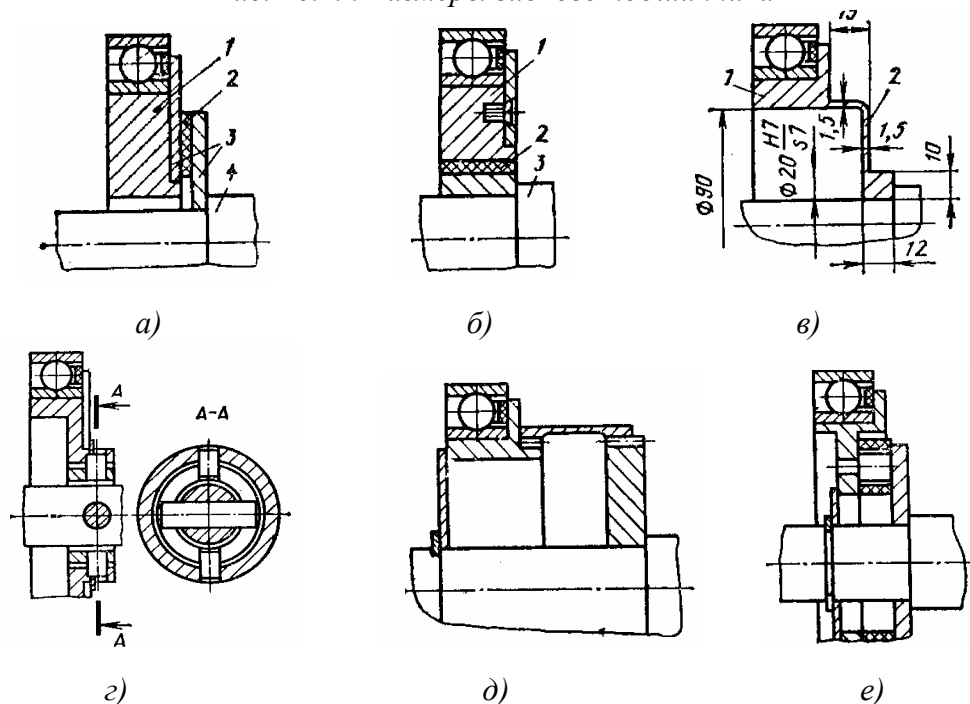


Рис. 26.20. Варианты конструкции соединения кулачка с быстроходным валом редуктора

Для компенсации отклонения от соосности кинематических звеньев чаще в волновых редукторах используют соединения с самоустановкой кулачка под действием усилий в зацеплениях. Вариант соединения кулачка с быстроходным валом может быть выбран из приведенных на рис. 26.20.

В конструкции на рис. 26.20,а кулачок 1 через резиновую шайбу 2 толщиной 4 мм и шириной 20 мм и металлические шайбы 3 соединяется с быстроходным валом 4; в конструкции на рис. 26.20,б кулачок 1 через резиновую втулку толщиной 4 мм и длиной 25 мм соединен с быстроходным валом 3; в конструкции на рис. 26.20,в соединение выполнено при помощи тонкостенной металлической диафрагмы 2, выполненной заодно с кулачком 1.

Существенно в большей мере выравнивание распределения силового потока по зонам зацепления обеспечивается в конструкциях на рис. 26.20,г,д,е благодаря свободной самоустановке кулачка. В этих конструкциях соединение кулачка с быстроходным валом обеспечивается за счет шарнира в виде крестообразно расположенных пальцев (рис. 26.20,г); муфты с двумя зубчатыми сочленениями (рис. 26.20,д) и муфты пальцевой с резиновым диском (рис. 26.20,е). Из указанных соединений первое является наиболее технологичным и простым, второе - надежным, но сложным в изготовлении, третье - из-за наличия резины допускает температуру не более 70...80°C.

ГЛАВА 27

КОНСТРУИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ ПЕРЕДАЧ ВИНТ-ГАЙКА

27.1. ПЕРЕДАЧА ВИНТ-ГАЙКА СКОЛЬЖЕНИЯ

По конструктивному исполнению передачи винт-гайка скольжения делятся на следующие виды: неразъемные и разъемные по диаметральной плоскости; сцепляемые и расцепляемые с винтом обычно посредством кулачков-улиток, например, в токарно-винторезных станках, что позволяет работать при нарезании резьбы от винта, а при обычной токарной обработке от передачи шестерня-рейка; с компенсацией зазора в гайке для точных перемещений узлов, подверженных знакопеременным нагрузкам, и без компенсации зазора.

Компенсация зазора обычно достигается применением сдвоенных гаек, которые при регулировании смещаются одна относительно другой в осевом направлении. Бронзовые гайки располагаются в стальном корпусе, который крепится к подвижному узлу (рис. 27.1,а).

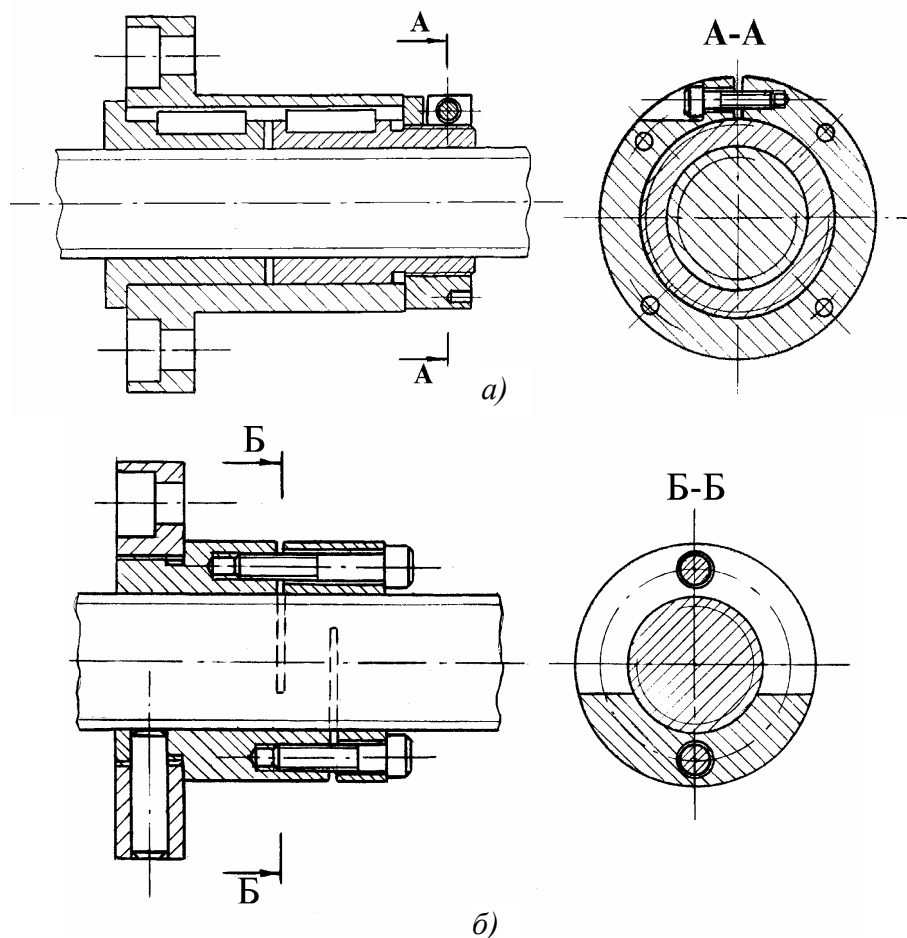


Рис 27.1. Конструкция передач винт-гайка скольжения со сдвоенной (а) и одинарной (б) гайками

В случае применения одной гайки компенсация зазора осуществляется за счет поперечных или продольных прорезей в гайке, которые позволяют стянуть отдельные ее части при помощи винтов. На рис. 27.1,б показана гайка с поперечными прорезями и съемным фланцем на резьбе, выполненным из стали в целях экономии бронзы. Гайки больших диаметров для уменьшения расхода бронзы и увеличения прочности следует изготавливать биметаллическими - в виде стального корпуса с центробежной заливкой из цветного сплава (рис. 27.2). При больших усилиях для гарантированного сцепления залитого слоя втулки выполняются с кольцевыми, продольными или резьбовыми канавками, например, в силовых столах агрегатных станков, где осевое усилие подачи достигает 100кН.

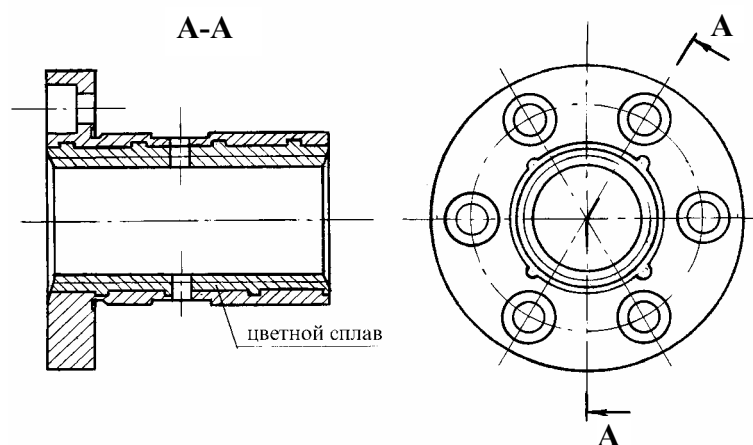


Рис 27.2. Конструкция биметаллической гайки скольжения

Гайки с резьбой большого шага могут иметь наплавленный слой бронзы по профилю или специальное покрытие для уменьшения силы трения и повышения КПД передачи.

На рис. 27.3 изображена разъемная гайка делительной машины для нанесения штрихов на линейных шкалах.

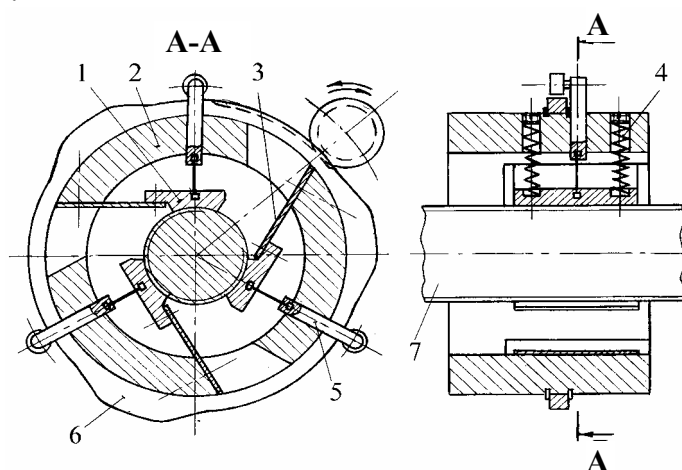


Рис 27.3. Конструкция передачи винт-гайка скольжения с составной гайкой

Гайка состоит из трех резьбовых элементов 1, расположенных симметрично и соединенных с корпусом 2 при помощи плоских пружин 3. Пружины сжатия 4 служат для создания радиального натяга в винтовой паре. Отключение гайки производится поворотом кольца 6. Под действием тяг 5 резьбовые элементы освобождают винт 7. Передача обладает высокой кинематической точностью и малым износом. Параметры резьб, используемых в передачах винт-гайка скольжения, приведены в гл. 5.

27.2. ПЕРЕДАЧА ВИНТ-ГАЙКА КАЧЕНИЯ

Стандарт СТП-345 устанавливает конструкцию и исполнительные размеры деталей шарико-винтовой передачи (ШВП) с возвратом шариков через вкладыши и регулированием осевого натяга (зазора) посредством относительного углового смещения двух гаек, снабженных зубчатыми венцами. Стандарт предусматривает применение трех вкладышей в каждой гайке.

В конструкции, приведенной на рис. 27.4,а, гайки снабжены зубчатыми венцами, входящими в соответствующие внутренние зубчатые венцы корпуса. Число зубьев венцов различается на единицу, благодаря чему при повороте гаек в одну сторону на один зуб осевое перемещение профилей их резьбы может составить 1мм. В конструкции, приведенной на рис. 27.4,б, регулирование натяга в процессе эксплуатации может быть осуществлено без

демонтажа передачи и обеспечивается посредством относительного углового смещения двух гаек, на фланцах которых выполнены полукруглые впадины. После регулирования натяга гайки фиксируются подпружиненными штифтами.

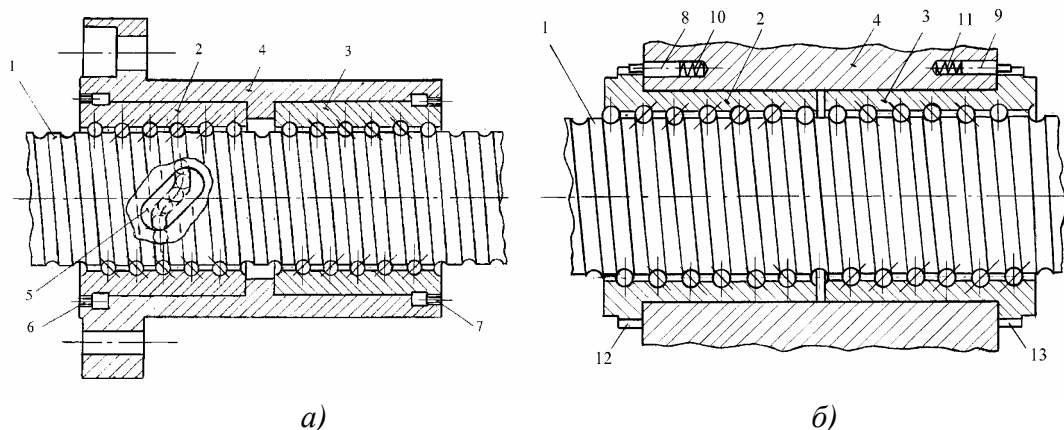


Рис 27.4. Конструкция шарико-винтовой передачи с возвратом шариков через вкладыши: 1-винт; 2, 3-полугайки; 4-корпус; 5-вкладыш; 6, 7-зубчатые венцы; 8, 9-фиксирующие штифты; 10, 11-пружины; 12, 13-полукруглые впадины.

Ниже приведены конструкции и исполнительные размеры основных деталей рассматриваемых ШВП. Их основные размеры (рис. 27.5) и размеры профилей резьбы винта и гайки (рис. 27.6) даны в табл. 27.1. Следует учитывать, что профиль полукруглый с двухточечным контактом шарика (рис. 27.6,а) применяется в передачах с регулированием натяга путем осевого или углового перемещения одной гайки относительно другой, а профиль арочный с четырехточечным контактом шарика (рис. 27.6,б) применяется в передачах с регулированием натяга путем подбора комплекта шариков соответствующего диаметра.

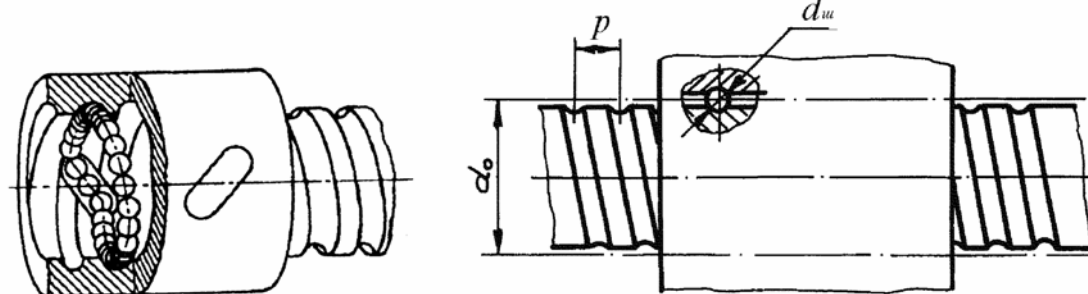


Рис 27.5. Основные параметры ШВП

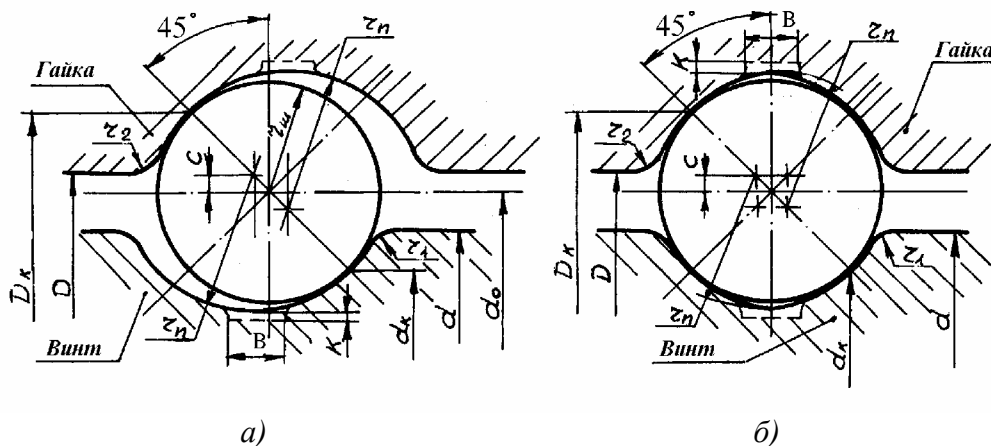


Рис 27.6. Профили резьбы винта и гайки ШВП: а-с двухточечным контактом; б-с четырехточечным контактом

Таблица 27.1

Параметры ШВП и профилей резьбы винта и гайки

Размеры, мм												
d_0	p	d_u	r_n	r_1	r_2	d_k	d	D_k	D	c	B	K
20	5	3	1,56	0,3	0,2	17,88	19,06	22,12	20,47	0,042	0,8	0,5
25	5					22,88	24,06	27,12	25,47			
32	5					29,88	31,06	34,12	32,47			
	10	6	3,12	0,6	0,4	27,76	30,14	36,24	32,93	0,085	1,5	0,8
40	5	3	1,56	0,3	0,2	37,88	39,06	42,12	40,47	0,042	0,8	
	10	6	3,12	0,6	0,4	35,76	38,14	44,24	40,93	0,085	1,5	
50	5	3	1,56	0,3	0,2	47,88	49,06	52,12	50,47	0,042	0,8	1,0
	10	6	3,12	0,6	0,4	45,76	48,14	54,24	50,93	0,085	1,5	
	(12)	7	3,64	0,7	0,5	45,05	47,90	54,95	51,00	0,099		
63	(5)	3	1,56	0,3	0,2	60,88	62,06	65,12	63,47	0,042	0,8	1,2
	10	6	3,12	0,6	0,4	58,76	61,14	67,24	63,93	0,085	1,5	
(70)	10					65,76	68,14	74,24	70,93			
80	10					75,76	78,14	84,24	80,93			1,5
	20	10	5,2	1,0	0,7	72,93	76,90	87,07	81,55	0,141	2	
100	10	6	3,12	0,6	0,4	95,76	98,14	104,24	100,93	0,085	1,5	
	20	10	5,2	1,0	0,7	92,93	96,90	107,07	101,55	0,141	2	

Указанные в табл. 27.1 значения диаметров шариков $d_{ш}$ соответствуют нулевому значению зазора в передаче для профиля с четырехточечным контактом. На нерабочей части впадин резьбы допускается выполнение канавок, показанных пунктиром на рис. 27.6.

Материалы и способы упрочнения основных деталей ШВП приведены в табл. 27.2.

Таблица 27.2

Материалы и способы упрочнения деталей ШВП

Наименование детали	Марка стали	Способ упрочнения детали	Условное обозначение способа упрочнения	Твердость, HRC	Примечание
Винт	ХВГ	Объемная закалка	СП.2	58-60	Для винтов с $d_0 \leq 50$ мм
	7ХГ2ВМ				Для винтов с $d_0 > 50$ мм
	8ХФ	Закалка при индукционном нагреве токами звуковых частот	СП.3 ₁	58-62	
	50ХФА			58-60	
	8ХФ	Закалка при индукционном нагреве токами радиочастот	СП.3 ₂	58-62	
	20Х3МВФ	Азотирование	СП.6	Не менее 60 (HV 750)	
Гайка и вкладыш	9ХС	Объемная закалка	СП.2	58-60	
Корпус	45	Не упрочняется	—	—	
Шарик	ГОСТ 3722 Степень точности 1				

Способ упрочнения винта выбирается в зависимости от его размеров и других конструктивных особенностей. Способы упрочнения винтов имеют следующие особенности: 1)

объемная закалка - винты в виде заготовок без резьбы; 2) закалка при индукционном нагреве током звуковых частот и контурная закалка при индукционном нагреве током радиочастот - винты в виде заготовок с предварительной резьбой; 3) азотирование - винты в виде заготовок с резьбой, выполненной окончательно.

Во всех указанных случаях, при нарезании винта до упрочнения, резьба должна выполняться с коррекцией по шагу для компенсации изменения длины при термической обработке.

Предельные длины винтов классов точности А и В в зависимости от номинального диаметра резьбы и способа упрочнения приведены в табл. 27.3.

Таблица 27.3

Предельные длины винтов

Основные параметры резьбы		Предельная длина при указанных способах упрочнения, мм			
Номинальный диаметр d_0 , мм	Радиус профиля канавки r_n , мм	Объемная закалка	Поверхностная закалка при индукционном нагреве		Азотирование
			током звуковой частоты	током радиочастоты	
20	1,56	400	550*		
25		550	700*		
32	1,56	850	1000*		
	3,12	700	850*		
40	1,56	1000	1400*		
	3,12				
50	1,56	1400	1800*	1800	1000 (1400)
	3,12; 3,64				
63	1,56	1800	2000 (2500)*	2000 (2500)	1400 (1800)
	3,12				
70	3,12	2000	2500*	2500	1800
80	3,12	2500	2500 (3000)*	2500 (3000)	2000 (2500)
	5,2		2500 (3000)*	2500 (3000)*	
100	3,12	2500	3000 (3500)*	3000 (3500)	3000 (3500)
	5,2		3000 (3500)*	3000 (3500)*	

Примечания:

1. Длины винтов, указанные в скобках, только для винтов класса точности В.

2. Способы упрочнения (при указанных предельных длинах), отмеченные звездочкой, являются предпочтительными.

3. Для винтов длиной свыше 1,5м длина резьбы должна быть не менее 55-60% от всей длины винта. При меньшей длине резьбы винт должен быть выполнен составным или подвергаться упрочнению при индукционном нагреве.

Возможные варианты конструкции винтов ШВП приведены на рис. 27.7, а их исполнительные размеры в табл. 27.4.

Конструкции и исполнительные размеры гаек с правой и левой резьбой приведены в табл. 27.5.

Рабочая база гайки должна ограничивать отклонение осевой линии винта в радиальном направлении. Необходимая база обеспечивается созданием независимых замкнутых рабочих цепочек шариков, расположенных одна от другой на определенном расстоянии.

Шарики, перекатываясь по рабочей части винтовых поверхностей гайки и винта, попадают через паз в возвратный канал, затем снова опускаются в рабочую зону, проходя через противоположный паз канала.

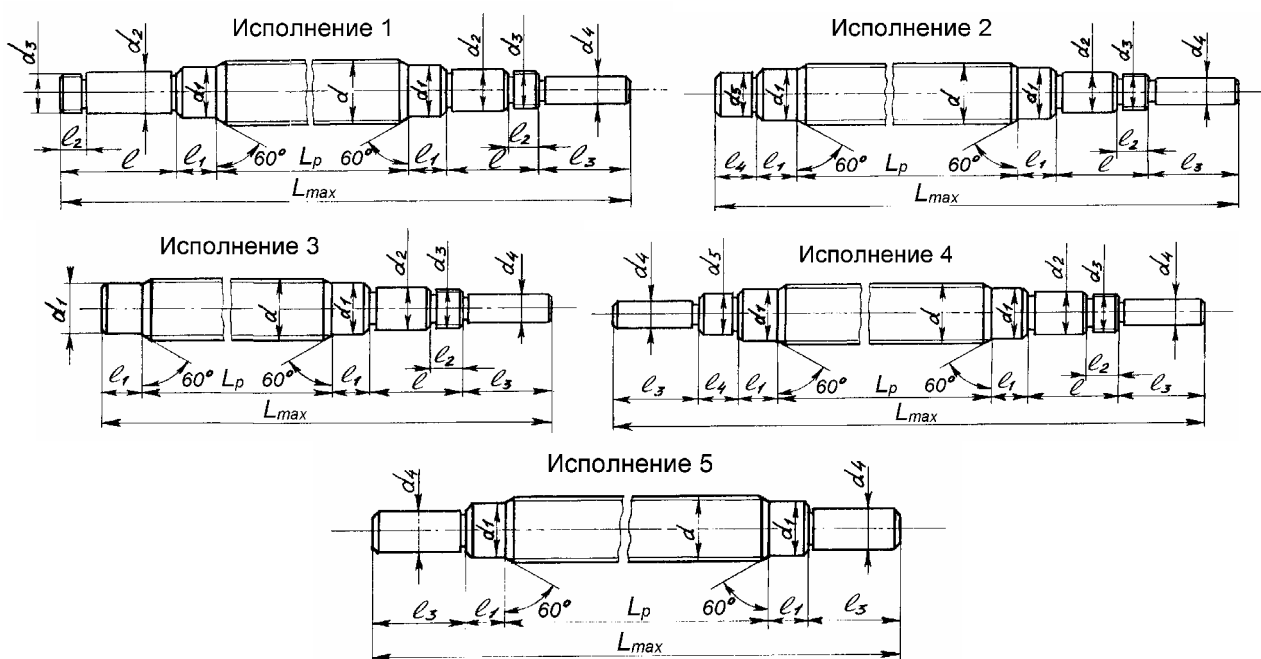


Рис 27.7. Конструкции винтов

Таблица 27.4

Исполнительные размеры винтов, в мм

Типо- размер винтов $d \times p$	d	d_1	d_2, h_6	d_3	d_4, js_6	d_4, h_6	d_5, h_6	l норм	l удлин	l_1	l_2	l_3	L_{max}	L_p	Ис- пол- нение
25x5	24,06	21,7	20	M20x1,5	15	15	17	58	90	20	18	50	710	140, 150*, 200, 250*, 315, 400*, 500	2, 3, 4, 5
32x5	31,06	28,7	25	M24x1,5	20	20	25	58	90	20	20	55	1000	140, 150*, 200, 250, 315, 400*, 500, 630*, 800	2, 3, 4, 5
40x5	39,06	36,7	25	M24x1,5	20	20	30	58	90	20	22	55	1200	200, 250*, 315, 400*, 500, 630*, 800, 1000	1, 2, 3, 4, 5
40x10	38,14	33,7	25	M24x1,5	20	20	30	58	90	20	22	55	1200	200, 250*, 315, 400, 500, 630*, 800, 1000	1, 2, 3, 4, 5
50x5	49,06	46,7	35	M33x1,5	28	28	40	64	100	30	26	80	1500	250*, 315, 400*, 500, 630*, 800, 1000, 1250	1, 2, 3, 4, 5
50x10	48,14	43,7	35	M33x1,5	28	28	40	64	100	30	26	80	1500	250*, 315, 400*, 500, 630, 800, 1000, 1250	1, 2, 3, 4, 5
63x10	61,14	56,7	45	M45x1,5	40	40	50	78	125	30	30	100	1900	250*, 315, 400*, 500, 630*, 800, 1000, 1250, 1600	1, 2, 3, 4, 5
80x10	78,14	73,7	60	M60x2	50	50	65	78	125	50	36	125	2400	500, 630*, 800, 1000, 1250, 1600, 2000	2, 3, 4, 5
80x20	76,90	69,7	60	M60x2	50	50	65	78	125	50	36	125	2400	500, 630*, 800, 1000, 1250, 1600, 2000	2, 3, 4, 5
100x10	98,14	93,7	70	M64x2	60	60	85	78	125	50	45	145	3000	630*, 800, 1000, 1250, 1600, 2000, 2500	2, 3, 4, 5
100x20	96,90	89,7	70	M64x2	60	60	85	78	125	50	45	145	3000	630*, 800, 1000, 1250, 1600, 2000, 2500	2, 3, 4, 5

Примечание: d - наружный диаметр резьбы; p - шаг резьбы; размеры, помеченные звездочкой, по возможности не применять.

Таблица 27.5

Конструкция, основные параметры и исполнительные размеры гаек, мм

С правой резьбой

С левой резьбой

А

Б

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В

В рассматриваемых конструкциях ШВП канал возврата шариков, соединяющих два соседних витка резьбы, выполняется в специальном вкладыше, который устанавливается в окно гайки. В табл. 27.6 приведены конструкции вкладышей соответственно для гаек с правой и левой резьбой и их исполнительные размеры.

Таблица 27.6

Конструкция, основные параметры и исполнительные размеры вкладышей, мм

С правой резьбой

А-А

Б-Б

С левой резьбой

А-А

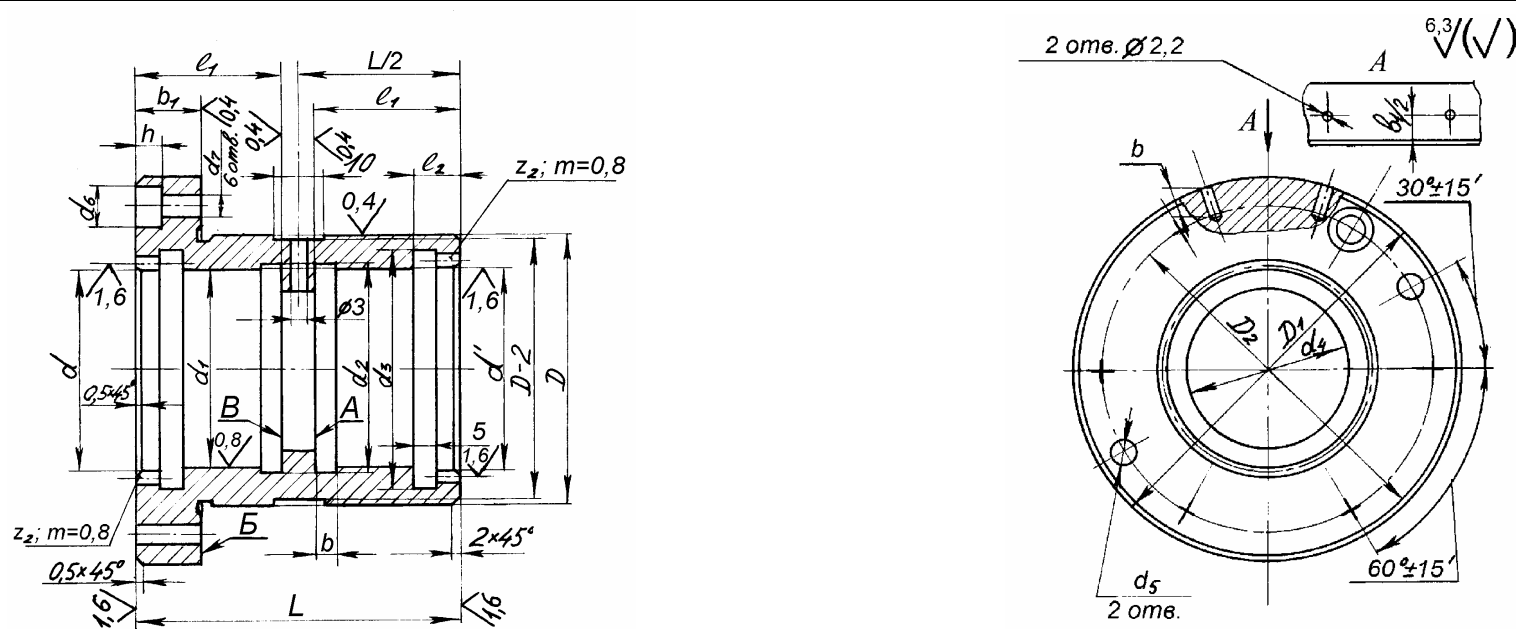
Б-Б

d_0	p	d	$d_1^{+0.1}_{\text{доп}}$	γ	b	L	L_1	r_n		Масса, кг
								Ном.	доп.	
20	5	30	19,4	50°	6	11,5	2,96	1,56	+0,02	0,004
25	5	35	24,4	48°						0,004
32	5	45	31,4	50°						12
	10		30,4		0,010					
40	5	55	39,4	48°	6	11,5	2,96	1,56	+0,02	0,006
	10		38,4	50°						0,010
50	5	65	49,4	48°	6	11,5	2,96	1,56	+0,02	0,007
	10	70	48,4							0,015
63	10	85	61,4		12	23	6,02	3,12	+0,03	0,017
80	10	100	78,4							0,019
	20	105	77,3	50°	20	48	10,05	5,20		0,044
100	10	120	98,5	48°	12	23	5,97	3,12		0,026
	20		97,3							
	125	20		48	10,05	5,20	0,054			

Корпус шариковых гаек может изготавливаться в одном из трех вариантов. Их конструкции и исполнительные размеры приведены в табл. 27.7...27.9.

Таблица 27.7

Конструкция, основные параметры и исполнительные размеры корпуса, мм (исполнение 1)



d_0	p	D	D_1	D_2 $\pm 0,2$	L	l_1	l_2	b	b_1	Зубчатое зацепление				d_1	d_2	d_3	d_4	d_5 , $+0,1$	d_6	d_7	h	Масса, кг			
										d	d'	z_1	z_2												
20	5	45	75	60	80	36	11	3	12	32,0	32,8	42	43	30	30,5	38	25	5,8	11	7	6	0,62			
25	5	50	80	65						36,8	37,6	48	49	35	35,5	43	30					0,73			
32	5	60	95	75	130	60			16	47,2	48	61	62	45	45,5	53	38		14	9	8	0,90			
	10																					1,46			
40	5	70	110	88	80	36	5	20	57,6	48,4	74	75	55	56	64	48	17	11	10	1,07					
	10				130	60			67,2	68	86	87	65	66	73	58				1,84					
50	5	80	125	100	80	36			24	72,0	72,8	92	93	70	71	78				58	7,8	19	13	12	3,14
	10	85	130	105	87,2	88				111	112	85	86	93	75	3,96									
63	10	100	150	124	130	60	13	8	28	101,6	102,4	129	130	100	101	108	90	9,8	26	17	16	5,64			
80	10	120	180	148						140	65	106,4	107,2	135	136	105	106					113	95	10,26	
	10	140	200	168	140	65				122,4	123,2	155	156	120	121	128	110					6,74			
100	20	150	210	178	240	115				127,2	128	161	162	125	126	133	115					12,4			

Таблица 27.8

Конструкция, основные параметры и исполнительные размеры корпуса, мм (исполнение 2)

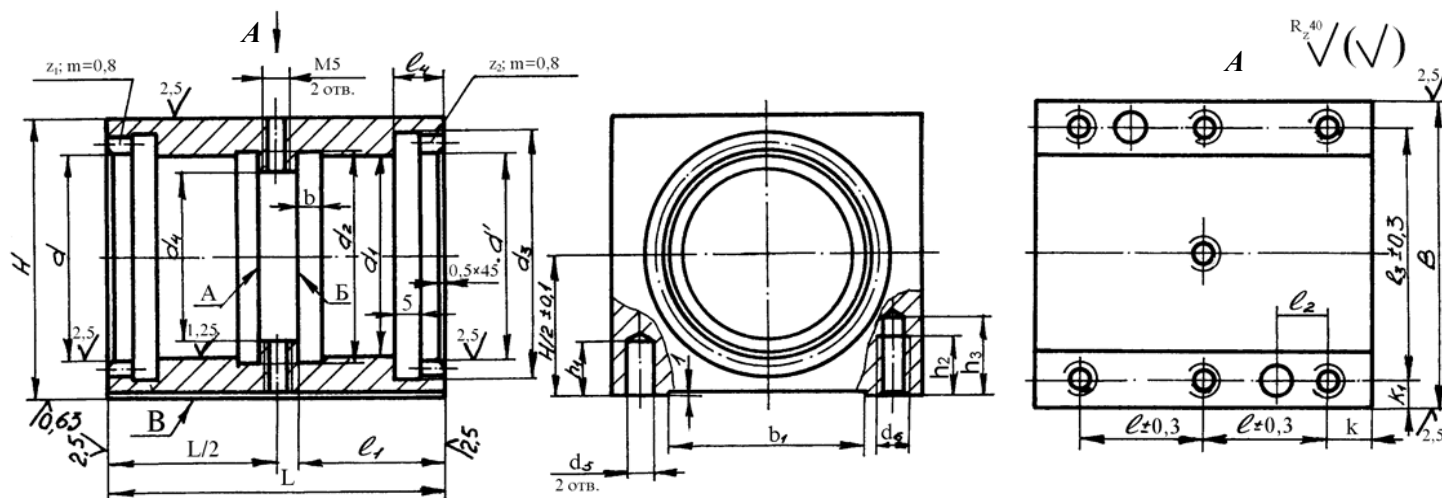
Technical drawings of a gear housing (исполнение 2). The drawings include:

- Sectional View (A-A):** Shows the internal structure with dimensions $L, L/2, l_1, l_4, z_1, z_2, m=0,8, d, d_1, d_2, d_3, d_4, d_5, d_6, d_7, B, B_1, h, K, K_1$. It also indicates $M5_{кл3}$ and 2 отв. .
- Front View:** Shows the circular gear opening with dimensions $d, d', z_1, z_2, d_1, d_2, d_3, d_4, d_5, d_6, d_7, B, B_1, h, K, K_1$.
- Top View:** Shows the rectangular base with dimensions L, B, l_1, l_2, l_3, l_4 and mounting holes. A note indicates $2 \text{ отв. } \phi 2,2; \text{глуб. } 8$.

d_0	p	H	B	L	l	$l_1, \pm 0,2$	l_2	L_3	l_4	Зубчатое зацепление				d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	d_6	d_7	B	B_1	h	K	K_1	Кол. отв. d_6	Масса, кг		
										d	d'	z_1	z_2																
20	5	44	62	80	44	36	46	20	11	32,0	32,8	42	43	30	30,5	38	25	9	9	7,8	3	80	30	18	8	4	1,06		
25	5	50	66				50			36,8	37,6	48	49	35	35,5	43	30	40	35			1,18							
32	5	60	90	130	47	60	70			47,2	48	61	62	45	45,5	53	38	11	11			40	45			6	2,19		
40	10									57,6	58,4	74	75	55	56	64	48	13	13			50	55	12	6	3,59			
40	5	72	100	80	44	36	76	24	13	67,2	68	86	87	65	66	73	58		9,8	5	60	65	4			3,04			
	10			130	47	60				72,0	72,8	92	93	70	71	78		17			17					70	70	6	5,05
50	5	84	110	80	44	36	86			87,2	88	111	112	85	86	94	75		11,8	5	60	65	20	16	4	3,86			
	10	90	114	120	47	60	90			101,6	102,4	129	130	100	101	108	80	22			22				90	105	4	6,77	
63	10	108	144	240	64	115	112	30	13	106,4	107,2	135	136	105	106	113	95	26			26				70	85	8	9,15	
80	10	126	160				128			122,4	123,7	155	156	120	121	129	110		11,8	8	100	105	24	21	8	12,52			
100	10	150	212				160			127,2	128	161	162	125	126	134	115	26			26				110	125	4	21,45	
	20	156	220				168																		110	125	8	32,53	

Таблица 27.9

Конструкция, основные параметры и исполнительные размеры корпуса, мм (исполнение 3)



d_0	p	H	B	L	l	$l_1, +0,2$	l_2	l_3	l_4	Зубчатое зацепление				d_1 H7	d_2	d_3	d_4	$d_5 +0,1$	d_6	b	b_1	h_1	h_2	h_3	K	K_1	Кол. отв.	Масса, кг			
										d	d'	z_1	z_2																		
																													H11		
20	5	44	62	80	44	36	20	46	11	32,0	32,8	42	43	30	30,5	38	25	7,8	M8	3	30	16	16	18	18	8	4	1,14			
25	5	50	66					50		36,8	37,6	48	49	35	35,5	43	30		20		22		10	6		1,27					
32	5	60	90	130	47	60		70		47,2	48	61	62	45	45,5	53	38		M10		40		20	22		10	6	2,32			
	10							76		57,6	58,4	74	75	55	56	64	48		M12	5	50		24	26		12	4	3,25			
40	5	72	100	80	44	36															86		67,2	68		86	87	65	66	73	58
	10	80	44	60	90	72,0		72,8		92	93	70	71	78	58	M16	70		90	30	34		20	16		6	3,97				
50	5	84	110	80	44	36		112		87,2	88	111	112	85	86	94	75		11,8	M20	8		100	24		36	40	24	21	8	22,03
63	10	108	144	130	47	60		128		101,6	102,4	129	130	100	101	108	90						110			127,2	128		161	162	125
80	10	126	160	140	50	65	140	106,4	107,2	135	136	105	106	113	95	M24	110	44				48	26		8	33,57					
	20	132	182	240	64	115	160	122,4	123,2	155	156	120	121	129	110																
100	10	150	212	140	92	65	30	168		127,2	128	161	162	125	126	134	118														
	20	156	220	240	64	115																									

Конструкции концов винтов должны обеспечивать возможность монтажа всех видов опор качения: радиально-упорных, упорных шарико и роликподшипников, а так же игольчатых подшипников.

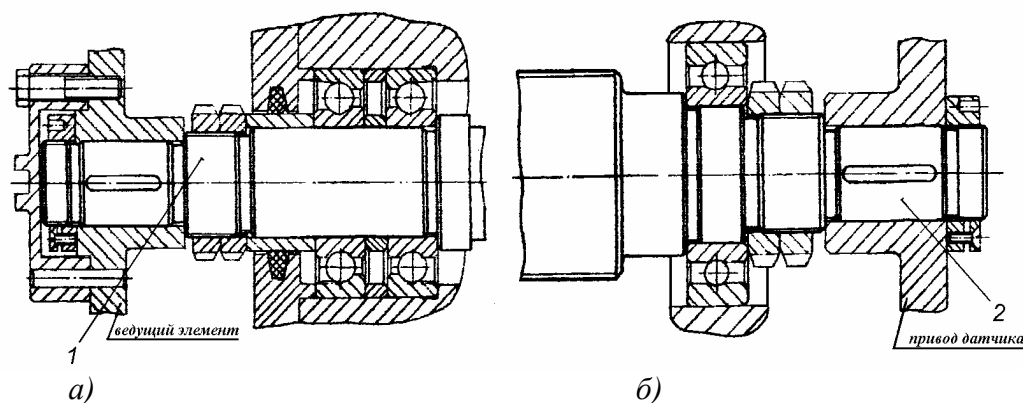


Рис 27.8. Установка винта (вариант 1):

а- конец 1 винта с ведущим элементом и муфтой для датчика; б- конец 2 винта с приводом к датчику

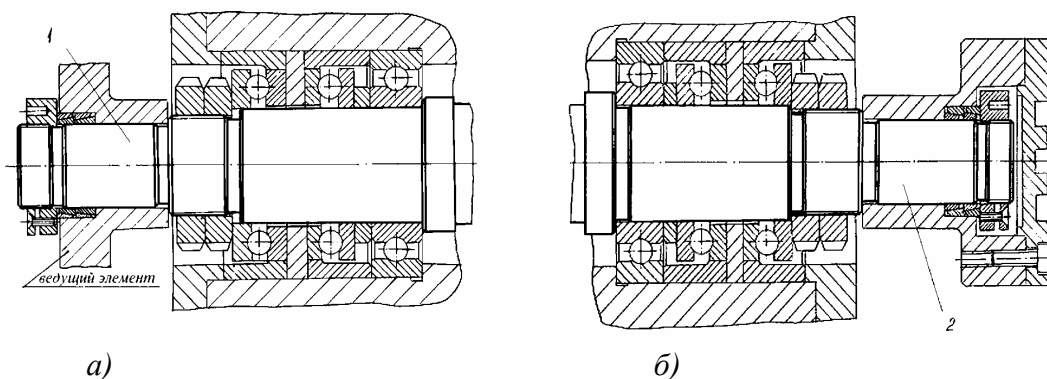


Рис 27.9. Установка винта (вариант 2):

а- конец 1 винта с ведущим элементом; б- конец 2 винта с муфтой для датчика

Основные способы заделки концов винтов следующие: 1) один конец винта защемлен (два радиально-упорных подшипника с предварительным натягом), второй шарнирно оперт, будучи закрепленным в свободно установленном в осевом направлении шарикоподшипнике (рис. 27.8); 2) оба конца винта имеют защемленные опоры в виде: двух шариковых упорных подшипников и одного шарикового радиального (рис. 27.9); одного упорного и одного радиального шариковых подшипников (рис. 27.10); двух роликовых упорных и одного радиального подшипника с цилиндрическими роликами (рис. 27.11); 3) оба конца винта шарнирно оперты с опорами в виде радиально-упорных подшипников (шариковых или с коническими роликами) по одному с каждой стороны (рис. 27.12).

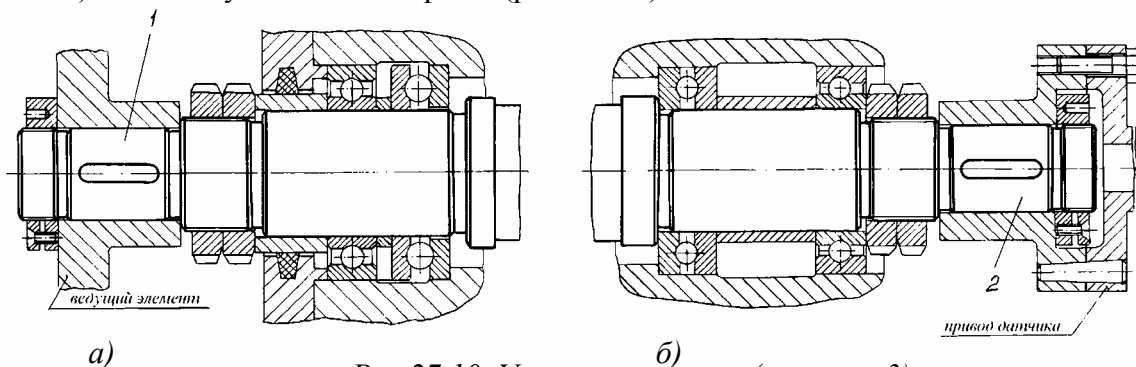


Рис 27.10. Установка винта (вариант 3):

а- конец 1 винта с ведущим элементом; б- конец 2 винта с муфтой для датчика

Радиально-упорные шарикоподшипники применяются для быстроходных винтов. Эти опоры обладают минимальным тепловыделением, но имеют сравнительно низкую жесткость. За счет применения шариковых упорных подшипников повышается жесткость опоры, но увеличивается при этом ее тепловыделение. Максимальную жесткость имеют опоры с роликовыми упорными подшипниками. Однако они могут работать только на частотах вращения до $1000...1500 \text{ мин}^{-1}$ и обладают значительным тепловыделением. Тип защемленной опоры обычно выбирается из условия требуемой жесткости, частоты вращения и тепловыделения, влияющего на точность работы станка особенно при использовании круговых датчиков обратной связи, контролирующих угол поворота винта. Для роботов в качестве опор винтов находят применение радиально-упорные подшипники с коническими роликами, обладающие высокой осевой жесткостью. Монтаж винта с двумя закрепленными в осевом направлении концами и предварительное его натяжение обеспечивают максимальную жесткость передачи.

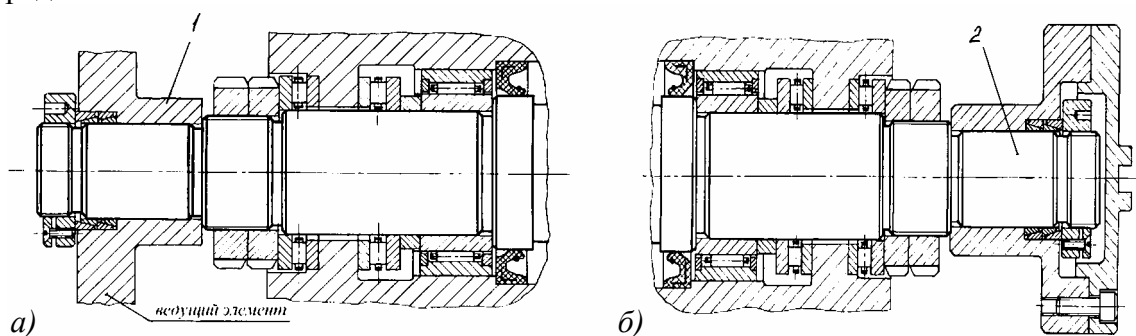


Рис 27.11. Установка винта (вариант 4):
а-конец 1 винта с ведущим элементом; б-конец 2 винта с муфтой для датчика

В конструкциях опор винтов должна быть предусмотрена возможность присоединения датчика обратной связи к любому концу винта.

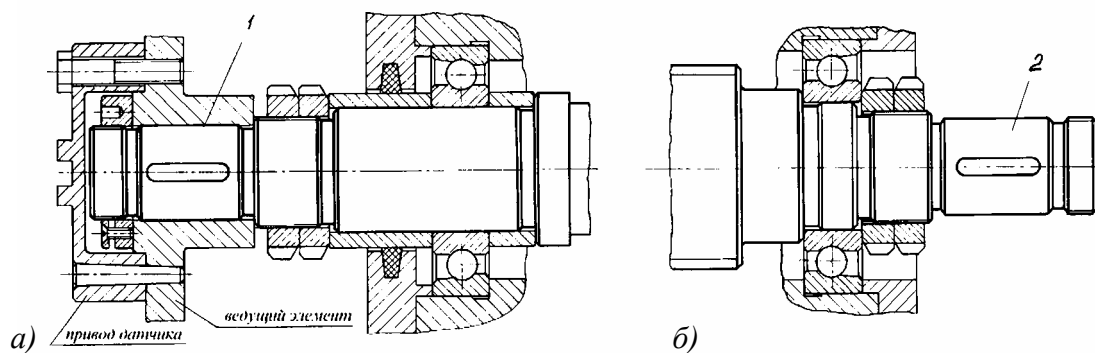


Рис 27.12. Установка винта (вариант 5)
а - конец 1 винта с ведущим элементом и муфтой для датчика;
б - конец 2 винта свободный

Передача вращающего момента при помощи фланцевой муфты (рис. 27.8 и 27.9) является универсальным и обеспечивает возможность присоединения выходного элемента датчика любых исполнений. В роботах датчик обратной связи часто располагают параллельно оси винта, а движение к нему передают с помощью зубчатого ремня.

Для передачи вращающего момента на винт используются шпоночное соединение или пружинно-затяжные кольца (рис. 27.9), надежно обеспечивающие полное отсутствие зазора в соединении и позволяющие передавать значительные вращающие моменты.

ГЛАВА 28

СМАЗЫВАНИЕ ОПОР И ПЕРЕДАЧ. СМАЗОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА И УПЛОТНЕНИЯ

В приводах и узлах машин трущиеся поверхности должны иметь надежное и эффективное смазывание для: снижения потерь мощности на трение и интенсивности изнашивания опор и передач; предохранения их от заеданий, задиров, коррозии; устранения шума и лучшего отвода теплоты. Выбор смазочного материала, системы подвода и отвода смазки, регулирование подачи смазки определяется условиями работы элементов конструкции, т.е. нагрузкой, скоростью скольжения трущихся поверхностей и местом их расположения, тепловым режимом и т.д.

28.1. СМАЗОЧНЫЕ СИСТЕМЫ И ВЫБОР СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Системы смазывания узлов обеспечивают подведение в зону трения смазочных материалов и обычно включают: резервуар (бак или полость картера) для смазки; устройства, обеспечивающие эффективный подвод ее в зону трения и отвод из нее, залив и слив, охлаждение и очистку, а также арматуру (распределители, измерители, трубопроводы и т.д.). В редукторах и коробках скоростей (передач) в качестве смазки обычно применяются жидкие минеральные масла и реже пластичные смазочные материалы и (в особых случаях) твердые смазочные материалы. Жидкие синтетические масла применяют при крайне высоких или низких температурах и высоких частотах вращения.

При проектировании приводов машин в число основных эксплуатационных характеристик смазывания входят: его метод, место подвода и условия отвода смазки в опорах и передачах, смазочный материал с соответствующими физико-химическими свойствами, его минимальный объем.

Смазывание машин классифицируют по основным признакам: на обильное, без ограничения объема смазочного материала и минимальное смазывание с дозированной подачей смазки в зону трения.

По виду подачи смазки к поверхностям трения различают: капельное, струйное (циркуляционное), окунаем в масляную ванну, разбрызгиванием, впрыск под давлением и др.

Выбор смазочного материала основан на оценке рациональной эксплуатации узлов машин. Принцип назначения его марки определяется из условия - чем выше контактные напряжения в передачах и ниже окружная скорость или скорость скольжения, тем большей вязкостью должна обладать смазка. С повышением температуры вязкость масла понижается, в связи с чем ее приводят к определенной (рабочей) температуре (рис.П.4).

Различают динамическую (Па·с) и кинематическую вязкость ($\text{мм}^2/\text{с}$).

Требуемую кинематическую вязкость смазочного материала - ν (в сСт или $\text{мм}^2/\text{с}$) для зубчатых редукторов определяют в зависимости от предела прочности материала колес и окружной скорости (табл. 28.1), а для червячных редукторов в зависимости от скорости скольжения (табл. 28.2) и в соответствии с данными теплового расчета. В табл. 28.3 и 28.4 приведены рекомендуемые группы жидких смазочных материалов для зубчатых, червячных и волновых передач в зависимости от величины контактных напряжений.

Свойства обычных минеральных масел могут быть значительно улучшены введением некоторых специальных присадок (антиокислительных, противозадирных, противокоррозионных и т. д.) в пределах 0,001...10%.

Обозначение промышленных масел (ГОСТ 17479) состоит из четырех знаков, каждый из которых обозначает:

1-ый знак: буква "И" - промышленное; 2-ой знак: принадлежность к группе по назначению ("Л" - для легконагруженных узлов, "Г" - для гидравлических систем, "Т" - для тяжело нагруженных узлов); 3-ий знак: принадлежность к группе по эксплуатационным свойствам ("А" - масло без присадок, "В" - масло с антиокислительными и антикоррозионными присадками, "С" - дополнительно с противоизносными присадками, "Д" - масло с теми же присадками, включая противозадирные); 4-ый знак: класс (число) кинематической вязкости по стандарту ISO 3448 (табл. 28.5).

Таблица 28.1

**Рекомендуемая кинематическая вязкость смазки
при температуре 50°С (в скобках при 100°С) для ванн зубчатых редукторов**

Предел прочности материала колес, МПа	Вязкость, сСт (мм ² /с) при окружной скорости, м/с					
	до 0,5	св. 0,5 до 1,0	св. 1,0 до 2,5	св. 2,5 до 5	св. 5 до 12	св. 12 до 25
до 1000	270 (34)	180 (23)	120 (15)	85	60	45
св. 1000 до 1250	270 (34)	270 (34)	180 (23)	120 (15)	85	60
св. 1250 до 1600	450 (53)	270 (34)	270 (34)	180 (23)	120 (15)	85

Таблица 28.2

**Рекомендуемая кинематическая вязкость смазки
при температуре 50°С (в скобках при 100°С) для ванн червячных редукторов**

Скорость скольжения, м/с	до 1,0	св. 1,0 до 2,5	св. 2,5 до 5,0	св. 5 до 10	св. 10 до 15	св. 15 до 25
Вязкость, сСт (мм ² /с)	450 (53)	270 (34)	180 (23)	120 (15)	85	60

Таблица 28.3

Жидкие смазочные материалы (масла) для зубчатых и червячных передач

Контактные напряжения, σ_H , МПа	Погружение в масляную ванну при окружной скорости или скорости скольжения, м/с			ГОСТ, ТУ
	до 2	св. 2 до 5	св. 5	
Зубчатые передачи				
до 600	И-Г-А-68	И-Г-А-46	И-Л-С-46; И-Г-А-32	ГОСТ 20799
св. 600 до 1000	И-Г-С-100	И-Г-С-68	И-Л-С-68; И-Г-С-46	ТУ 38-101413
св. 1000	И-Г-С-150	И-Г-С-100	И-Т-С-100; И-Г-С-68	
Червячные передачи				
до 200	И-Т-Д-220	И-Т-Д-100	И-Т-Д-68	ТУ 38-101451; ТУ 38-101292
св. 200 до 250	И-Т-Д-320	И-Т-Д-220	И-Т-Д-100	
св. 250	И-Т-Д-460	И-Т-Д-320	И-Т-Д-220	

Для червячных передач могут также использоваться масла: авиационное МС-20 (ГОСТ 21743) и цилиндрическое - 52 (ГОСТ 6411).

Таблица 28.4

Жидкие смазочные материалы (масла) для волновых передач

Контактные напряжения, σ_H , МПа	Диаметр гибкого колеса, мм		ГОСТ, ТУ
	до 120	св. 120	
до 800	И-Г-А-68		ГОСТ 20799
св. 800 до 1600	И-Т-Д-68	И-Т-Д-100	ТУ 38-101451

Таблица 28.5

Кинематическая вязкость по стандарту ISO

Класс вязкости по ISO 3448	22	32	46	68	100	150	220	320	460
Границы кинематической вязкости при 40°С, сСт (мм ² /с)	20... ...24	29... ...35	41... ...51	61... ...75	90... ...110	135... ...165	198... ...242	288... ...352	414... ...506

В табл. 28.6 приведены марки наиболее распространенных пластичных смазочных материалов, полученных путем загущения жидких масел специальными мылами загустителями на основе Са, Na, Li, Al с введением легирующих присадок.

Пластичные смазочные материалы

Группа	Марка	Интервал рабочих температур, °С	ГОСТ, ТУ	Примечание
Многоцелевые	ФИОЛ-1,2,3 ЛИТОЛ-24 ВНИИ НП-242	-40...130	ГОСТ 21150	Применяется, в частности, при замене смазки консталин жировой (УТ-1, УТ-2) Литиевая многоцелевая водостойкая
		-40...110	ГОСТ 20421	
Низкотемпературные	ЦИАТИМ-201 ЦИАТИМ-203	-60...90 -50...100	ГОСТ 6267	Общего применения с противозадирными свойствами
Высокотемпературные	УНИТОЛ-1 ЦИАТИМ-221	-40...150 (180) -60...160 (180)	ГОСТ 201150 ГОСТ 6267	Комплексные широкого применения и при агрессивных средах
Индустриальные	СИОЛ	-30...130	ГОСТ 23510	Для металлообрабатывающего и кузнечно-прессового оборудования
Для электромашин	ЦИАТИМ-202 ВНИИ НП-246	-40...120 -40...200	ГОСТ 6267 ГОСТ 20421	Широкого применения
Противозадирные	ЛС-1П	-40...140	ТУ 201145	Широкого применения

Наиболее известными твердыми смазочными материалами являются коллоидальный графит, дисульфиты молибдена MoS_2 и вольфрама WS_2 и политетрафторэтилен. Их выпускают в виде порошков, паст и суспензированных в жидкостях. Используются в основном при температуре в узлах более 400°C , а также при низких температурах.

28.2. СМАЗЫВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Все передачи и подшипники, расположенные в общем корпусе коробки скоростей или редуктора, целесообразно смазывать от одной централизованной системы смазки, поскольку условия их работоспособности в большинстве случаев позволяют применять для смазки передач и подшипников один и тот же смазочный материал. Наиболее простой в этом случае системой смазки является картерная.

В машиностроении для смазывания передач с горизонтальными осями валов обычно широко применяют картерную систему смазывания с погружением зубчатых колес в масляную ванну (рис. 28.1 и 28.2).

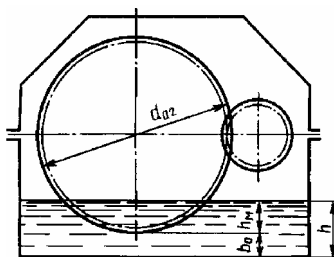


Рис. 28.1. Смазка погружением в цилиндрическом редукторе

При их вращении смазка увлекается зубьями и разбрызгивается по стенкам, образуя масляно-воздушную смесь, капли которой покрывают и смазывают все детали. Картерное смазывание применяют при окружной скорости колес и червяков от 0,3 до 12 м/с, а при не продолжительной периодической работе при скоростях до 15 м/с.

При окружных скоростях свыше 12-15 м/с из-за гидравлических потерь на разбрызгивание, нагрева и окисления смазки при интенсивном перемешивании с воздухом более совершенным методом смазывания является подача смазки, проходящей при этом через фильтр, а при необходимости и охладитель, непосредственно в зону зацепления зубьев в виде струи от насоса (циркуляционное смазывание поливом). При повышенных скоростях до 45-50 м/с для косозубых и шевронных передач струя смазки подается по их вращению со стороны входа колес в зацепление (рис. 28.3,а). В прямозубых передачах смазка подается

против направления вращения для предотвращения запираания ее избытка между зубьями, так как здесь малы боковые и радиальные зазоры. Для исключения этого эффекта рекомендуется направлять струю смазки либо с торцов колес (рис. 28.3,б), либо применяют самостоятельный полив обоих колес (рис. 28.3,в), при этом с ростом окружной скорости разводят друг от друга точки подвода смазки. Для реверсивных передач в коробках скоростей подвод смазки рекомендуют осуществлять с двух сторон по вращению колес (рис. 28.3,г).

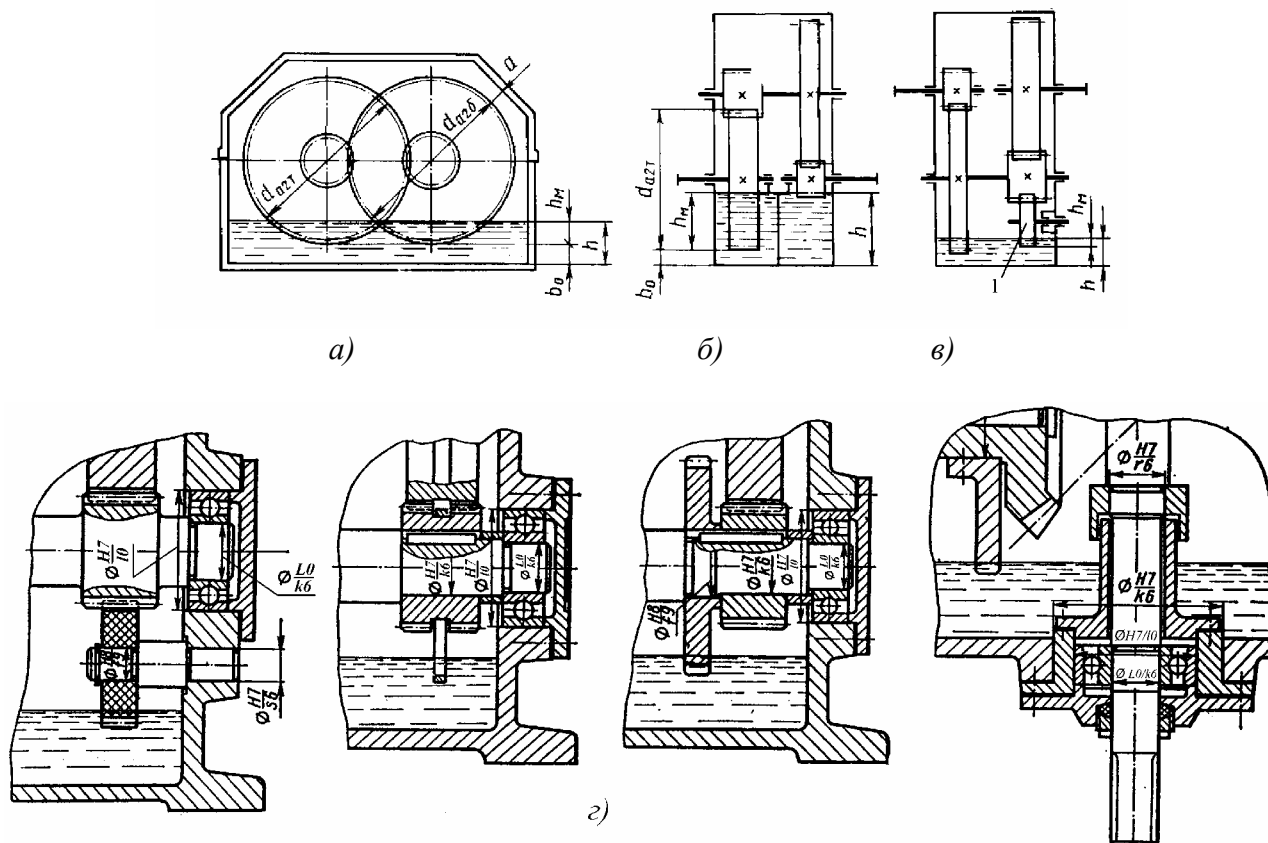


Рис. 28.2. Смазка погружением в соосном редукторе

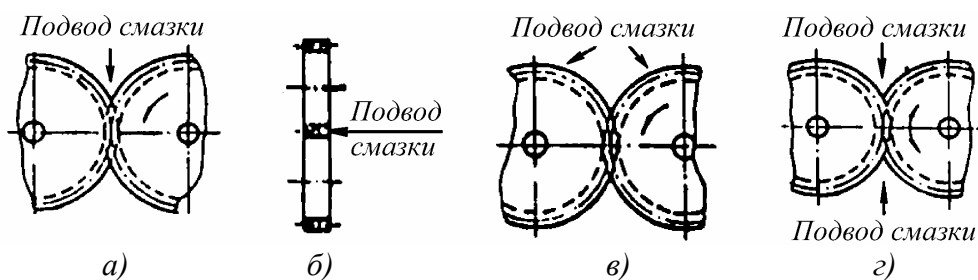


Рис. 28.3. Варианты циркуляционного смазывания поливом

При смазывании высоконагруженных передач смазку к ним следует подавать через специальные насадки (рис. 28.4). В варианте на рис. 28.4,а смазка по маслопроводу 1 поступает через отверстие 2 ($\varnothing 5...6$ мм) на лопатку насадки 3, которая “расплющивает” ее струю и придает ей веерообразную форму. Простейшая конструкция щелевой насадки из бесшовной трубы приведена на рис. 28.4,б.

Для ответственных приводов смазывание колес следует осуществлять впрыском смазки под избыточным давлением 0,5...0,8 ати для преодоления сопротивления воздушного потока от колес. При подаче смазки сверху достаточно давления до 0,1...0,15 ати.

Аналогичные требования к смазке зубчатых передач предъявляются при наличии в них, наряду с горизонтально и вертикально расположенных валов.

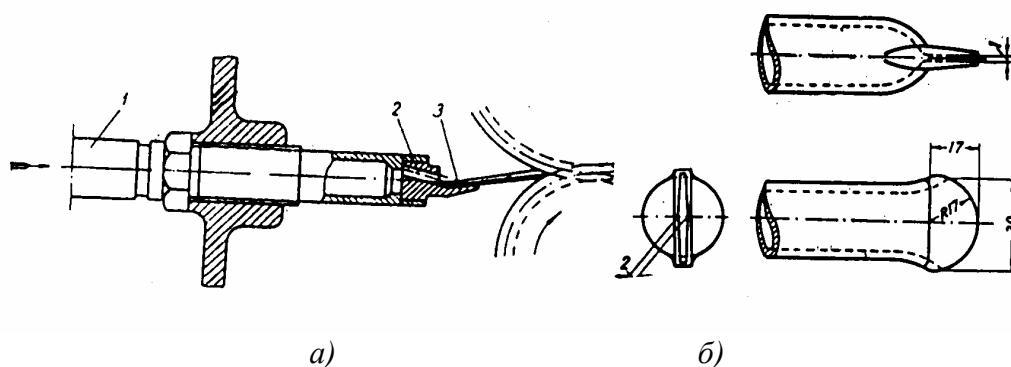


Рис. 28.4. Конструкции насадок при смазывании поливом

Нагрузочная способность, КПД и тепловой режим червячной передачи во многом зависят от условий смазывания. В этих передачах в связи с неблагоприятными условиями возникновения жидкостного трения в контакте, применяются более вязкие смазки, в том числе и с присадками (табл. 28.3). Обычно смазывание червячных передач осуществляется наиболее простым и универсальным способом – окунанием, при котором червяк (рис. 28.5,а) или колесо (рис. 28.5,б) погружаются в масляную ванну на соответствующую глубину. Для более интенсивного разбрызгивания смазки могут быть использованы брызговики неразъемные (вариант I) или разъемные (вариант II) (рис. 28.5,в).

Для быстроходных мощных передач и особенно с верхним расположением червяка (рис. 28.5,б) вариант смазки окунанием малоэффективен, поэтому здесь необходимо интенсивное циркуляционное смазывание зоны зацепления от насоса (см. раздел 28.6).

Срок эксплуатационной годности минеральных масел при редком пользовании привода до $(10...15)10^3$ часов работы. Старение смазки заключается в его окислении, имеющем место при повышенной температуре от нагрузок и ускоряющемся за счет интенсивного перемешивания с воздухом при его соприкосновении с частицами износа, пыли или влаги. При картерном или циркуляционном смазывании и интенсивной работе смазку в картере следует менять через каждые $(0,5...5)10^3$ часов работы, причем обычно легированные смазки меняются через каждые 2000 ч, а нелегированные через каждые 500 ч.

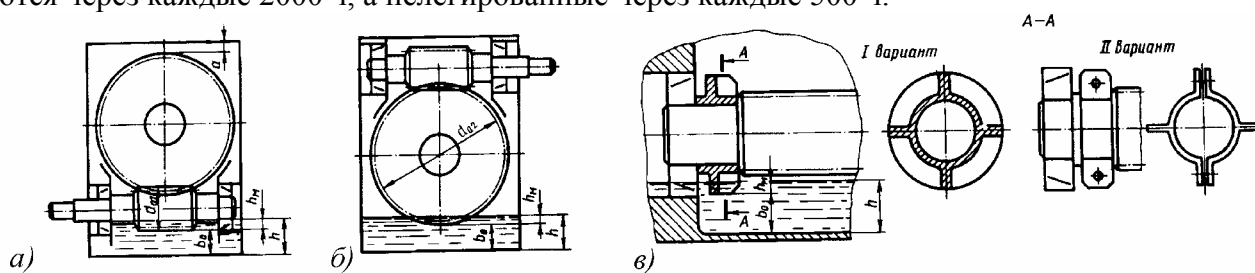


Рис. 28.5. Смазка погружением в червячном редукторе

28.3. НОРМЫ ПОГРУЖЕНИЯ ПЕРЕДАЧ И ОБЪЕМ МАСЛЯНОЙ ВАННЫ

Нормы погружения передач назначаются таким образом, чтобы смазочная среда не оказывала чрезмерного сопротивления вращению колес и обеспечивала отвод тепла из зон трения. Нормы погружения колес коробок скоростей (передач) и редукторов принимаются общими.

Предельно допустимый уровень погружения цилиндрических колес в масляную ванну (рис. 28.1) $h_m = 0,25 d_{a2}$, средний $h_m \approx 5m$, где m - модуль, причем, чем медленнее вращается колесо, тем на большую глубину оно может быть погружено. Для двухступенчатого редуктора при окружной скорости $V \geq 1$ м/с достаточно погружать в масляную ванну только колесо тихоходной ступени. При $V < 1$ м/с в ванну должны быть погружены колеса обеих ступеней передач.

В соосных редукторах при расположении осей валов в горизонтальной плоскости в масляную ванну погружают колеса быстроходной и тихоходной ступеней (рис. 28.2,а). При расположении осей валов в вертикальной плоскости в ванну погружают шестерню и колесо, расположенные в нижней части корпуса (рис. 28.2,б). В некоторых случаях устанавливают специальное (холостое) смазочное колесо 1, что позволяет исключить чрезмерную глубину погружения колеса быстроходной ступени (рис. 28.2,в). Конструктивное исполнение такого варианта смазывания, а также за счет диска или кольца приведены на рис. 28.2,г.

В конических или коническо-цилиндрических редукторах в масляную ванну должны быть полностью погружены зубья по всей ширине конического колеса.

Глубину погружения в ванну элементов червячной передачи принимают: при нижнем расположении червяка не менее высоты профиля его витка до $h_m \approx (0,2...0,5)d_{a1}$ (рис. 28.5,а), при верхнем - за счет погружения червячного колеса на глубину до $h_m \approx 2,2m...0,25d_{a2}$ (рис. 28.5,б).

Для исключения "затопления" подшипников вала червяка, а также для снижения потерь мощности на перемешивание червяком смазки и, как следствие, тепловыделений в передачах и опорах, его уровень в корпусе малонагруженной передачи понижают. При этом на валу червяка закрепляют с одной или двух сторон брызговики (рис. 28.5,в), которые, погружаясь в масляную ванну, набрызгивают смазку на зубья колеса, улучшая работу зацепления. Смазка заливается в этом случае до центра нижнего тела качения подшипников вала червяка.

Система подвода смазки за счет смазочного колеса или брызговиков (крыльчаток, дисков, колец) называется барботатной.

Не рекомендуется производить смазывание червячной передачи со значительным погружением червяка в масляную ванну при скоростях свыше 8...10 м/с без применения специальных мер охлаждения, так как смазка при этом быстро окисляется.

Емкость и размеры масляной ванны должны выбираться такими, чтобы обеспечить достаточный резерв смазки с учетом ее разбрызгивания по стенкам корпуса и элементам передач при свободном, без застойных зон, возврате смазки в ванну и меньшее старение смазки. Для этого объем смазки, заливаемый в картер, должен быть не меньше минимально допустимого.

Минимально необходимая высота масляной ванны в картере редуктора (коробки скоростей) находится по отношению:

$$h \geq \frac{10^6 V_m}{LB}, \text{ мм.}$$

Здесь L и B – соответственно длина и ширина картера редуктора (коробки скоростей), мм;

V_m - минимальный объем смазки, литры: для цилиндрических и коническо-цилиндрических передач $V_m = (0,3...0,5)P_\phi$; для червячных передач $V_m = (0,7...1,0)P_\phi$, где P_ϕ - мощность на быстроходном валу редуктора, кВт (большее значение коэффициента при большей вязкости смазки и передаваемой мощности более 5 кВт).

При этом минимальное расстояние от поверхности вершин зубьев зубчатого колеса или витков червяка до дна ванны должно быть не менее (5...10)т. При высоких скоростях желательно это расстояние увеличить, чтобы продукты износа отстаивались и не засоряли зацепление.

28.4. СМАЗЫВАНИЕ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

В приводах машин, где используются открытые или закрытые цепные передачи, необходима детальная проработка вопросов смазывания с учетом их конструктивных или эксплуатационных особенностей.

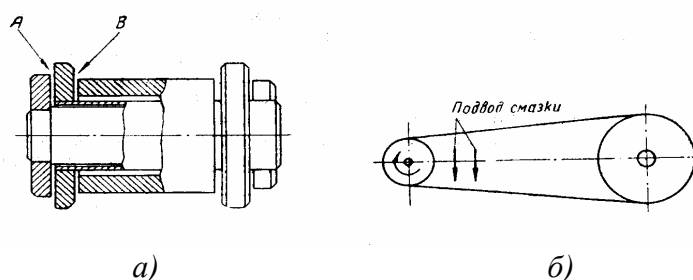


Рис. 28.6. Рекомендуемые места подвода смазки к цепи

При недостаточной смазке шарнирные соединения цепи сильно шумят и быстро изнашиваются. На рис. 28.6 в двух плоскостях приведены рекомендуемые места подвода смазки. В тихоходных неотвественных передачах, где затруднены условия подвода смазки, рекомендуется применять пластичную внутришарнирную смазку. Для этого через 120...180 часов работы передачи цепь погружают в ванну с разогретой смазкой при температуре до 45°C.

Марку смазки для таких передач следует выбирать, исходя из фактических давлений в шарнирах цепи - p , принятого метода смазывания и окружной скорости - V и далее уточнять по табл. 28.7. В силу наличия нескольких пар трения в элементах цепи необходимо с повышением окружной скорости вращения большее количество смазки подавать к ее звеньям, преодолевая при этом значительные центробежные и динамические силы. В качестве жидких смазок обычно используются: И-Г-А-32, И-Г-А-46 (при $V \leq 5$ м/с) и И-Г-А-68 (при $V > 5$ м/с).

Таблица 28.7

**Рекомендуемые значения кинематической вязкости ν_{50}
индустриального масла для цепных передач**

Давление в шарнире цепи p , МПа	ν_{50} , сСт, при скорости цепи V , м/с				
	<1	1...5	>5	<5	≥ 5
	периодическая или капельная смазка			непрерывная смазка	
<10	17...23	28...33	35...45	17...23	28...33
10...20	28...33	35...45	47...55	28...33	35...45
20...30	35...45	47...55	65...75	35...45	45...55

В зависимости от окружной скорости цепи следует применять следующие методы смазывания (см. табл. 8.3): для открытых передач – периодическое регулярное - при скорости V до 1,5 м/с (ручной масляной через 15...20 часов работы); пластичное внутришарнирное при V до 2..4 м/с; капельное (рис. 28.7,а) – при V до 6 м/с; в закрытых приводах - картерное с погружением цепи в масляную ванну - при $V > 6$ м/с (рис. 28.7,б); разбрызгиванием на цепь (рис. 28.7,в) - при $V > 8$ м/с; непрерывное циркуляционное смазывание (рис. 28.7,г) от насосной станции (с масляным баком - 2, контуром орошения - 3, куда через штуцер - 4 подводится смазка, а затем через сопла впрыскивается на цепь 1) - при $V > 12$ м/с.

Расход смазки зависит от величины зазоров в шарнирах цепи, метода смазывания и температурных условий эксплуатации цепи. Ориентировочные нормы (г/час) расхода смазочных материалов для 1-го метра цепи за 1 час работы при температура 20°C приведены в табл. 28.8 с учетом различных методов смазывания. Здесь, соответственно, меньшие значения для новой, а большие - для изношенной цепи.

Таблица 28.8

**Нормы (ориентировочные) расхода смазочных материалов
для смазки 1 м цепи за час работы**

Диапазон шагов приводных цепей, мм	Средний зазор в шарнире цепи, мм	Ручная периодическая смазка, г/час	Капельная смазка, г/час	Пластичная смазка, г/час	Картерная смазка, г/час
< 12,7	0,05...0,1	10-15	6-10	0,3-0,5	1-2
12,7... 25,4	0,1...0,15	15-20	10-15	0,5-0,75	2-4
25,4...41,3	0,15...0,2	20-25	15-25	0,75-1,0	4-6

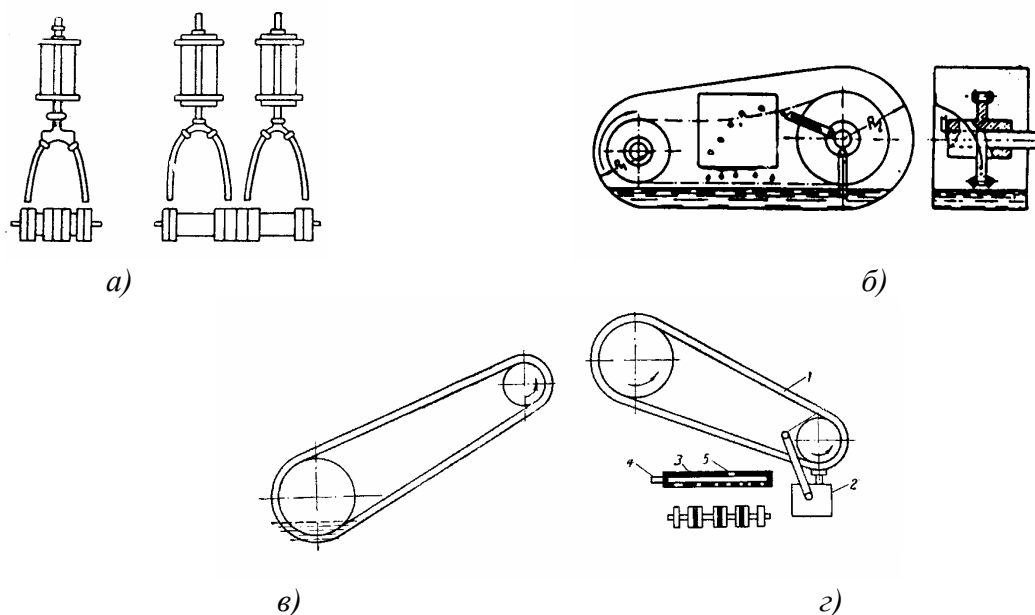


Рис. 28.7. Возможные способы смазки цепных передач

28.5. СМАЗЫВАНИЕ ПОДШИПНИКОВЫХ ОПОР

В подшипниковых узлах следует различать особенности смазывания опор валов с горизонтальной и вертикальной осями вращения, учитывая при этом применения как жидкой, так и пластичной смазок.

Обычно в приводах машин опоры, как и сама передача, смазываются почти исключительно жидкой смазкой. Для выбора масла в соответствии с требованиями условий эксплуатации целесообразно пользоваться номограммами, приведенными на рис.П.3 и П.4. Вязкость масла при рабочей температуре можно принимать: $12 \text{ мм}^2/\text{с}$ – шариковые (кроме сферических) и роликовые радиальные; $20 \text{ мм}^2/\text{с}$ – роликовые радиально-упорные (конические) и радиальные сферические.

В сложных узлах иногда применяют раздельное смазывание опор, где передачи смазываются жидкой смазкой, а в закрытые подшипники закладывается пластичная смазка. При этом для снижения потерь на трение смазкой должно заполняться до $1/2 \dots 1/4$ свободного пространства опоры при отношении частоты вращения подшипника к предельной $0,2 \dots 0,8$.

В подшипниковых устройствах с индивидуальным смазыванием, несмотря на недостатки в отношении вязких потерь и теплоотвода, применение пластичных смазочных материалов обеспечивает лучшую коррозионную защиту и не требует сложных уплотнений и частого контроля. Их недостатками являются: меньшая стабильность смазочных свойств, значительное сопротивление вращению при низких температурах и выплавление смазки при высоких температурах. При этом в качестве пластичных смазок обычно применяются смазки: ЦИАТИМ-201; ЦИАТИМ-202; “Литол-24”; “Фиол”.

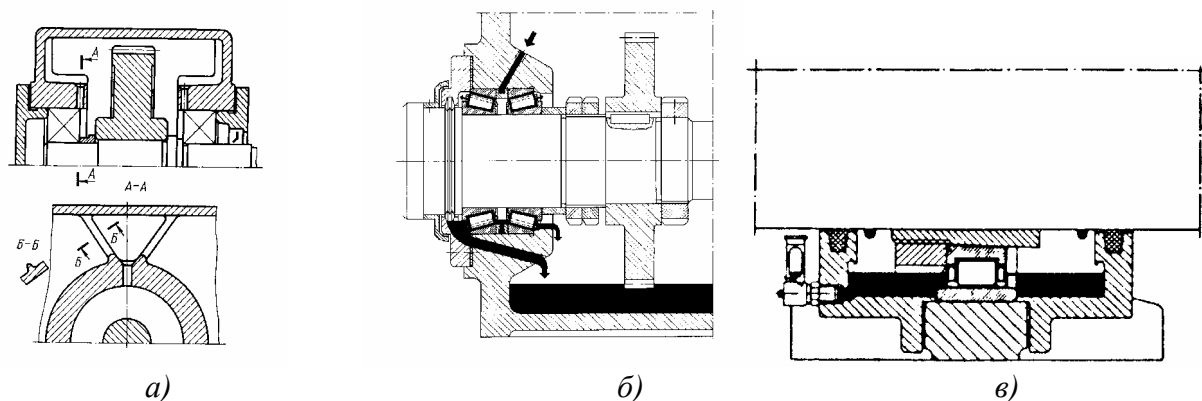


Рис. 28.8. Смазывание подшипников из общей масляной ванны (за счет стекания смазки по стенкам корпуса) и индивидуальной масляной ванны

Наиболее простой вариант смазывания опор горизонтального вала осуществляется за счет естественного стока жидкой смазки по стенкам корпуса и при ее разбрызгивании колесами передач из общей масляной ванны. В ряде случаев для направления стекания смазки на внутренней поверхности стенок корпуса делаются ребра (рис. 28.8,а). По ним смазка стекает к отверстию в бобышке и попадает к подшипникам опор (рис. 28.8,б). Смазывание из индивидуальной масляной ванны применяется для отдельно расположенных подшипниковых опор, не связанных с общей смазочной системой (рис. 28.8,в).

Для смазывания опор вала конической шестерни, удаленной от масляной ванны, на фланце корпуса в плоскости его разъема выполняется контурная канавка глубиной 2...3 мм, а на крышке корпуса специальные скосы (рис. 28.9). В процессе работы передачи в эту канавку со стенок крышки корпуса стекает смазка, которая далее через 2...3 отверстия и кольцевую проточку в стакане попадает в зону расположения подшипников (рис. 29.2).

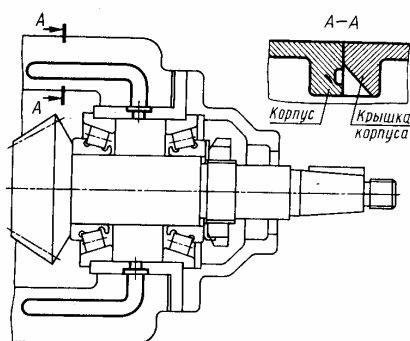


Рис. 28.9. Смазывание опор конической шестерни

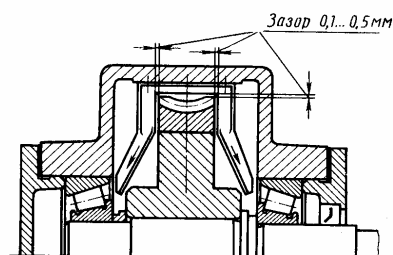


Рис. 28.10. Смазывание опор вала червячного колеса

Для интенсивного смазывания роликовых опор вала червячного колеса, которые находятся много выше уровня масляной ванны, могут применяться специальные скребки с лотками (рис. 28.10).

В приводах машин минимальный уровень погружения в масляную ванну для опор качения должен ограничиваться центром нижнего тела качения, а при частотах вращения более 1500 мин^{-1} - еще ниже. На свертке узла (поперечном по валам разрезе) в масляную ванну стремятся погружать колеса всех ступеней передач. В этом случае во избежание попадания в опору продуктов их износа, а также избыточного потока смазки от косозубой (шевронной) передачи или червяка подшипники защищают маслоотражательными шайбами или маслозащитными кольцами - 1 (рис. 28.11,а,б).

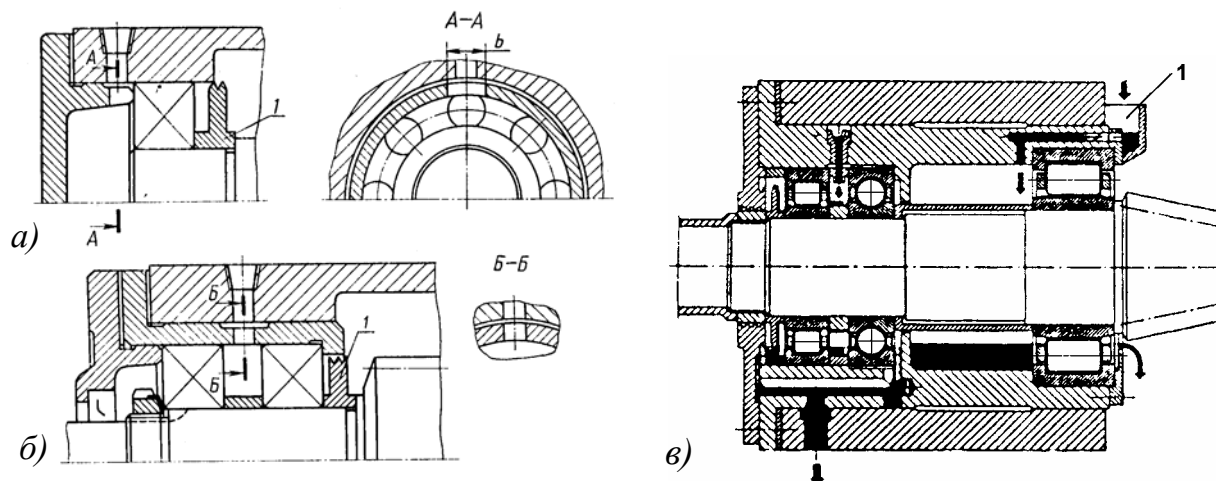


Рис. 28.11. Циркуляционная смазочная система подшипников горизонтального вала

Если доступ смазки к подшипникам затруднен, а применение конструкций, приведенных на рис. 28.9 и 28.10, не удастся реализовать, то в привод узла встраивают масляный насос (см. раздел 28.6). От насоса смазка по трубкам подается индивидуально к каждой опоре (рис. 28.11). Подача смазки при этом может быть струйная либо впрыскиванием со скоростью струи ~ 15 м/с. При циркуляционном смазывании смазка по штуцерам с поливинилхлоридными трубками может подводиться к подшипнику как с внешней стороны опоры (рис. 28.12,а), так и изнутри (рис. 28.12,б,в). Для свободного подвода смазки в зону трения подшипника конструктивно на торцах крышки делают 2...4 паза шириной b (рис. 28.11,а). При этом в стаканах с парой подшипников в опоре выполняют также 2...4 поперечных отверстия, связанных между собой кольцевой канавкой глубиной 2...3 мм (рис. 28.11,б). На рис. 28.11,в показано сочетание централизованной циркуляционной смазочной системы (для подшипников в хвостовой части конической шестерни) со смазыванием разбрызгиванием, за счет чего смазка попадает в масляный карман 1, откуда стекает к переднему подшипнику. В процессе циркуляции масла его очищают с использованием отстойников и фильтров.

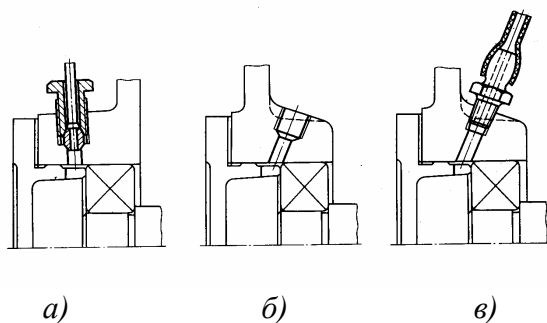


Рис.28.12. Подвод к подшипникам смазки от насоса

Для опор вертикального вала приходится учитывать перемещение смазки как под действием сил тяжести, так и центробежных сил. Поэтому здесь более целесообразно раздельное смазывание как верхней опоры (рис.28.13,а,б), так и нижней (рис.28.13,в), которые обычно изолируются от масляной ванны. При этом возможно применение как жидких масел – с использованием конических насадок, винтовых канавок при непрерывной прокачке, периодического впрыскивания, так и пластичных смазок. Применение маслоотгонной разъемной шайбы (справа на рис. 28.14,а) способствует образованию надежного масляного кармана, откуда производится подпитка опоры пластичной смазкой, что не обеспечивает применение обычной маслоотражательной шайбы (слева), не препятствующей вытеканию смазки.

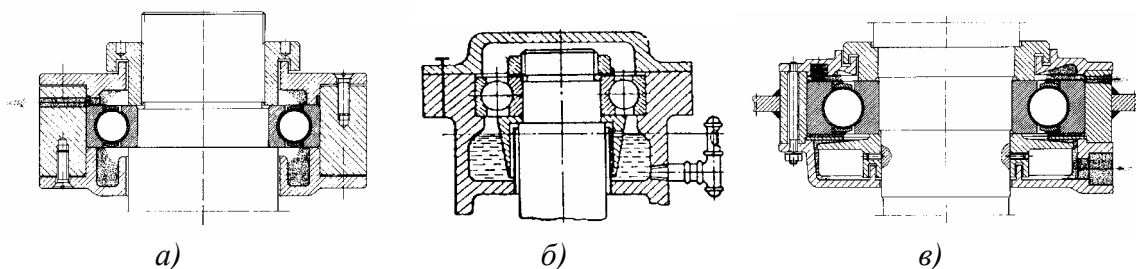


Рис. 28.13. Раздельное смазывание верхней и нижней опор вертикального вала

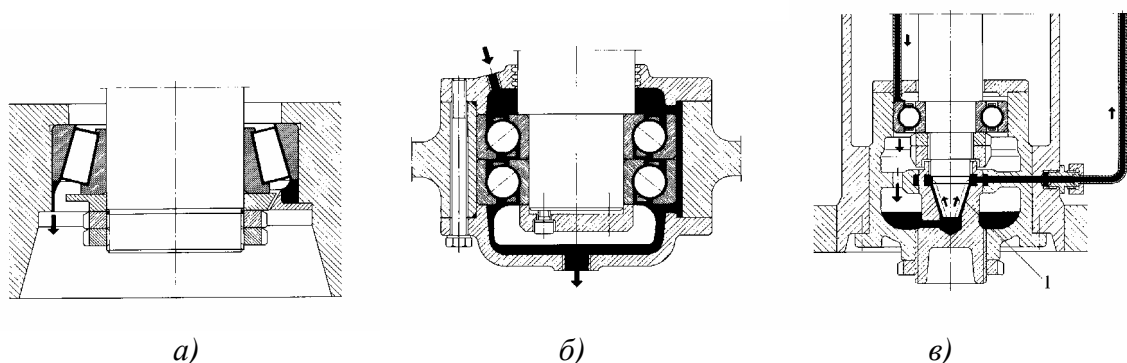


Рис.28.14. Варианты смазывания нижней опоры вертикального вала

При смазывании опор вертикальных валов жидкой смазкой ее подача производится раздельно за счет нагнетания от насоса (рис. 28.14,б). При замкнутой системе смазывания масло стоком подается из верхней в нижнюю опору. Далее масло из масляной ванны захватывается винтовой канавкой, выполненной на конической части вертикального вала, и по масляному каналу и трубке подается к верхнему подшипнику (рис.28.14,в). Такая схема смазывания обеспечивает высокую эксплуатационную надежность узла.

К другим способам смазывания подшипниковых узлов относятся фитильное и с применением капельных масленок. Первый вариант используется для смазывания быстроходных малогабаритных подшипников при кинематической вязкости масла не более $55 \text{ мм}^2/\text{с}$. При втором варианте обеспечивается дозирование подачи масла к быстроходным подшипниковым узлам.

28.6. СМАЗОЧНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ И УСТРОЙСТВА

Для подачи в зону смазывания пластичной смазки применяются простейшие пресс-масленки с шариком (рис.28.15), основные размеры которых для различных типоразмеров приведены в табл. 28.9.

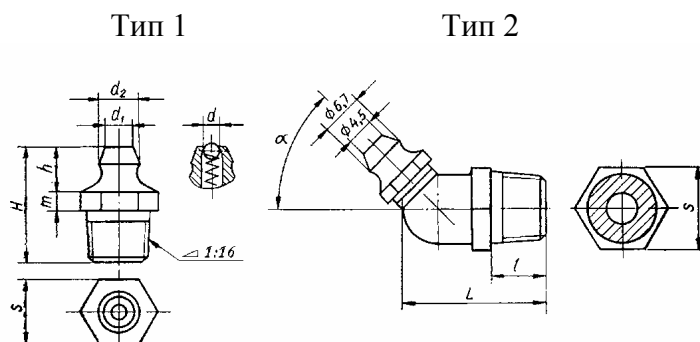


Рис. 28.15. Пресс-масленки шариковые

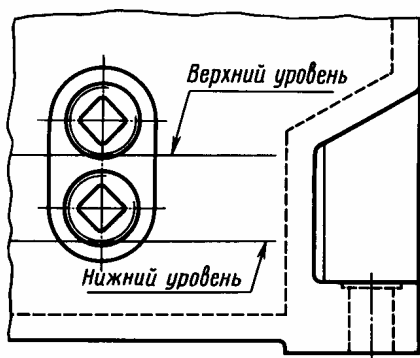


Рис. 28.16. Маслосливные пробки с конической резьбой

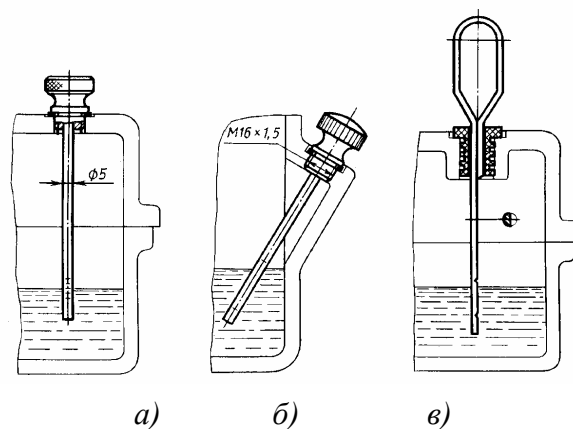


Рис. 28.17. Маслоуказатели жезловые (щупы)

При смазывании передач жидкой смазкой она при работе загрязняется и ее смазочные свойства ухудшаются. Для обслуживания системы смазки привода в его корпусе должны быть предусмотрены: элементы текущего контроля уровня смазки; пробки, закрывающие сливные отверстия для отработанной смазки; пробки либо местные крышки для залива новой порции смазки.

Для наблюдения за уровнем жидкой смазки в корпусе устанавливают: пробки с конической резьбой (рис. 28.16), маслоуказатели (щупы) жезловые (рис. 28.17 и табл.28.10), маслоуказатели круглые и удлиненные из оргстекла (рис. 28.18).

Таблица 28.9

Размеры пресс масленок шариковых, мм

Тип	N°	Резьба	H	h	m	d	d_1	d_2	S	L	l
1	1	M6×1 коническая	13	6	2	2,5	4,5	6,7	8	—	—
	2	M10×1 по ГОСТ 9150	18	7	3	2,5	4,5	6,7	10	—	—
	3	K 1/8" по ГОСТ 6111	18	7	3	2,5	4,5	6,7	12	—	—
	4	K 1/4" по ГОСТ 6111	28	11,5	4,5	4,5	5,2	10,0	14	—	—
2	1	M6×1 коническая	—	6	2	2,5	4,5	6,7	8	18	5
	2	M10×1 по ГОСТ 9150	—	7	3	2,5	4,5	6,7	10	22	8
	3	K 1/8" по ГОСТ 6111	—	7	3	2,5	4,5	6,7	12	22	8

Примечания: 1. Пример условного обозначения масленки типа 1, N°2 с покрытием Ц6:
масленка 1.2 Ц6 ГОСТ 19853.
2. Пример условного обозначения масленки типа 2, N°1 с углом $\alpha=45^\circ$ с покрытием Кд6:
масленка 2.1.45 Кд6 ГОСТ 19853. Масленки типа 2 изготавливаются с углом α , равным 45° и 90° .

В редукторах маслосливные пробки обычно устанавливают парами для контроля за нижним и верхним уровнем смазки (рис. 28.16). Использование щупа по схеме рис. 28.17,б технологически усложняет форму стенки и обработку наклонного отверстия в корпусе. Поэтому здесь исполнения щупа по рис. 28.17,а,в предпочтительнее. Прозрачные маслоуказатели (рис. 28.18) рекомендуются в коробках скоростей, где уровень их расположения на передней стенке корпуса находится на высоте >400 мм от уровня пола. Их размеры (мм) по рис. 28.18,а: резьба M22×1,5; M27×1,5; M39×1,5; M60×2; $d=14$; 19; 30; 50; по рис. 28.18,б: $d=30$; 50, $D=60$; 80, $D_1=48$; 70, $L=12$; по рис. 28.18,в: $H=82$; 122; $H_1=112$; 152; число шагов 1;2.

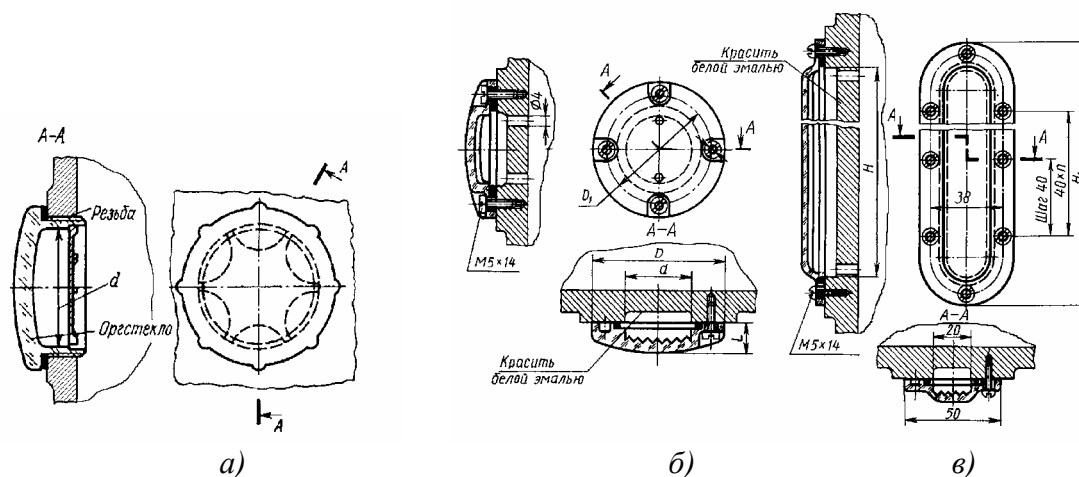


Рис. 28.18. Маслоуказатели из оргстекла

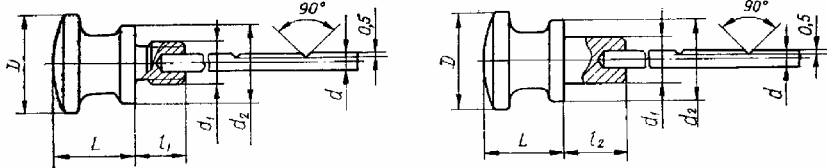
Для периодической замены смазки сливные отверстия в корпусе заглушаются пробками с цилиндрической или конической резьбой (рис. 28.19). В отличие от пробок с цилиндрической резьбой (рис. 28.19,а,б), где требуются уплотнительные прокладки (медь, алюминий или паронит), в конической пробке (рис. 28.19,в) они не требуются.

Размеры пробок с цилиндрической и конической резьбами (рис. 28.19) приведены в табл. 28.11. Дно корпуса выполняют с уклоном в сторону отверстия для выпуска смазки под

углом $\sim 1.5...2^\circ$ и «карманом» глубиной 2...3 мм, обеспечивающим возможность расположения кромки отверстия ниже уровня дна.

Таблица 28.10

Маслоуказатели жезловые, мм: а - с резьбой по ГОСТ 9150; б - без резьбы

							
а)				б)			
d	d_1	Шаг резьбы	d_2	D	l_1	l_2	L
3	M10; 10	1,0	16	20	10	12	16
4	M12; 12	1,25	20	25	12	15	20
6	M16; 16	1,5	25	32	15	15	25

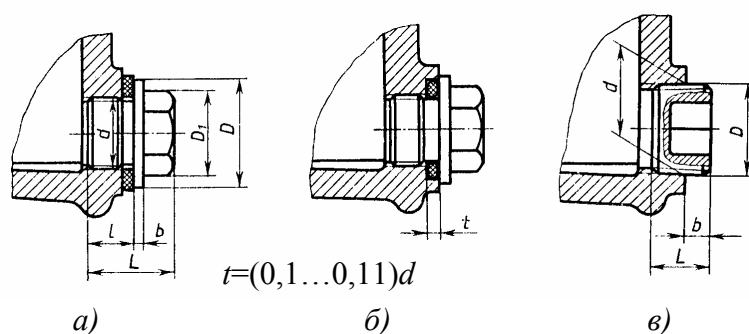
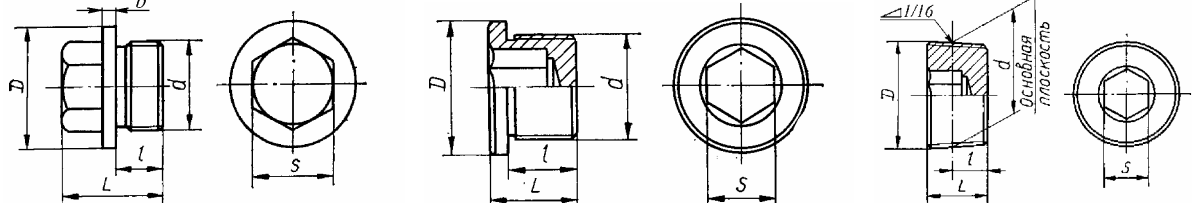


Рис.28.19. Пробки для контроля и спуска смазки

Таблица 28.11

Размеры пробок для контроля и спуска смазки, мм

						
Резьба	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>L</i>	<i>l</i>	<i>S</i>	<i>b</i>
Пробки цилиндрические с наружным шестигранником. Резьба по ГОСТ 9150						
M16×1,5	16	25	24	13	19	3
M20×1,5	20	30	25	13	22	4
M24×1,5	24	34	28	13	27	
M30×1,5	30	40	32	15	32	
M36×1,5	36	45	36	17	36	5
Пробки цилиндрические с внутренним шестигранником. Резьба по ГОСТ 9150						
M16×1,5	16	22	16	12	8	
M20×1,5	20	26	18	14	10	
M24×1,5	24	30	20	16	14	
M33×1,5	33	40	25	20	19	
M42×1,5	42	50	32	25	24	
Пробки конические с внутренним шестигранником. Резьба по ГОСТ 6111						
3/8''	17,06	17,32	10,5	6,1	8	
1/2''	21,22	21,54	13,5	8,1	10	
3/4''	26,57	26,89	14	8,6	12	
1''	33,23	33,67	17,5	10,2	14	
1 1/4''	41,98	42,42	18	10,7	17	

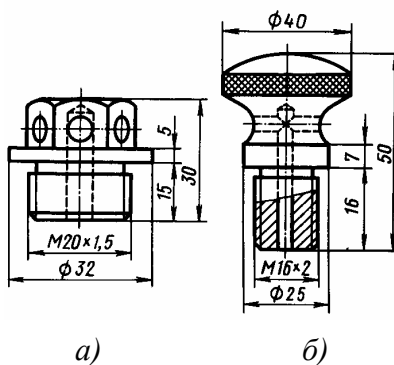


Рис. 28.20. Отдушины

Простейшие примеры универсальных пробок в виде отдушин для залива новой порции жидкой смазки приведены на рис. 28.20. Эти отдушины могут одновременно выполнять роль ручки для люка крышки и обеспечивать выравнивание давления внутри корпуса с атмосферным за счет отверстий в них. Иначе из-за нагрева смазки при работе привода и повышения давления внутри корпуса будет происходить ее интенсивное выдавливание через элементы уплотнений на входе и выходе редуктора и через стыки.

Для повышения эксплуатационных качеств смазки за счет ее циркуляции прокачиванием в ответственных приводах применяются встроенный насос или стационарная насосная станция с единой системой смазывания всех ступеней передач

и опор валов.

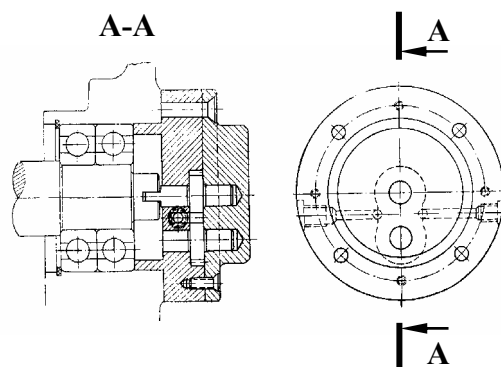


Рис. 28.21. Конструкция шестереночного насоса

Простейший пример конструкции шестеренчатого насоса, встроенного со стороны расточки опоры с приводом, обычно, от быстроходного вала, приведен на рис. 28.21. Применение такого насоса конструктивно ограничено в виду необходимости иметь большое число типоразмеров по внешнему диаметру подшипника.

Поршневые (плунжерные) насосы (рис. 28.22) более универсальны, так как изготавливаются всего трех типоразмеров (табл. 28.12) с максимальным ходом поршня до 10 мм в функции от его диаметра D . По графику "производительность-частота вращения" (рис. 28.23,а) можно определить, какой по производительности насос необходим в каждом конкретном случае. Привод такого насоса осуществляется от любого подходящего по числу оборотов вала, на который насаживается эксцентрик, воздействующий на плунжер насоса.

В частности, на рис.28.23,б приведен график расхода количества масла Q при циркуляционной смазке прокачиванием от диаметра D подшипника: 1 – при постоянном обновлении масляной пленки; 2 – при эффективном теплоотводе для радиальных подшипников; 3 – при эффективном теплоотводе для радиально-упорных и упорных подшипников.

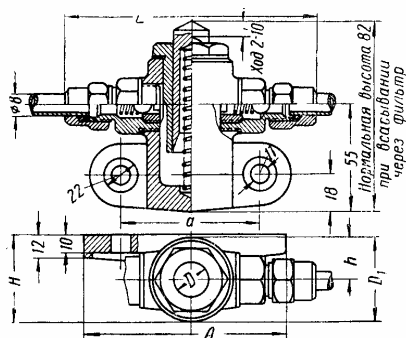
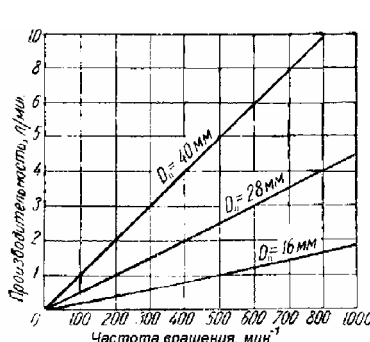
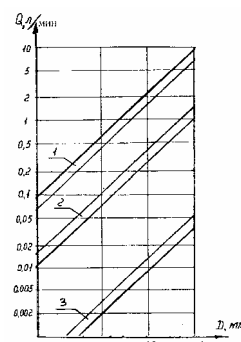


Рис. 28.22. Поршневой (плунжерный) насос



а)



б)

Рис. 28.23. Зависимость производительности поршневого насоса от частоты вращения и расхода количества масла от диаметра подшипника

Размеры поршневого насоса, мм

Типоразмер	D	a	A	D_1	L	H	h
1	15	65	90	40	118	42	22
2	20	85	110	58	132	60	31
3	40	100	125	72	146	74	38

В стационарных насосных станциях большая производительность и избыточное давление достигается лопастными или шестеренчатыми насосами, привод которых осуществляется от электродвигателя. Для ответственных случаев такие станции снабжаются системой очистки и охлаждения смазки. При этом индивидуальный подвод смазки к каждой передаче или опоре осуществляется централизованно от насоса или ручного лубрикатора с распределителем (рис. 28.24), имеющим на колодке (рис. 28.25,а) определенное число штуцеров с ниппелем и питающей трубкой (рис. 28.25,б). Здесь приведена конструкция двух исполнений: 1-ое с цилиндрической и 2-ое с конической резьбой; в свою очередь трубки внутри корпуса крепятся к стенкам скобами.

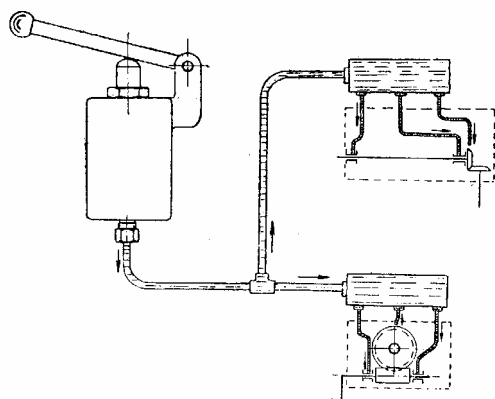


Рис. 28.24. Схема индивидуального подвода смазки

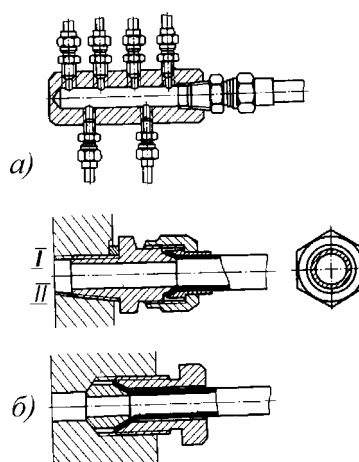


Рис. 28.25. Крепление трубок к многоточечному маслораспределителю

Жидкие смазочные материалы в системах машин проходят очистку путем отстаивания и фильтрации. При фильтрации смазку пропускают сквозь пористые материалы, металлические сетки, узкие щели между металлическими пластинами.

Для тонкой очистки смазки применяются центробежные фильтры, а для очистки от продуктов износа металло-магнитные фильтры.

28.7. УПЛОТНЕНИЯ

Уплотнения в редукторах и коробках скоростей предназначаются для предупреждения вытекания смазки из корпуса и защиты передач и подшипников от проникновения пыли и влаги извне в местах выхода валов и стыков. При этом следует различать уплотнения подвижных и неподвижных соединений.

28.7.1. Уплотнения подвижных соединений

Выбор типа уплотнения зависит от условий работы подшипникового узла (рабочей температуры, окружной скорости, вида смазочного материала и т.д.).

В редукторах и коробках скоростей применяются контактные, бесконтактные (лабиринтные, щелевые, центробежные) и комбинированные уплотнения.

Контактные уплотнения представляют собой кольца из фетра, войлока, манжеты из резины, пластмассы, синтетического каучука или металлические кольца.

Основной современный тип контактного уплотнения для выходных концов валов - армированная стальным кольцом - 1 Г-образного сечения манжета из маслобензостойкой резины - 2 с пружинным браслетом - 3 (рис. 28.26,а). Манжета по плотной посадке с исполь-

зованием специальной оправки устанавливается в крышку подшипникового гнезда без дополнительного крепления с возможным применением опорного кольца – 4 для облегчения его выпрессовки. Для уменьшения износа манжеты ее контактная поверхность не должна оставаться сухой. Браслетная пружина стягивает уплотняющую часть манжеты, вследствие чего образуется рабочая кромка шириной 0,4...0,6 мм, которая должна быть направлена против уплотняющей среды.

Поверхности вала или надетой на него втулки, контактирующих с манжетой, должны иметь твердость 38...52 HRC (обеспечивается в основном закалкой ТВЧ) и быть полированы ($Ra=0,16...0,63$ мкм, меньшие значения при $V>5$ м/с); поле допуска вала – h10, отверстия – H9; предельное радиальное биение поверхности вала под манжетой: 0,18; 0,15 и 0,12 мм соответственно при частоте вращения до 1000, 2000 и 3000 мин⁻¹.

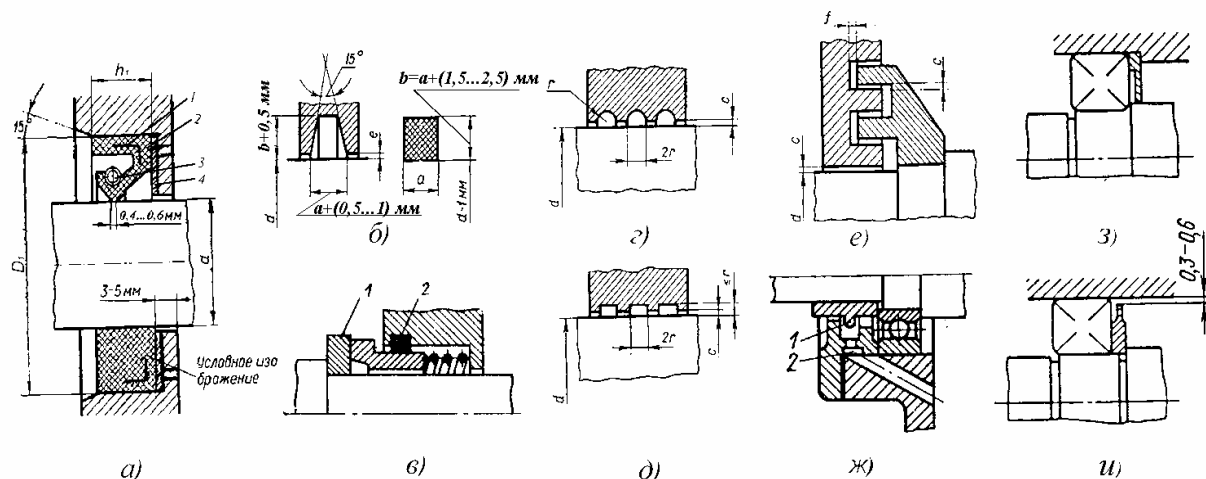


Рис 28.26. Уплотнения вращающихся валов

Манжетные уплотнения по ГОСТ 8752 (табл. П.52) в зависимости от условий хранения и работы могут использоваться в течение 3...5 лет при наработке от 500 до 3000ч. Выпрессовка манжеты с последующей ее повторной установкой не допускается.

Они могут работать в диапазоне температур -45...+150°C при окружных скоростях до 20 м/с и избыточном давлении до 0,05 МПа, обеспечивая надежное уплотнение как при пластичной, так и жидкой смазке. Манжеты, предназначенные для работы в засоренной среде, выполняют с дополнительной рабочей кромкой – пыльником (тип 2, табл. П.52).

Значительно реже применяются сальниковые кольца прямоугольного сечения (рис. 28.26,б) из технического войлока (фетра), пропитанного маслом. Прижим кольца, вставленного в трапециевидный кольцевой паз (табл. 28.13), обеспечивается силой, создаваемой предварительным деформированием кольца. Твердость поверхности вала в месте контакта с кольцом (или втулки, надеваемой на вал) должна быть не менее 45 HRC, параметр шероховатости $Ra=0,4...1,25$ мкм, биение шейки вала при скорости $V<4$ м/с не более 0,1 мм, а свыше этого значения – не более 0,06 мм.

Таблица 28.13

Размеры сальниковых, щелевых и лабиринтных уплотнений, мм

Диаметр вала	r	c	a	e
до 50	1,0...1,5	0,2...0,3	4...8	0,5
св. 50 до 80	1,25...1,5	0,3...0,4	6...10	0,5...0,75
св. 80 до 110	1,25...2,0	0,4...0,5	8...12	0,5...1,0
св. 110 до 150	1,5...2,5	0,5	10...15	0,5...1,5
св. 150	2,0...2,5	0,5	12...20	0,5...1,5

Примечание: размер $f=5c$ для всех подшипников, кроме роликовых конических. В последнем случае его следует назначать больше.

Однако эти уплотнения по сравнению с манжетными являются менее надежными при повышенной загрязненности окружающей среды и могут применяться только при малых скоростях (до 5 м/с) и невысокой температуре (до 90 °C).

В основном войлочные уплотнения применяются для защиты узлов с пластичной смазкой, хотя могут использоваться и при жидкой смазке.

Контактные уплотнения металлическими кольцами осуществляются обычно по торцевой поверхности колец (аксиальные уплотнения), прижимаемых пружиной (рис. 28.26,в). Они обладают стабильностью контакта между кольцами, высокой износостойкостью и компенсацией износа вследствие наличия пружин. Опорные кольца изготавливают из сталей 30Х13, ШХ15, 40Х, чугуна АЧС-1, бонзы О10Ф1, из пластмасс, углеграфитов и др. Параметр шероховатости поверхностей трения $Ra \leq 0,2$ мкм. Ширина поверхности трения колец составляет 3...4 мм при диаметре вала от 20 до 80 мм.

Эти уплотнения обеспечивают высокую степень защиты и применяются в машинах, работающих в особо тяжелых условиях (загрязненная, влажная среда, высокие температуры), но требуют высокую точность изготовления и монтажа. В редукторах и коробках скоростей используются относительно редко из-за их конструктивной сложности и относительно высокой стоимости.

Из бесконтактных наибольшее распространение имеют щелевые и лабиринтные уплотнения, в которых между вращающимися и неподвижными частями образуются зазоры различной формы (рис. 28.26,г,д,е), благодаря чему отсутствует трение и допустимы относительно высокие скорости.

Щелевые уплотнения (рис. 28.26,г,д) применяются обычно в подшипниковых узлах с пластичной смазкой при скорости до 20 м/с и температуре не более 80...90°C. Кольцевые проточки в этом уплотнении (табл. 28.13) заполняются пластичной смазкой. Шаг канавок (2,5...3)г. Для лучшего удержания смазки канавки выполняют и в крышке и на валу.

В лабиринтном уплотнении (рис. 28.26,е) уплотняющий эффект создается чередованием радиальных и осевых (аксиальных) узких зазоров, препятствующих вытеканию смазки, между деталями, закрепляемых как на вращающихся, так и на неподвижных элементах.

Во избежание заклинивания лабиринтные уплотнения должны быть изготовлены с высокой точностью с размерами по табл. 28.13, либо по посадке в радиальном направлении $\frac{H11}{d11}$ и тщательно установлены. Аксиальный зазор $f=5c$.

При окружной скорости вала до 30 м/с лабиринт заполняется тугоплавким пластичным смазочным материалом. Лабиринтные уплотнения весьма надежны при работе в условиях большой запыленности и повышенной температуры.

В центробежных уплотнениях (рис. 28.26,ж) смазка, проникая в полость уплотнения, попадает на отражательное кольцо - 1 с острым выступом на цилиндрической поверхности и центробежной силой отбрасывается в корпус уплотнения, откуда стекает по специальным каналам - 2 в картер. Для эффективной работы центробежных уплотнений скорость вращения должна быть не менее 5...7 м/с. Применяются только при жидкой смазке и наиболее эффективны в комбинации с другими видами уплотнений.

Для защиты подшипников от внешней среды часто применяются защитные шайбы (рис.28.26). Неподвижные шайбы, установленные в корпусе (рис.28.26,з), применяют в узлах, работающих на пластичной смазке при скорости до 5 м/с, а вращающиеся шайбы, устанавливаемые на валу (рис.28.26,и), применяются при любых смазках и скорости более 5 м/с с возрастанием защитного эффекта по мере увеличения окружной скорости.

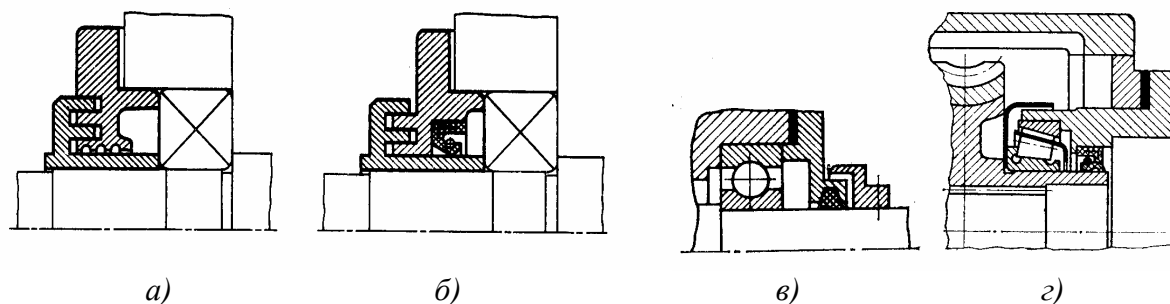


Рис. 28.27. Комбинированные уплотнения

Комбинированные уплотнения могут состоять из щелевого и лабиринтного, манжетного и лабиринтного, манжетного и центробежного и др., обеспечивая наиболее эффективную защиту при повышенных требованиях к герметичности (рис. 28.27).

При пластичной смазке уплотнения ставят с обеих сторон подшипника. В этих случаях с внутренней стороны корпуса устанавливают мазеудерживающие кольца, либо, при постоянном направлении вращения, кольца с нарезанными на их внешней поверхности винтовыми канавками.

Эффективны в этом случае уплотнения в виде стальных шайб (табл. П.47).

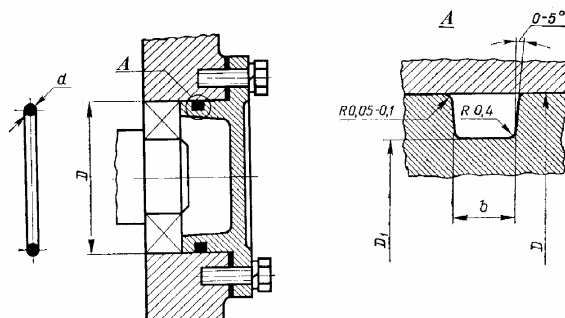


Рис. 28.28. Уплотнение неподвижного соединения резиновым кольцом

Уплотнения соединений деталей при относительном поступательном движении осуществляются с использованием резиновых сальников, лабиринтных канавок, а также притиркой.

При высоких давлениях и температурах для уплотнения сопряжения поршня с цилиндром используются разрезные поршневые кольца из чугуна или бронзы. Диаметр кольца в свободном состоянии больше диаметра цилиндра, вследствие чего при работе кольцо прижимается силами упругости к поверхности цилиндра.

28.7.2. Уплотнения неподвижных соединений

Для уплотнения крышек, закрывающих гнезда подшипников, а также валиков управления, применяются резиновые кольца круглого сечения (рис. 28.28). Размеры колец и посадочных мест для них приведены в табл. 28.14.

Такое уплотнение особенно оправдано, если уровень смазки выше нижней образующей расточки подшипникового узла либо близок к ней.

Таблица 28.14

**Размеры колец резиновых уплотнительных круглого сечения
и посадочных мест под них, мм (ГОСТ 9833)**

<i>D</i>	Обозначение типоразмера	<i>D</i>	Обозначение типоразмера	<i>D</i>	Обозначение типоразмера
	<i>d</i> =1,9 <i>b</i> =2,6 <i>D</i> ₁ = <i>D</i> -2,8		<i>d</i> =3,6 <i>b</i> =4,7 <i>D</i> ₁ = <i>D</i> -5,6		<i>d</i> =5,8 <i>b</i> =7,0 <i>D</i> ₁ = <i>D</i> -9,2
30	027-030-19	52	046-052-36	120	110-120-58
32	029-032-19	62	056-062-36	130	120-130-58
35	032-035-19	72	066-072-36	140	130-140-58
37	034-037-19	80	074-080-36	150	140-150-58
40	037-040-19	85	079-085-36	160	150-160-58
42	039-042-19	90	084-090-36	170	160-170-58
47	044-047-19	100	094-100-36	180	170-180-58
52	049-052-19	110	104-110-36	190	180-190-58
	<i>d</i> =2,5 <i>b</i> =3,6 <i>D</i> ₁ = <i>D</i> -3,7	120	114-120-36	200	190-200-58
		130	125-130-36	210	200-210-58
		140	135-140-36	215	205-215-58
52	048-052-25	150	145-150-36	225	215-225-58
62	058-062-25	160	155-160-36	230	220-230-58
72	068-072-25	170	165-170-36	240	230-240-58
80	075-080-25	180	175-180-36	250	240-250-58
Примечание: пример условного обозначения кольца типоразмера 094-100-36 группы точности 2 из резин группы 4: кольцо 094-100-36-2-4, ГОСТ 9833.					

Уплотнение стыков (крышки с корпусом, фланцев и т. д.) осуществляется за счет прижатия тщательно обработанных поверхностей. Стыкуемые поверхности покрывают специальными лаками, устанавливают между ними прокладки, шнуры, резиновые кольца на торцевой части фланцев и т. д. Во фланцевых соединениях, когда положение фланца крышки не определяет осевой зазор в подшипниковом узле, прокладки изготавливаются из мягкого листового прокладочного материала: алюминиевой, медной, латунной фольги или из картона, резины, фибры, паронита. Паронитовые прокладки допускают наибольшие температуры (до 450°C) и давления (до 5 МПа). При установке мягких прокладок параметр шероховатости поверхностей должен быть не более $Ra=2,5\ldots15\text{мкм}$. Прокладки из неметаллических листовых материалов значительно дешевле и не требуют больших сил затягивания.

Уплотнение стыка корпуса и крышки в коробках скоростей или редукторах, а также плоскости разъема по оси валов редукторов, обеспечивается за счет плотного прижатия тщательно обработанных поверхностей, покрытых специальным лаком (герметиком).

Герметики применяются для уплотнения неразбираемых стыков соединений без существенного избыточного давления.

Пастообразный герметик при сборке наносят тонким слоем на уплотняемую поверхность (рис. 28.29), который заполняет впадины шероховатостей поверхностей деталей, а избыток герметика при затягивании стыка выдавливается. В табл. 28.15 приведены некоторые типы герметиков и области их применения.

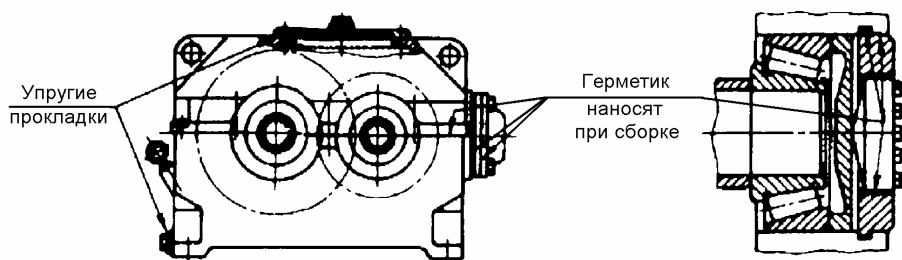


Рис. 28.29. Места уплотнения за счет упругих прокладок и герметика в редукторе

Таблица 28.15

Герметики для уплотнения неподвижных соединений

Тип герметика		Марка герметика	Рабочая среда	Температурный диапазон	Область применения	Примечание
Самовулканизирующиеся	Тиоколовые: черный	У-30М ГОСТ 13489	Нефтепродукты, слабые кислоты	-60...+130	Баки, корпуса, резьбовые и фланцевые соединения	Герметики применяются для уплотнения стыков конструкций без существенного избыточного давления и не допускающих взаимного сближения контактирующих поверхностей под
	черный	У-30; МЭС-5 ТУ 38-1051386		-60...+150		
	коричневый	51 УТ-37 ТУ 38-105507		-40...+100		
	серый	УТ-32 ТУ 38-1051386		-60...+130		
	Фторкаучуковые	51-Г-2 ТУ 38.1051015	Синтетические рабочие жидкости, топлива, нефтепродукты, горячие газы, воздух, вода	-60...+130		действием нормальных сил затяжки, а также для стопорения резьбовых соединений
		51-Г-9 ТУ 38.1051068		-20...+200		
	Фторсилоксановые	ВГФ-1; ВГФ-2 51-Г-15; 51-Г-16		-60...+200		

ЧАСТЬ III. ОФОРМЛЕНИЕ ПРОЕКТА

ГЛАВА 29 ЧЕРТЕЖИ СБОРОЧНЫЕ

Сборочные чертежи коробки скоростей (передач) или редуктора выполняются после разработки кинематической схемы и определения в ходе проектировочного расчета основных размеров деталей, а также эскизного варианта компоновки общего вида установки (см.гл.18). Сборочные чертежи должны давать полное представление о конструкции и взаимодействии деталей, узлов, их расположении и служить основой для выполнения рабочих чертежей деталей.

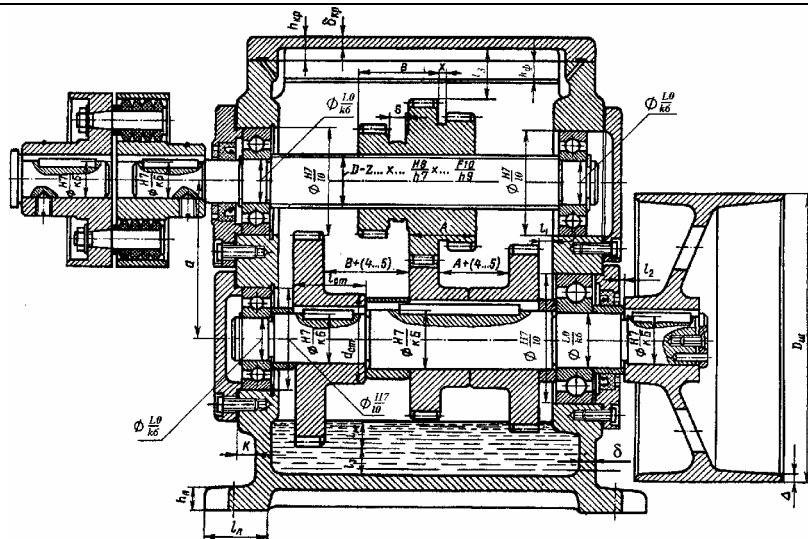
Разработка сборочных чертежей производится в соответствии с ГОСТ 2.109.

При курсовом проектировании сборочные чертежи редуктора или коробки скоростей обычно выполняют на двух листах формата А1 (ГОСТ 2.301) и содержат основные виды (или разрезы) и необходимое количество местных разрезов и сечений.

На первом листе вычерчивается основной вид (определяющая проекция). Для многоваловых коробки скоростей, редуктора с цилиндрическими зубчатыми передачами или коническо-цилиндрического редуктора это развертка, т.е. изображение, на котором все валы, расположенные в пространстве, развертываются в одну плоскость по их осям. Иногда это изображение совпадает с действительным расположением валов.

Развертка определяет конструкцию деталей и узлов, расположение их на валах, истинную длину последних, расстояние между боковыми стенками корпуса и его длину, способы регулирования, последовательность сборки и разборки (рис. 29.1).

Если для удобства сборки многоступенчатый редуктор имеет разъем корпуса, проходящий через оси валов, то обычно в качестве развертки дается вид на плоскость разъема с разрезом всех деталей и опор, смонтированных на валах, лежащих в данной плоскости, как показано на рис.29.2 для коническо-цилиндрического редуктора. Следует отметить, что на данной развертке изображение валов соответствует их действительному положению, а размеры длины и ширины корпуса являются истинными.



1. Корпус — δ , $\delta_{кр}$, h_d , l_d , k и $h_{кр}$ см. рис. 23.8;
2. Зубчатые колёса, шкивы, звездочки и т.д. — $l_{см}$, $d_{см}$, Δ , S и x см. гл. 19;
3. Взаимное расположение деталей:
 - а) $l_1 \geq 10$ мм — расстояние между торцом вращающейся обработанной детали и необработанной стенкой корпуса;
 - б) $l_2 \geq 2$ мм — расстояние между вращающейся обработанной деталью и обработанной неподвижной деталью;
 - в) $l_3 \geq 15$ мм — расстояние между наружной поверхностью обработанной детали и необработанной стенкой корпуса;
 - г) $l_m \geq 5$ модулей — погружение шестерни в масляную ванну.

Рис. 29.1. Конструкция трехскоростной коробки скоростей (развертка) и рекомендации по выбору основных размеров

На рис.29.3 приведена развертка для трехвальной шестискоростной коробки скоростей с реверсом. Здесь расположение всех валов в вертикальной плоскости не является действительным, и, следовательно, размер высоты коробки не может быть истинным.

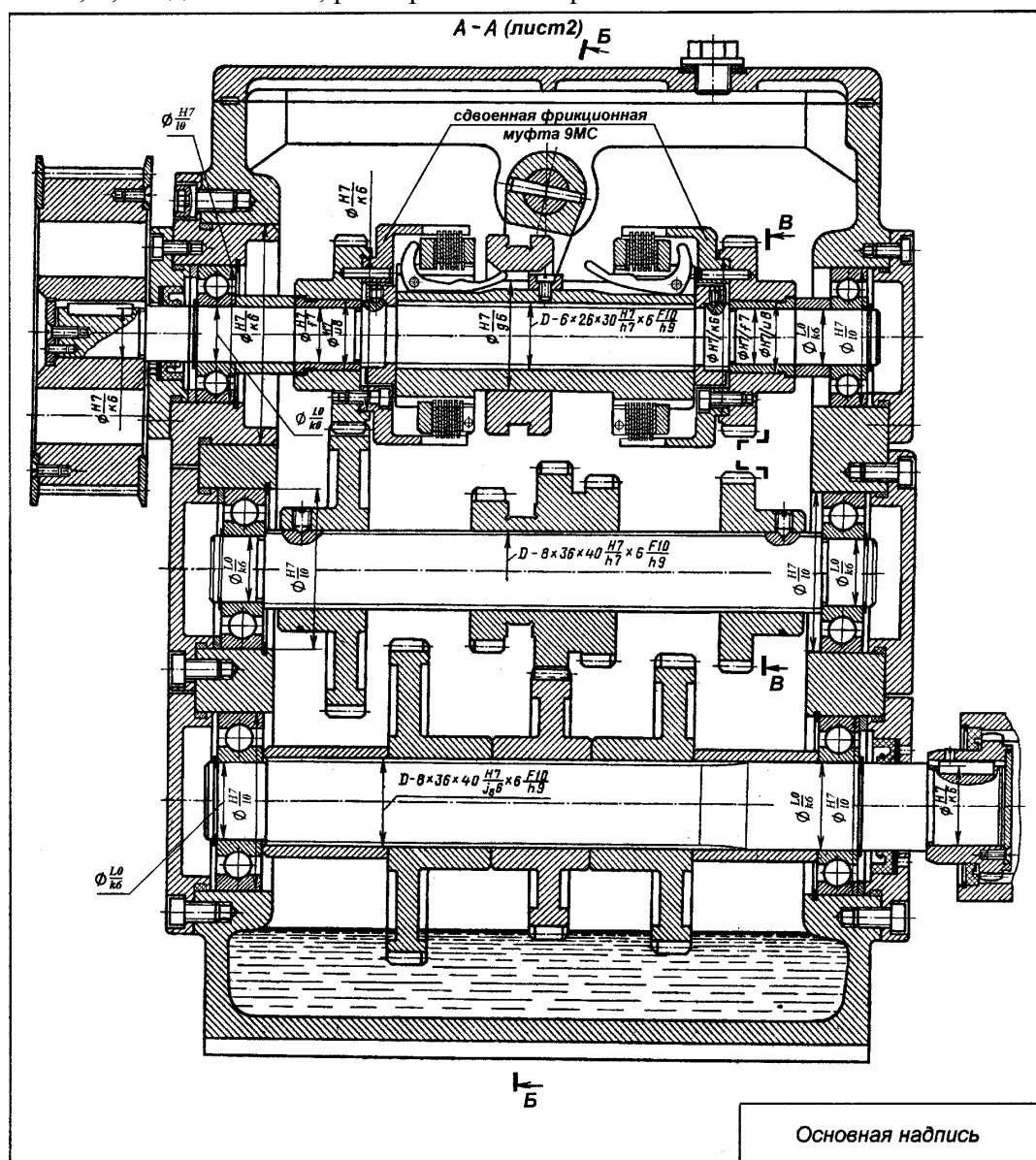


Рис. 29.3. Шестискоростная коробка скоростей (развертка – лист 1)

Поскольку, изображение развертки еще не выявляет полностью конструкцию корпуса и механизмов управления, пространственное расположение валов, условия смазки и последовательность монтажа, оно в процессе проектирования не является достаточным.

На втором листе за счет дополнительных изображений окончательно выявляется конструкция всех деталей и механизмов управления, взаимное расположение валов, условия смазки. Для многовальных коробок скоростей и редукторов с параллельными валами основным из этих изображений является свертка, т.е. поперечный разрез, который устанавливает действительное положение валов в пространстве, а также истинную ширину и высоту корпуса (рис. 29.4). При проектировании многовального редуктора с пересекающимися валами на втором листе иногда требуется показать два разреза для выявления расположения быстроходных и тихоходных валов в пространстве.

Для многовального редуктора с пересекающимися осями развертку по всем валам обычно на одном виде изобразить не удастся, поэтому на первом листе проекта дается

разрез по одному из валов, например, для червячного редуктора это разрез по валу червяка (рис. 29.5). На втором листе изображается разрез по плоскости разъема (рис. 29.6). Для червячного редуктора при отсутствии плоскости разъема на втором листе обычно дается разрез перпендикулярный оси вала червяка и проходящий через ось вала червячного колеса (рис. 29.7).

На обоих листах дополнительно даются все виды, местные разрезы и сечения, выявляющие и уточняющие конструкцию деталей и их взаимное положение, не показанные на основных видах (разрезах).

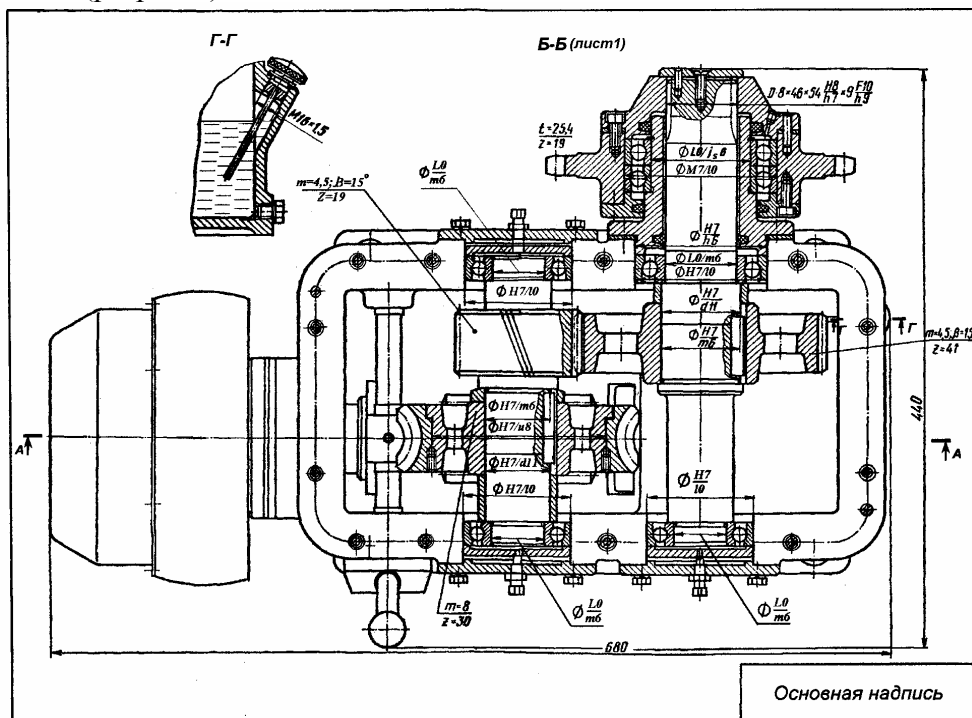


Рис. 29.6. Редуктор червячно-цилиндрический (лист 2)

При определении взаимного расположения деталей и сборочных единиц на первом и втором листах проекта в процессе выбора оптимального варианта компоновки необходимо учитывать следующие основные требования: компактность — наиболее полное заполнение корпуса деталями, а при необходимости и вписывание в заданные габариты; удобство монтажа и демонтажа, а также способов регулирования элементов конструкции; простота механизмов управления и их блокировок; надежная смазка передач зацеплением, подшипников и масляных муфт; технологичность и экономичность изготовления элементов конструкции и надежность их эксплуатации; соблюдение для внешней формы конструкции правил технической эстетики.

Для удовлетворения указанных требований обычно приходится выполнять несколько вариантов компоновки. Поэтому предварительно прочерчиваются эскизные варианты первого и второго листов проекта (см. гл. 18). На эскизных вариантах подробные формы деталей окончательно не устанавливают, а наносят лишь их контуры, что экономит труд и время проектанта при изменении положения деталей. Эти варианты выполняются на чертежной бумаге формата А1 в масштабе 1:1 и после утверждения одного из вариантов на его основе выполняются в дальнейшем сборочные чертежи технического проекта. Обычно основные изображения конструкции (развертка, свертка) располагают в середине листа, а в нижнем правом углу оставляют место для основной надписи, форма, размеры и порядок заполнения которой должны соответствовать ГОСТ 2.104 (рис. 29.8).

На всех этапах проектирование выполняется с учетом размеров, определяемых расчетом (значения межосевых и конусных расстояний, диаметров, ширины и т.д.), а также размеров конструктивного характера (принимаемых по конструктивным соображениям) — расстояния между торцами ведомых колес блока, длины рычага управления блоком и т.д. К третьей группе размеров, ко-

торые используются при выполнении компоновки, относятся рекомендуемые размеры, которые принимаются в соответствии с указаниями, приведенными в гл. 18, 19, а также частично на рис. 29.1.

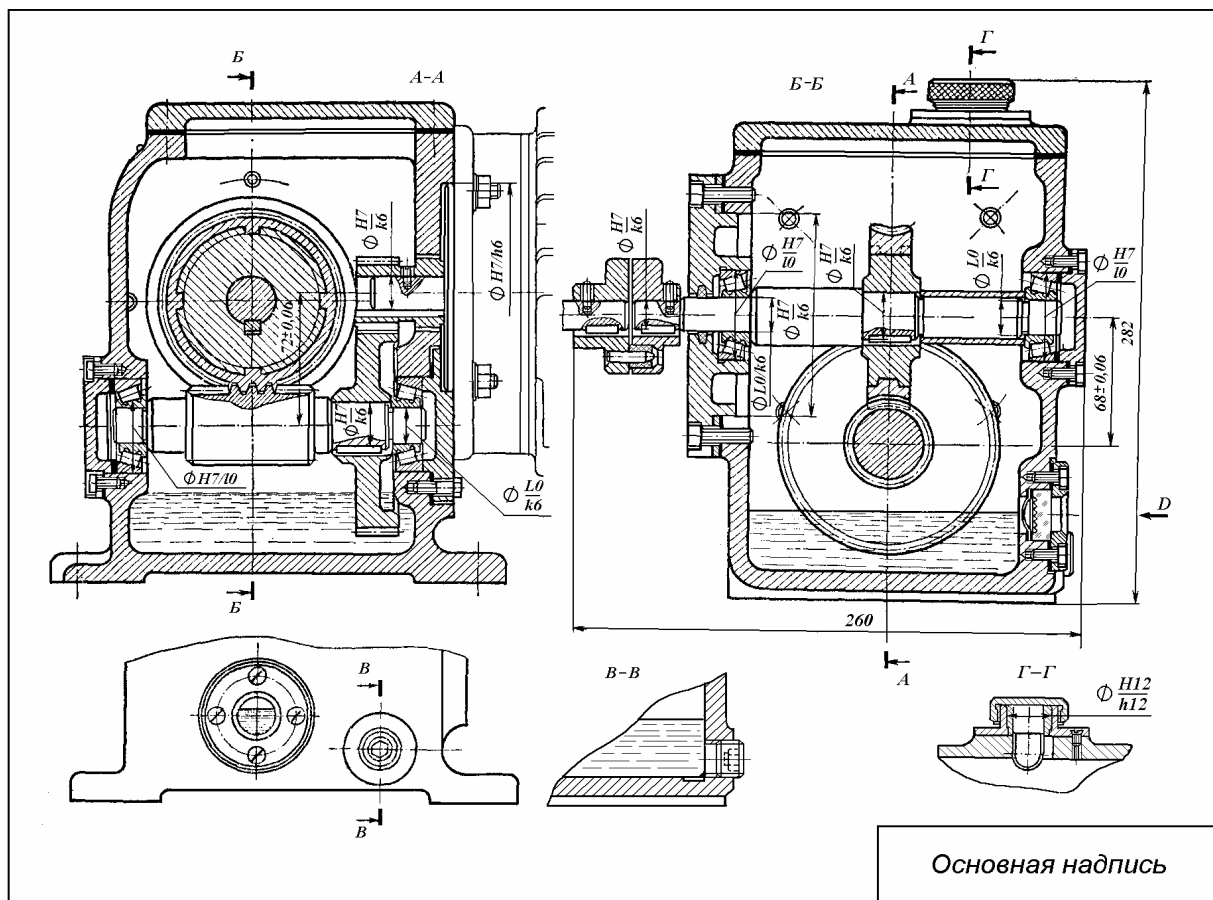


Рис. 29.7. Редуктор цилиндрическо-червячный (лист 1 и 2)

Форма корпуса и его размеры зависят от конструкции механизма. Корпуса выполняют с разъемом по осям валов или цельнолитыми, сверху открытыми и при необходимости с одним или несколькими окнами, закрытыми крышками, предназначенными для сборки и регулирования монтируемых комплектов. Разъемный корпус позволяет осуществить предварительную сборку всех валов, а затем установку собранных комплектов валов с насаженными на них деталями в корпус (рис. 29.2). Но следует помнить, что в этом случае размеры корпуса увеличиваются, уменьшается его жесткость, растет стоимость обработки и ухудшается внешний вид.

В червячных редукторах разъем корпуса осуществляется чаще всего по оси вала колеса, что связано с трудностью монтажа в корпус червячного колеса (рис. 29.6). Иногда в червячных редукторах относительно простой конструкции и небольшого размера ($a \leq 200$ мм) корпус выполняется цельнолитым. В этом случае в одной или обеих стенках корпуса предусматривают большие цилиндрические окна, через которые монтируют в корпус собранный комплект вала с червячным колесом (рис. 29.7).

Цилиндрические двухступенчатые мотор-редукторы (рис. 29.9) обычно выполняют по соосной схеме с расположением осей валов в вертикальной плоскости. Расположение одной опоры вала в корпусе, а второй — в щите позволяет обеспечить технологичность конструкции, сократить осевые габариты и существенно уменьшить его массу.

На рис. 29.10 представлена конструкция двухскоростного планетарного редуктора, выполненного с электромагнитными зубчатыми муфтами бесконтактного исполнения ЭЗМ...4-10 ($T_n=100$ Нм).

Конструкция приводного волнового зубчатого редуктора, разработанного на базе комплекта K_c (см. гл. 6) и встроенного в приводной барабан ленточного транспортера, приведена на рис. 29.11.



Рис. 29.8. Содержание граф и размеры основной надписи чертежа

В последнее время широкое распространение получили автоматические коробки скоростей (АКС), предназначенные для встраивания в главный привод станков. Они обеспечивают дистанционное управление и ступенчатое регулирование скорости вращения тихоходного вала в широком диапазоне с постоянной мощностью. Применение АКС позволяет существенно повысить производительность и улучшить условия труда, снизить трудоемкость проектно-конструкторских работ и уменьшить ремонтные простои оборудования. В коробках обычно используются электромагнитные фрикционные муфты с магнитопроводящими дисками и бесконтактным токоподводом типа ЭТМ...4 и Э1М...4 или зубчатые ЭЗМ...4 (мощность 4-22 кВт). Конструкция автоматической четырехскоростной коробки скоростей, выполненной с электромагнитными фрикционными муфтами бесконтактного исполнения ЭТМ...4, приведена на рис. 29.12.

В коробках скоростей при большом числе валов и повышенных требованиях к жесткости и компактности, как правило, корпуса выполняют цельнолитыми. Сборка при неразъемном корпусе усложняется. Ее обычно осуществляют через открытый верх и отверстия под подшипники. В этом случае особенно нежелательны посадки со значительным натягом. Сборка облегчается применением шлицевых соединений вместо шпоночных (рис. 29.3).

Валы с большим количеством деталей лучше собирать вне корпуса, а в корпус монтировать через отверстия подшипников, которые можно увеличить за счет стаканов или специальных крышек (рис. 29.3 и 29.10). Размеры, необходимые для конструирования корпуса, приведены в гл. 23 и 32.

С этапа выполнения эскизного проектирования продумывают и предусматривают - в процессе выполнения развертки - систему регулирования положения конических колес (совпадения вершин делительных конусов), червяка и червячного колеса (совпадение центра кривизны образующей червяка с центром колеса и оси червяка со средней плоскостью венца колеса) и зазоров в подшипниках качения. Регулирование положения конических и червячных колес осуществляют или смещением этих деталей относительно вала, или их перемещением вместе с валом. Для смещения колес относительно вала чаще всего применяют гайки (рис. 22.6, г). При фиксированных опорах перемещение колеса с валом обеспечивается изменением взаимной толщины металлических прокладок под фланцами крышек либо винтами

через нажимные шайбы (рис. 22.7). В случае перемещения колеса вместе с валом при фиксирующей опоре обычно применяют регулирование посредством осевого смещения стакана относительно корпуса путем набора компенсаторных полуколец или металлических прокладок (рис. 22.3, а; 22.10, а, в, г; 22.11, а) и реже с использованием распорных и затяжных винтов или совмещенных затяжных и распорных винтов (рис. 22.10, б). Правильность положения колес определяется по пятну контакта.

В зависимости от действующих усилий и условий работы выбирают тип подшипников, а при переходе к техническому проектированию способы закрепления их на валах и в корпусе, а также варианты регулирования зазоров в них прокладками, компенсаторными кольцами и т.д. (см. гл. 22).

Расположение быстроходного и тихоходного валов в пространстве относительно опорной поверхности редуктора или коробки скоростей зависит от намеченной ранее компоновки общего вида установки. Расположение промежуточных валов – в процессе выполнения свертки – обуславливается компактностью, системами управления и смазки, наличием регулируемых деталей на валах. Для трехвальной коробки передач наибольшая компактность достигается расположением осей валов по треугольнику, для четырехвальной – по четырехугольнику.

Валы, на которых находятся управляемые детали, желательно располагать ближе к передней стенке, где обычно размещаются рукоятки управления. Такое расположение управляемых деталей уменьшает длину валиков под рычаги управления и упрощает конструкцию. Выбор систем управления изложен в гл. 25.

В управляемых фрикционных муфтах регулируется сила нажатия и износ дисков, поэтому в конструкции коробки скоростей или редуктора следует предусмотреть возможность и удобство такого регулирования через верхнюю крышку или специальное окно в боковой стенке корпуса, закрываемое крышкой.

При конструировании особое значение следует уделять вопросам смазки, так как последняя влияет на долговечность и надежность работы деталей не меньше, чем их материал, конструктивные формы и размеры. Выбор смазочного материала, системы подвода и отвода смазки, регулирования ее подачи определяется условиями работы элементов конструкции, т.е. нагрузкой, скоростью скольжения трущихся поверхностей и местом их расположения, тепловым режимом и т.д. Наиболее часто применяемая система смазки передач зацеплением, подшипников качения и масляных муфт – картерная. Эта система смазки не требует специальных устройств и является весьма надежной.

Объем заливаемой в корпус смазки и величина погружения зубчатых колес в масляную ванну указаны в гл. 28.

Картерная смазка также надежно обеспечивает работоспособность подшипников качения. Поднимать уровень смазки в масляной ванне выше центра нижнего тела качения подшипника, особенно при высоких скоростях вращения вала ($>1500 \text{ мин}^{-1}$), не рекомендуется.

Если смазка разбрызгиванием не обеспечивает её доступ к опорам качения (скорость колес меньше 4 м/с) или в масляной ванне имеются продукты износа, то применяют индивидуальную смазку подшипников (струйную от насоса либо с использованием пластичных смазок).

Для контроля за уровнем смазки в корпусе предусматривается маслоуказатель, а для её слива – сливное отверстие, закрываемое пробкой. Сливное отверстие и маслоуказатель следует располагать в легкодоступных местах, обычно на одной из боковых стенок корпуса, где размещены рукоятки управления и отсутствуют вращающиеся детали. Конструкции и размеры пробок, отдушин и маслоуказателей приведены в гл. 28.

Вязкость смазочного материала при картерной и струйной смазках зубчатых цилиндрических и конических передач следует выбирать тем выше, чем больше нагрузка и меньше их скорость. Вязкость смазки для червячных передач зависит от скорости скольжения.

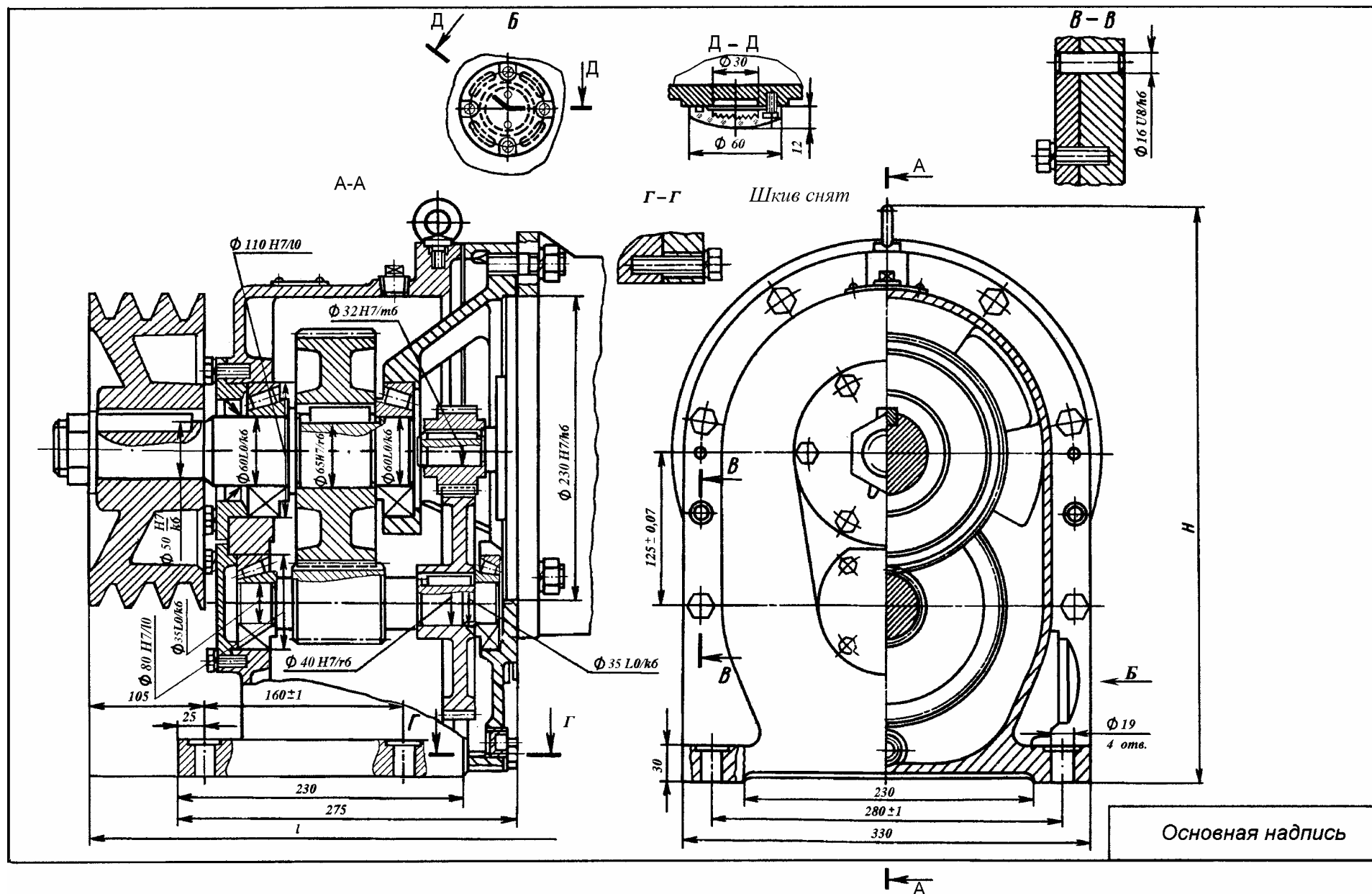


Рис. 29.9. Редуктор цилиндрический двухступенчатый с фланцевым электродвигателем (развертка и свертка)

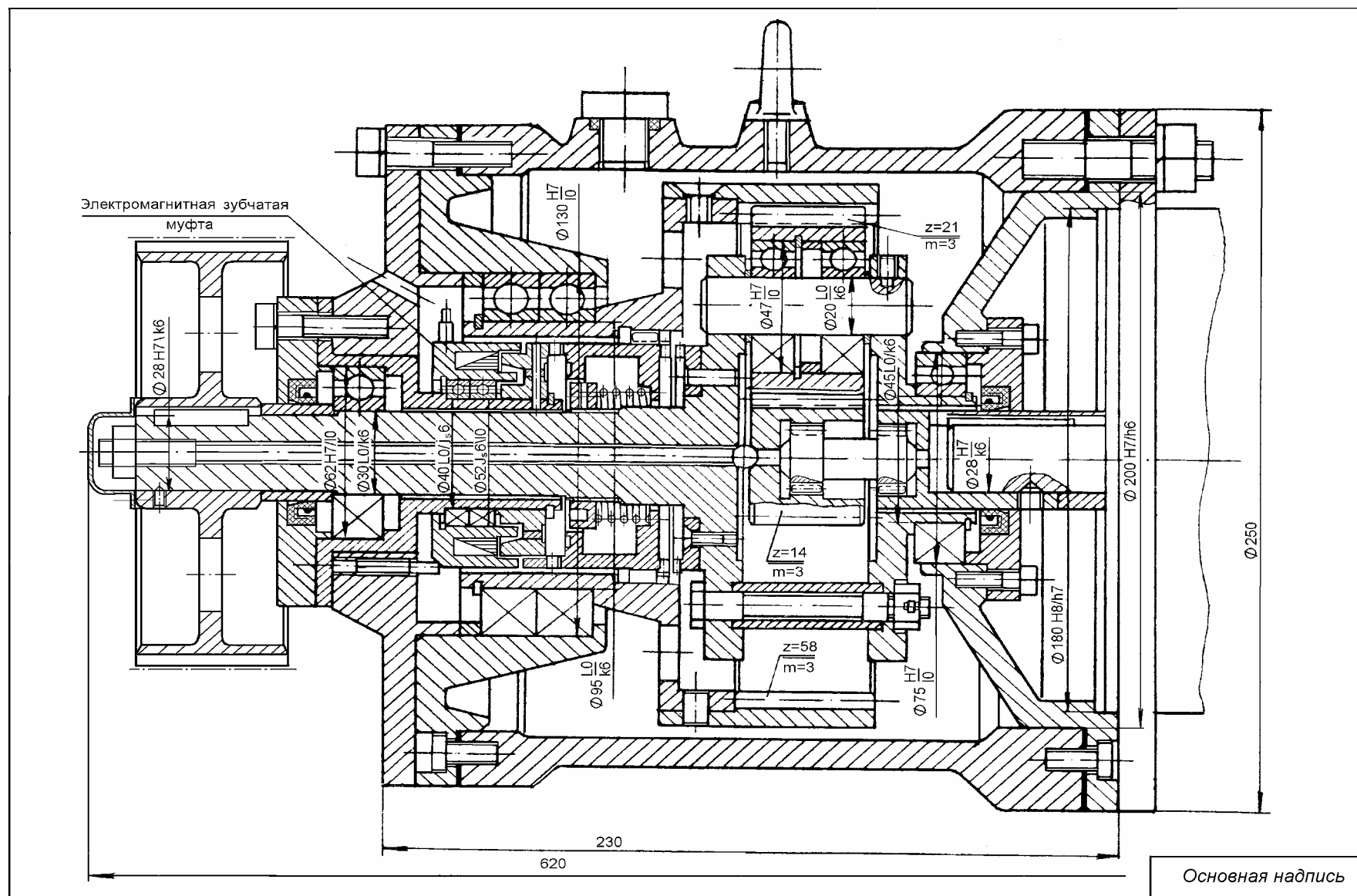


Рис. 29.10. Двухскоростной планетарный редуктор (развертка)

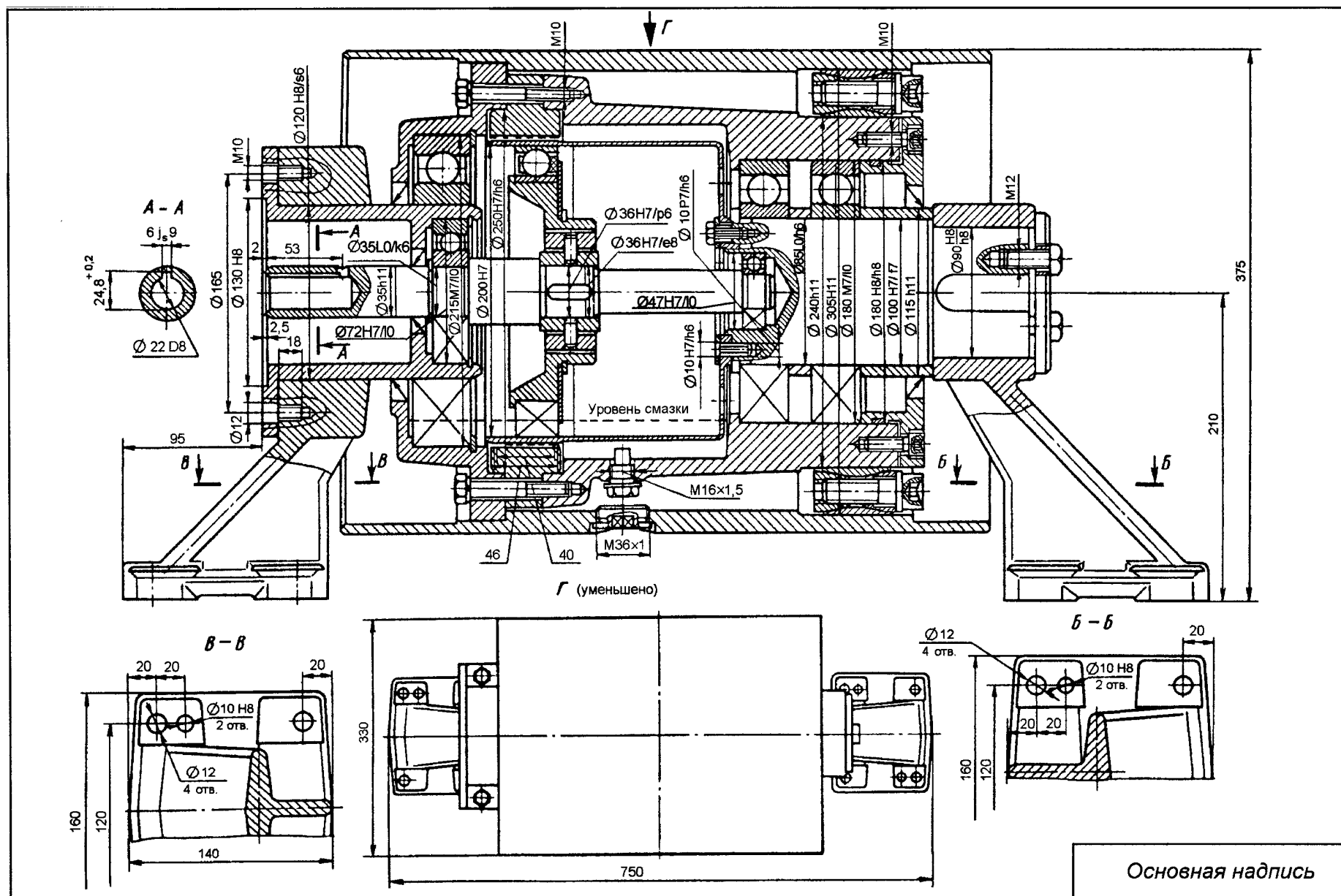


Рис. 29.11. Барабан-редуктор транспортера с волновой передачей (развертка)

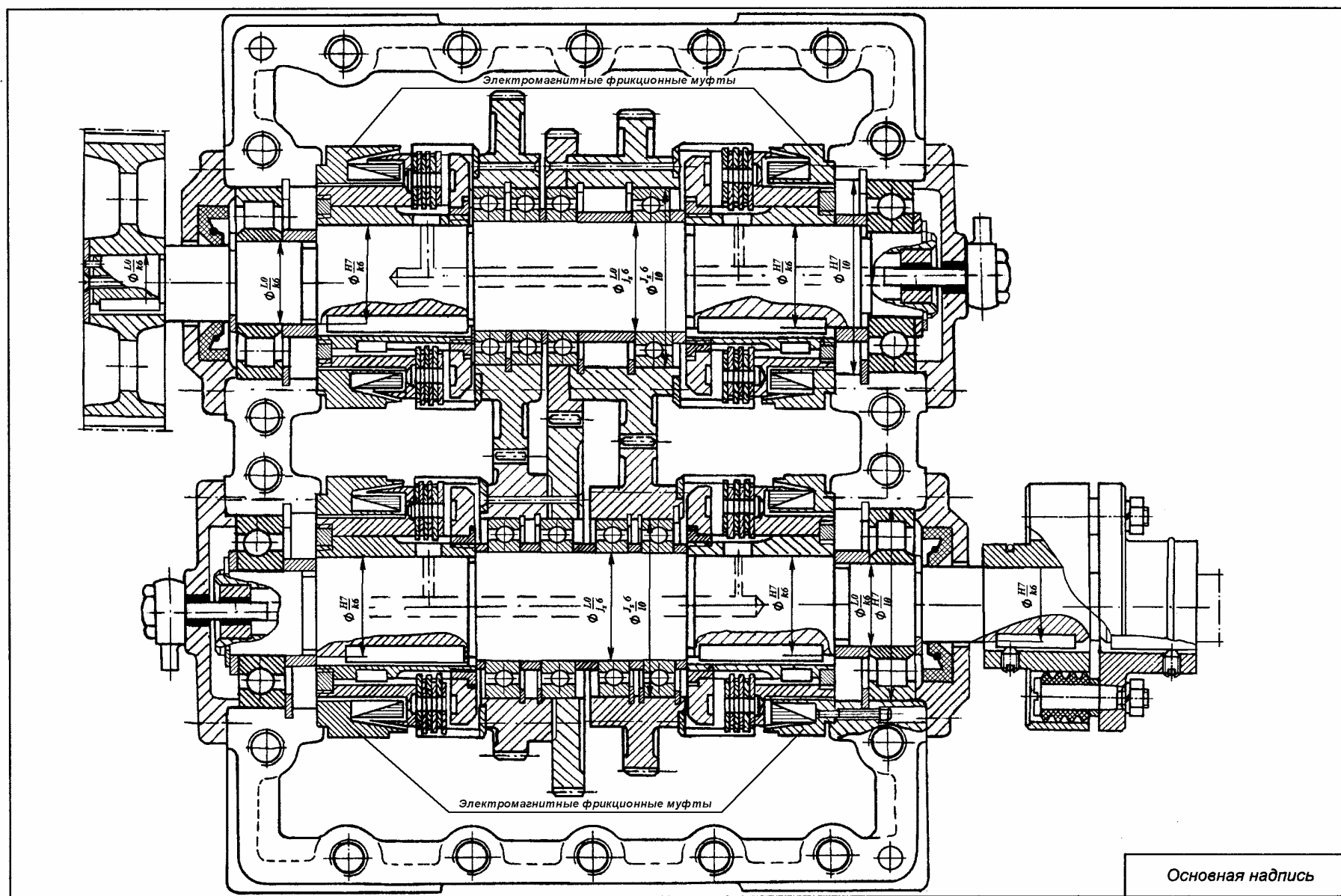


Рис. 29.12. Автоматическая четырехскоростная коробка скоростей (развертка)

При пластичной смазке в опоре подшипника предусматривают соответствующее пространство для ее заполнения и устанавливают мазеудерживающие кольца.

При высоких скоростях колес (свыше 15 м/с) применяют струйную или циркуляционную смазку, когда масло от насоса непрерывно подается к местам смазки, проходя при этом через фильтр, а при необходимости и охладитель.

Для выходных концов валов при окружной скорости до 10 м/с наиболее целесообразно применять манжетные уплотнения (см. гл. 28) при условии упрочнения и полирования поверхности охватываемой детали (вала или втулки).

Выполнив на сборочных чертежах указанные выше рекомендации, дорабатывают форму корпуса. При этом желательно, чтобы размеры высоты и ширины корпуса, если это не противоречит технической целесообразности, соответствовали 0,6 и 0,4 его длины.

После выполнения эскизных вариантов 1- и 2-го листов производят параллельно с проведением технического проектирования проверочные расчеты передач, валов, подшипников, муфт и других деталей. Проведенный расчет позволяет уточнить материал и размеры деталей, внести необходимые поправки в конструкцию и окончательно увязать проекции на обоих листах. После оформления эскизных разработок в виде сборочных чертежей технического проекта окончательно отрабатывается конструкция и форма отдельных деталей и узлов с учетом серии их выпуска и технологии изготовления.

Выполнение сборочных чертежей технического проекта при курсовом проектировании осуществляют в соответствии с требованиями ГОСТов ЕСКД и указаниями по оформлению учебно-конструкторской документации с соблюдением следующих условий:

1. Стандартные изделия должны изображаться на сборочных чертежах подробно (не упрощенно и не условно). Так, например, подшипники качения и уплотнения должны быть вычерчены в разрезе;
2. При вычерчивании деталей должны быть показаны конструктивные элементы: проточки и пазы для выхода инструмента, зазоры между стержнем болта или винта и отверстием детали, запасы глубины сверления и резьбы и т. д.;
3. Шлицевые соединения изображают на чертежах по ГОСТ 2.409, а зацепления зубчатых и червячных передач — в соответствии с ГОСТ 2.402. На разрезах зубчатых и червячных передач в зоне зацепления показывают зуб одного из колес или виток червяка. Окружности, образующие поверхности впадин зубьев, на видах не показывают. Направление зубьев колес указывают на одном из элементов зацепления (обычно вблизи оси) тремя сплошными тонкими линиями с соответствующим наклоном.

На сборочных чертежах должны быть приведены следующие размеры: габаритные — по трем координатным направлениям; основные — межосевые расстояния зубчатых и червячных передач, внешнее конусное расстояние конических передач; сопряженные — диаметры с указанием посадок: на валах для зубчатых и червячных колес, червяков, подшипников, шкивов, муфт; в корпусе для стаканов, подшипников, центрирующих буртиков крышек, для деталей управления, резьб на валах и т.п.; присоединительные — диаметры и длина выступающих концов валов, расстояние их осей до опорной поверхности, размеры шпонок и шлицев на них, диаметры и координаты отверстий, предназначенные для крепления конструкции к станине, плите или раме.

Для обозначения на чертеже изображений (видов, разрезов, сечений) используются прописные буквы русского алфавита, за исключением букв Ё, З, Й, О, Х, Ъ, Ы, Ь. Буквенные обозначения присваивают в алфавитном порядке без повторений и не подчеркивают.

На листах сборочных чертежей обозначают все разрезы и сечения (местные вырывы на разрезах не допускаются), с указанием листа, если их изображение находится на другом листе, уровень смазки, приводят значения чисел зубьев, модуля и углов наклона зубьев колес, чисел зубьев и шага звездочек, а также наносят номера позиций всех содержащихся сборочных единиц и деталей. Номера располагают параллельно основной надписи чертежа вне контура конструкции, группируя их в строчку или колонку. Шрифт номеров позиций выбирают на один-два размера больше, чем принято для размерных чисел на данном чертеже.

Спецификацию сборочного чертежа, составленную в соответствии с ГОСТ 2.108 на все проектируемые детали изделия по форме, представленной в гл. 33, приводят в конце пояснительной записки.

ГЛАВА 30

ЧЕРТЕЖИ ОБЩЕГО ВИДА

Основное назначение конструктивного листа общего вида — дать необходимые сведения о внешнем виде, взаимной связи отдельных узлов, размерах, способе монтажа и эксплуатационно-технической характеристике проектируемой установки. Для удовлетворения этих требований, в соответствии с ГОСТ 2.701, кроме чертежа общего вида, определяющего конструкцию и взаимодействие основных составных частей, а также поясняющего принцип работы изделия, обычно еще выполняют габаритный и монтажный чертежи. В учебных проектах для уменьшения объема графической части работы габаритный и монтажный чертежи, а также чертеж общего вида обычно выполняют на одном листе — общем виде установки.

Чертеж общего вида дается в трех, реже в двух проекциях, на листе стандартного формата в масштабе 1 : 2; 1 : 2,5; 1 : 4 или 1 : 5. За основную проекцию обычно принимают вид на установку со стороны расположения органов управления. Узлы установки выполняют без мелких подробностей, но чертеж должен быть четким и ясным.

Обязательно изображается кинематическая схема и приводится эксплуатационно-техническая характеристика установки. На кинематической схеме в соответствии с ГОСТ 2.703 следует указывать: порядковый номер каждого кинематического элемента, начиная от источника движения, причем валы номеруют римскими, а остальные элементы арабскими цифрами; мощность и частоту вращения двигателя и быстроходного вала механизма; частоту вращения тихоходного вала; числа зубьев и модуль зубчатых и червячных колес, червяка; диаметры шкивов; числа зубьев и шаг звездочек. Порядковый номер элемента проставляют на поле линии-выноски, а под ней указывают основные его характеристики и параметры. Валы на кинематических схемах изображают сплошными основными линиями толщиной S , а элементы (зубчатые и червячные колеса, червяки, звездочки, шкивы и т. д.), изображаемые в соответствии с ГОСТ 2.770, упрощенно — сплошными линиями толщиной $S/2$. Контур изделия, в который вписана схема, изображают сплошными тонкими линиями толщиной $S/3$.

В эксплуатационно-технической характеристике установки указывают: тип электродвигателя, его мощность и частоту вращения; частоту вращения быстроходного и тихоходного валов; КПД и срок службы; габаритные размеры, способ смазки, ее тип и сорт; особые условия эксплуатации.

Кинематическую схему и техническую характеристику установки рекомендуется размещать в правой части чертежа над основной надписью. Если установка монтируется на фундаменте, то необходимо отдельно показать план фундамента с разметкой колодцев под фундаментные болты или анкерные плиты.

Чертеж общего вида установки кроме изложенного должен содержать: а) габаритные, а также установочные и присоединительные размеры, определяющие правильность монтажа отдельных механизмов при сборке (координаты расположения отверстий под болты и контрольные штифты, числа зубьев и шаг звездочек, диаметры и ширину шкивов и т. д.), т. е. размеры, посредством которых установка связывается с фундаментом, станком или машиной; б) крайние (предельные) положения основных движущихся элементов (например, органов управления); в) назначение органов, служащих для управления работой механизма (в случае отсутствия схем управления); г) спецификацию всех узлов и деталей, необходимых для монтажа, если она не выносится в виде отдельного приложения; д) размеры, необходимые для изготовления фундамента и его элементов, если установка смонтирована на нем, плите или раме.

Различные способы монтажа механизмов проектируемой установки. При проектировании привода необходимо выбирать наиболее рациональное взаимное расположение электродвигателя, редуктора (коробки скоростей) и других объектов установки, а также указать наиболее правильный способ ее связи с фундаментом или станиной.

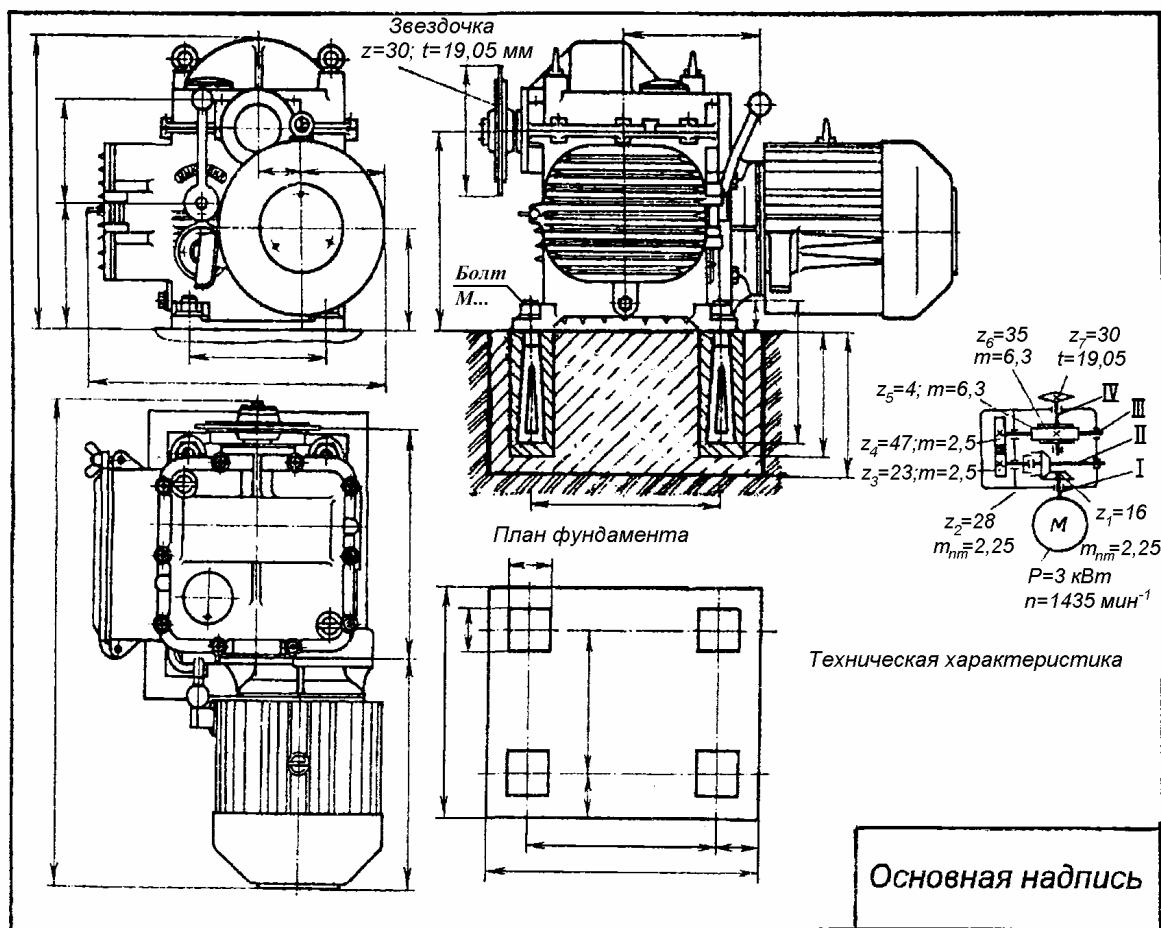


Рис. 30.1. Общий вид привода конвейера с установкой на фундаменте.

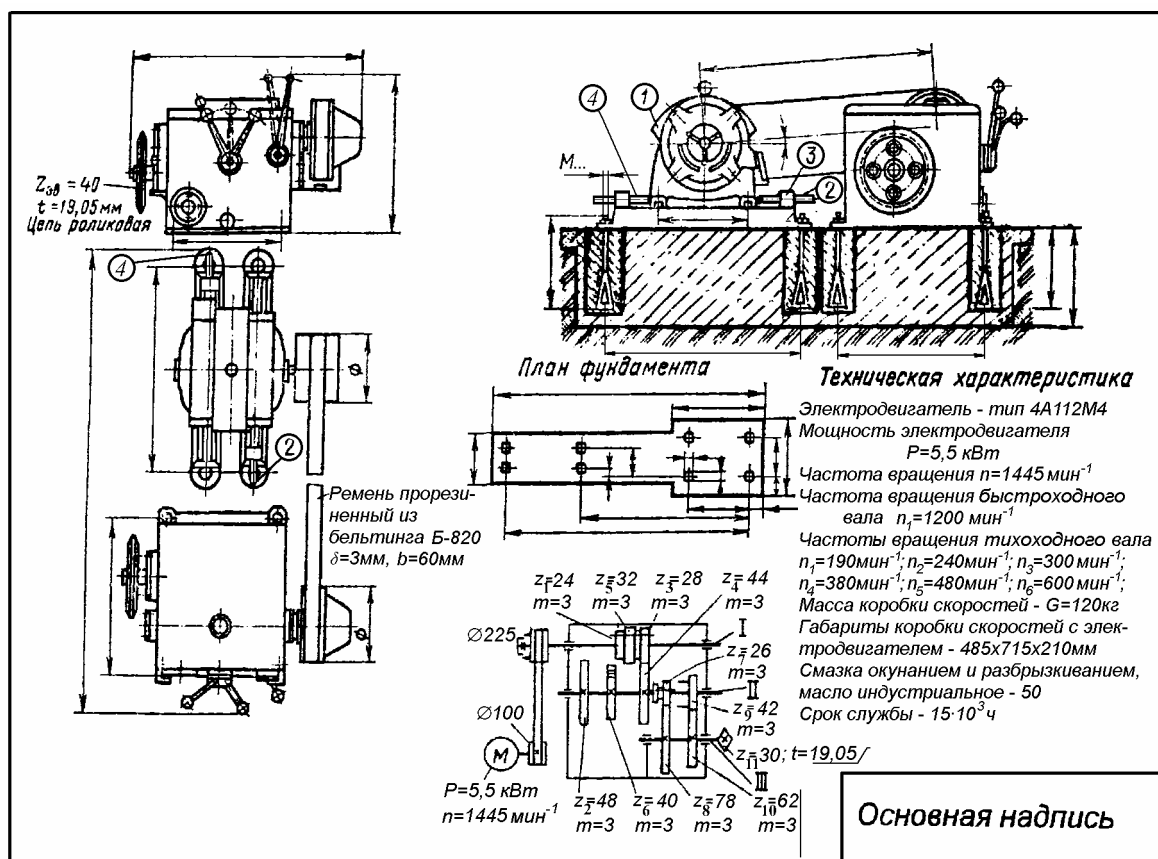


Рис. 30.2. Общий вид привода с установкой на фундаменте.

В зависимости от назначения, условий работы и компоновки механизмов применяют следующие способы монтажа:

1. Крепление механизмов установки непосредственно к фундаменту (рис. 30.1 и 30.2) применяется исключительно при компоновке механизмов, не связанных между собой требованиями точности относительного положения, т.е. когда привод осуществляется от фланцевого электродвигателя или от электродвигателя через ременную или цепную передачу, а тихоходный вал редуктора имеет шкив или звездочку.

2. Крепление передаточного механизма и электродвигателя к фундаменту через общую установочную плиту (рис. 30.3) или сварную раму (рис. 30.4), на которых их установка целесообразна, прежде всего, в случае, когда быстроходный (тихоходный) вал механизма соединяется с валом электродвигателя (рабочим органом) муфтой, требующей при монтаже соответствующей соосности валов. Поэтому тип муфты определяет способ, простоту и точность выполнения всей установки.

3. Крепление механизмов непосредственно на тумбе, станине или высокой сварной раме обычно имеет место: для коробок скоростей и редукторов, имеющих вертикальное расположение тихоходного вала (рис. 30.5); в случае монтажа электродвигателя в нише тумбы (станины) станка (рис. 30.6) или его установке на одной из ее боковых стенок (рис. 30.7); при указании данного требования согласно техническому заданию на проектируемую установку или из-за ее конструктивных и эксплуатационных особенностей привод не может непосредственно монтироваться на фундамент или установочную плиту. Так, на рис. 30.8 изображен привод к транспортеру, который смонтирован на сварной высокой раме, выполненной заодно с рамой транспортера. При таком способе крепления тщательно разрабатывается только монтаж проектируемой установки без подробностей разработки на общем виде самой станины или тумбы.

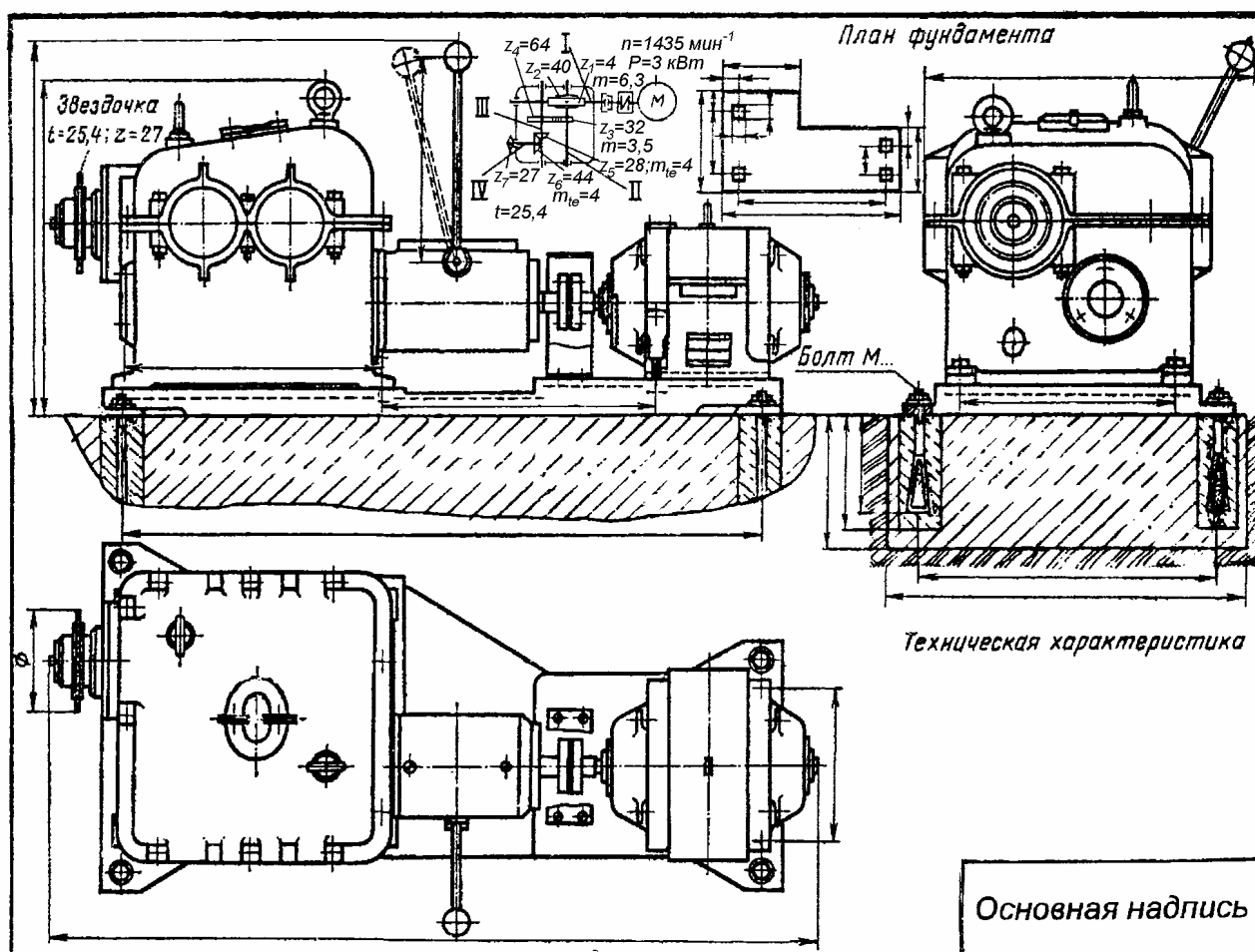


Рис. 30.3. Общий вид привода с установкой на литой плите

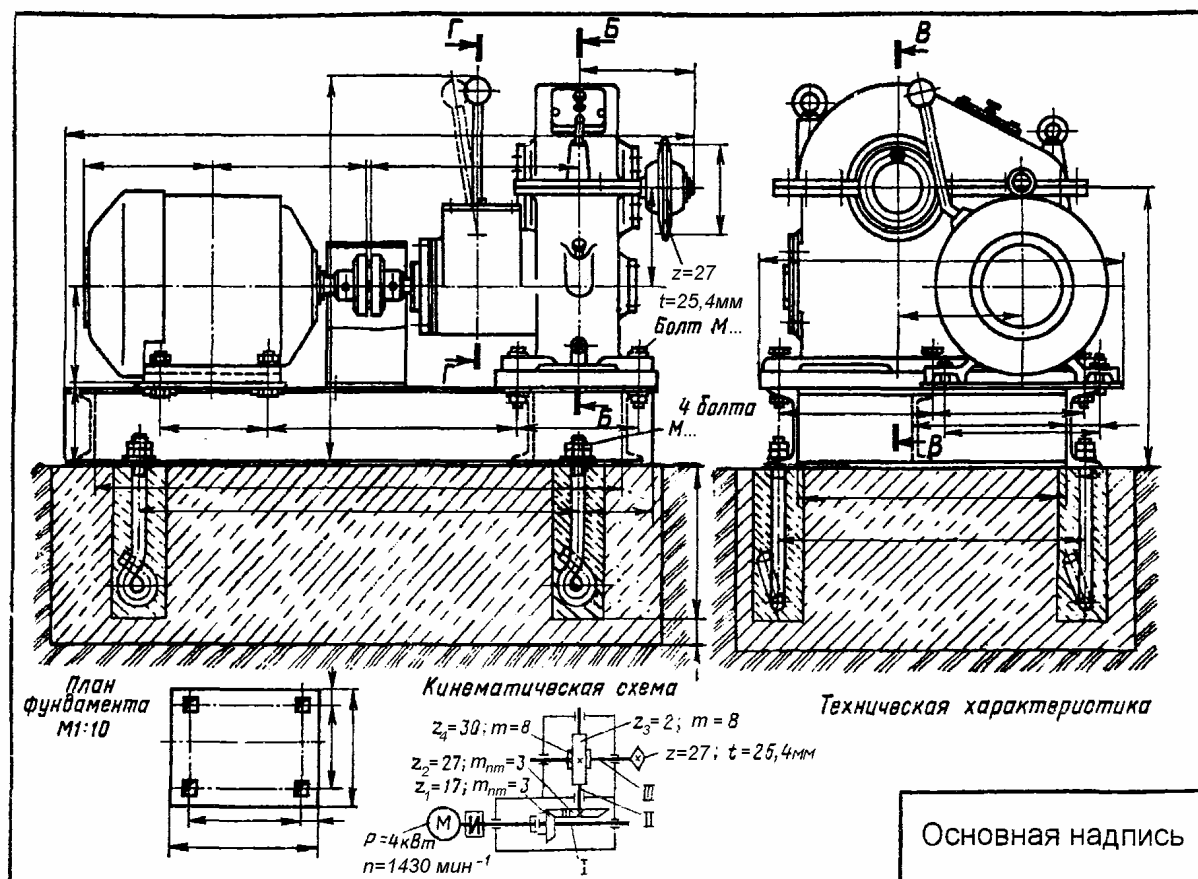


Рис. 30.4. Общий вид привода с установкой на сварной раме

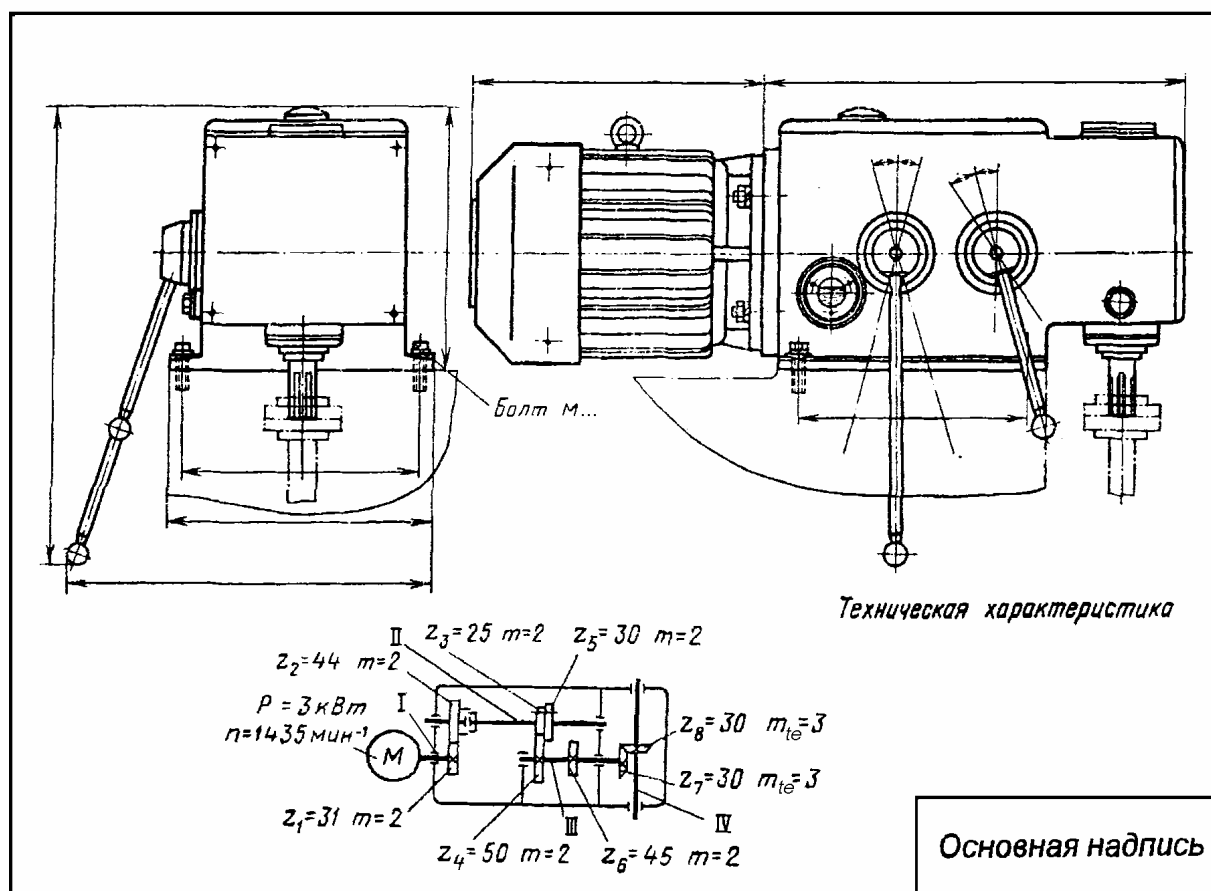


Рис. 30.5. Общий вид привода сверлильного станка с установкой на станине

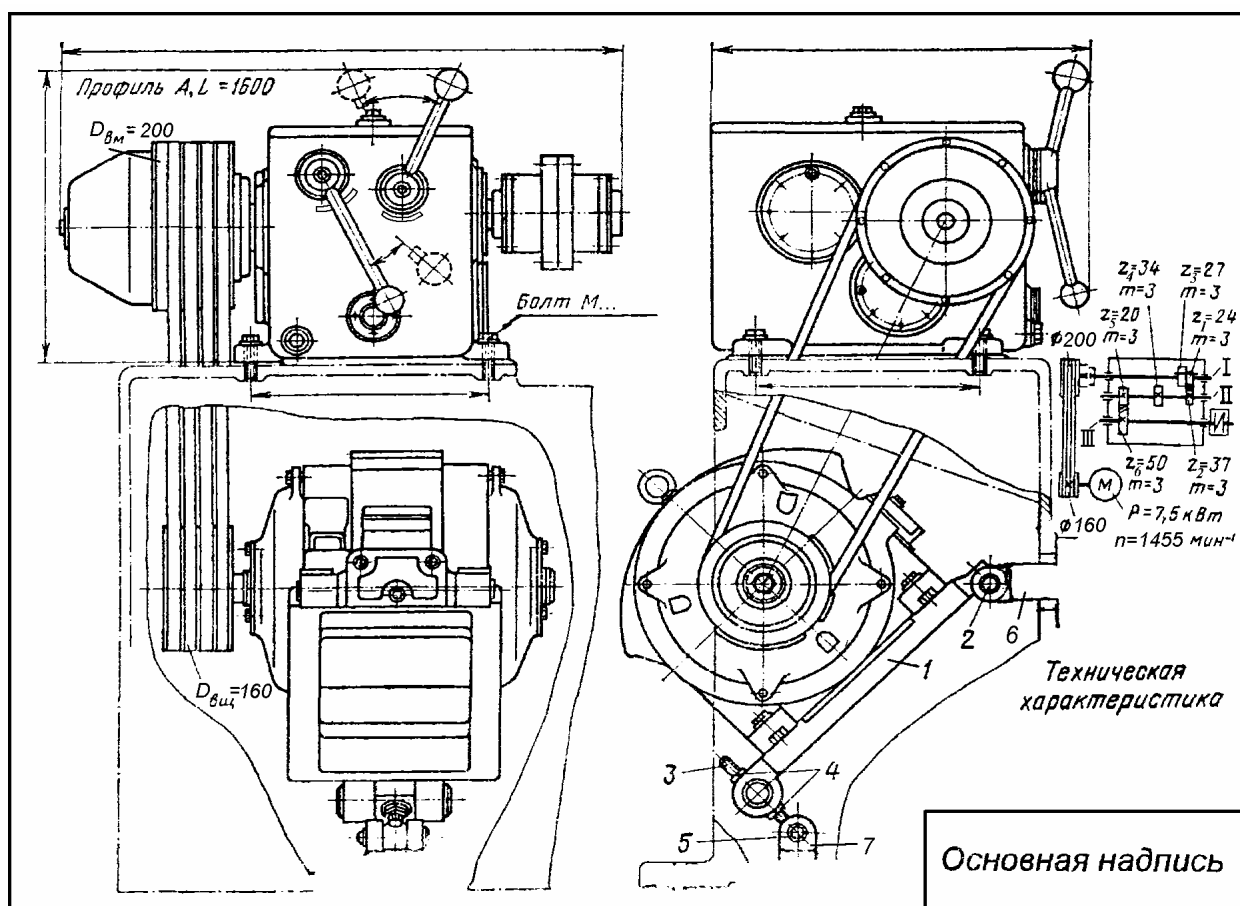


Рис. 30.6. Общий вид привода токарного станка с установкой на станине

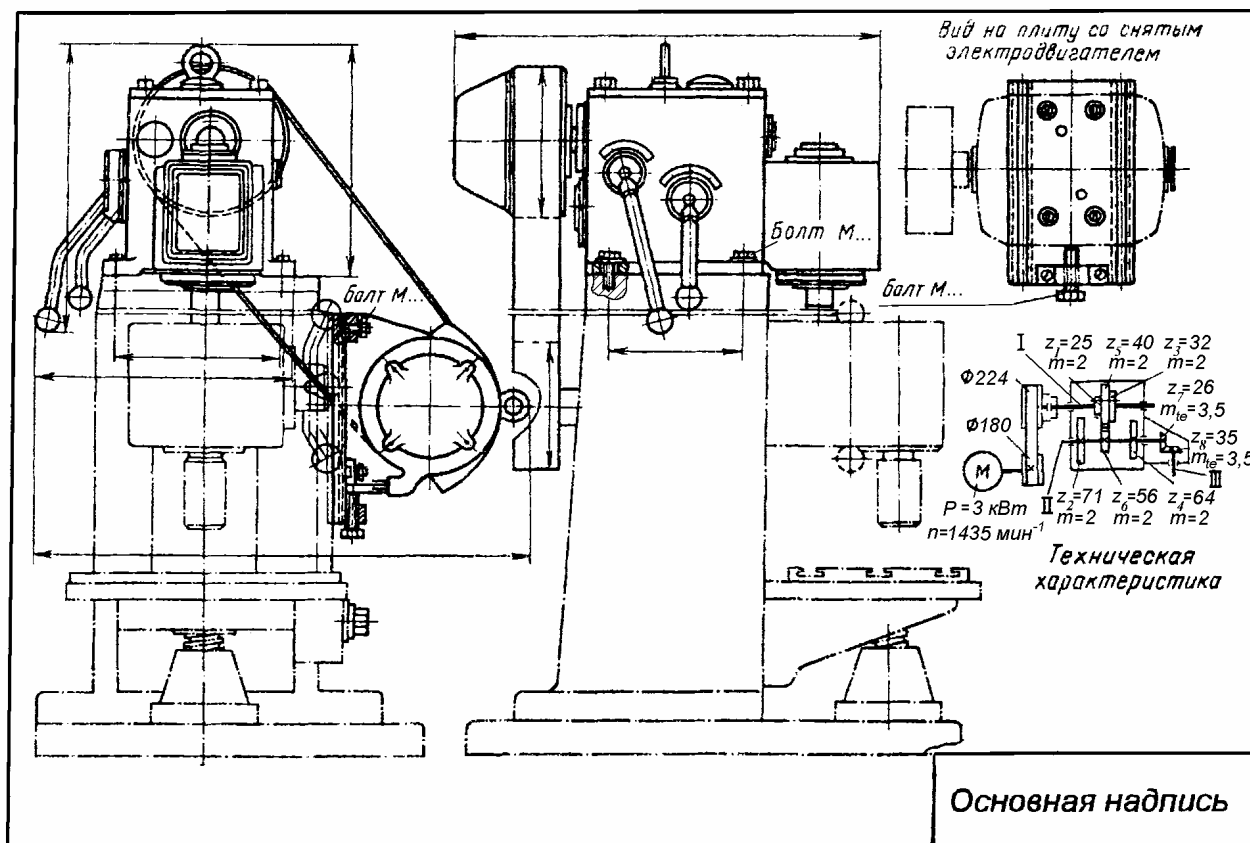


Рис. 30.7. Общий вид привода фрезерного станка с установкой на станине

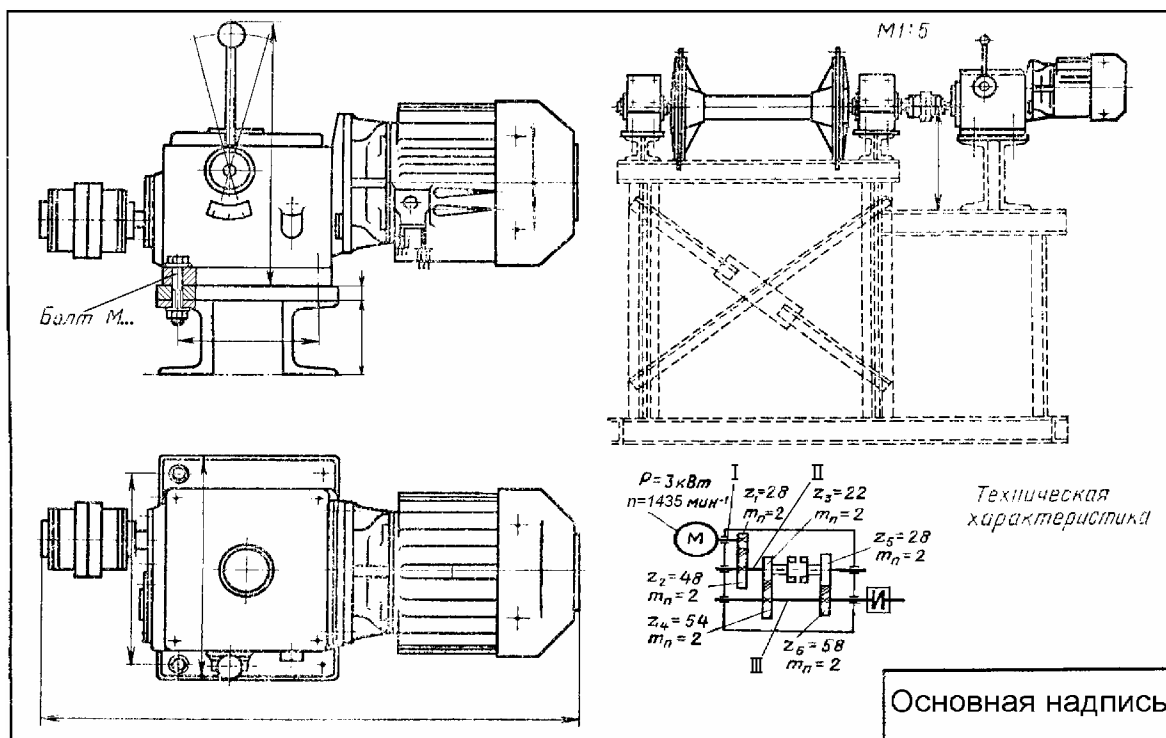


Рис. 30.8. Общий вид привода цепного конвейера с установкой на сварной раме

Фундамент и его оформление. Фундамент предназначен для крепления установок (механизмов, машин), а также поглощения вибраций и ударов, возникающих при их работе. Конструкция и размеры фундамента зависят от места монтажа установки (в помещении, непосредственно на грунте, на полу здания, на перекрытиях и т.д.), ее размеров и условий эксплуатации, характеристики грунта, материала фундамента и т.д. Фундамент должен быть прочным, надежным в эксплуатации и удовлетворять требованиям экономики.

В практике применяют следующие способы крепления к фундаменту:

1. Установки, близкие по массе и характеру динамического воздействия, размещают на отдельных бетонных полосах толщиной от 150 до 700 мм или общем бетонном полотне толщиной 300...400 мм.
2. При значительных динамических нагрузках, с целью исключения или снижения воздействия возникающих при работе колебаний на другие объекты, каждая из установок монтируется на отдельном фундаменте.
3. Установки различных типов монтируют на металлических лагах (из швеллеров, уголков, тавров и т. д.), утопленных в бетоне.

В качестве материалов для сооружения фундаментов применяют бетон (смесь цемента, песка, щебня, гравия и воды), бутобетон (с добавлением к бетону бутокрупных камней или известняков массой 10...30 кг), кирпич, реже железобетон. Основным материалом фундамента для машин общего назначения служит бетон марки 75 или 90, а для тяжелых машин - жесткий бетон марки 70. Непосредственный монтаж на фундамент с точностью, отвечающей требованиям эксплуатации, без всяких регулировочных приспособлений часто практически невозможен. В этом случае в целях упрощения выверки положения установки последнюю несколько приподнимают над фундаментом, выверяют за счет металлических прокладок или клиньев и в этом положении заливают жидким цементным раствором. Толщина прокладки назначается в зависимости от габаритных размеров монтируемых на фундаменте установок и практически не превышает 100...120 мм. При курсовом проектировании обычно применяют небольшие установки, для которых толщину подливки можно принимать равной 30...50 мм.

Установки малой и средней мощности крепят к фундаменту фундаментальными болтами. Обычно в целях повышения точности расположения болтов в фундаментах предусматрива-

ют специальные колодцы, которые после установки болтов заливают бетоном (рис. 30.9, табл. 30.1).

Для повышения надежности заделки болтов в фундаменте часто к ушку болта приваривают поперечину. Длину и диаметр поперечины выбирают в зависимости от диаметра болта и рекомендуемых размеров колодца. Следует отметить, что начальную анкеровку болта типа В (рис. 30.9) осуществляют осадкой конической гайки 2 и шпильки 1 ударами молотка через оправку. Полная анкеровка происходит при последующей затяжке болта.

Длину и другие размеры фундаментных болтов определяют по диаметру фундаментного болта (табл. 30.1), который находится расчетным путем*. Размеры поперечного сечения колодцев должны допускать свободный монтаж и хорошую заливку фундаментных болтов. Размеры фундамента в плане принимаются по габаритам установки, причем расстояние от наружных сторон фундамента до граней колодцев или шахт должно быть не менее 60...150 мм. Высота фундамента над уровнем пола определяется требуемой компоновкой механизмов установки.

Размеры подошв фундамента обычно принимают равными его размерам в плане. Минимальная глубина фундамента зависит от типа и длины фундаментных болтов, т.е. глубины колодцев, днища которых должны отделяться от грунта слоем бетона в 60...150 мм. Выбранные конструктивные размеры фундамента в дальнейшем окончательно уточняются проверочным расчетом и указываются на чертеже общего вида установки.

Различные способы монтажа электродвигателя. При проектировании установки с ременной передачей от электродвигателя необходимо предусмотреть возможность компенсации удлинения ремня. В машинах общего назначения обычно используют периодическое регулирование натяжения ремня (или ремней) вручную. На рис. 30.2, 30.6 и 30.7 изображены широко распространенные конструкции для периодического регулирования натяжения ремня путем перестановки электродвигателя.

В конструкции на рис. 30.2 электродвигатель монтируется на фундаменте через специальные салазки, которые снабжены пазами под головки болтов крепления электродвигателя. В этой конструкции после ослабления затяжки болтов крепления электродвигателя, за счет его последующего перемещения посредством винта 2 правой салазки относительно стойки 3 создается необходимое предварительное натяжение в ременной передаче. После выставления параллельности осей шкивов винтом 4 левой салазки производится затяжка болтов крепления электродвигателя. Если электродвигатель монтируется на установочной плите или раме и связан с другими механизмами установки ременной передачей, то необходимо в плите для возможности его периодической перестановки предусмотреть пазы или отверстия для крепления салазок. На рис. 30.7 вертикальная перестановка электродвигателя осуществляется за счет перемещения головок болтов его крепления по пазам Т-образного профиля в плите, смонтированной вертикально на боковой стенке тумбы или станины машины.

Формы и размеры двух видов салазок приведены в табл. 30.2.

В конструкции на рис. 30.6 натяжение ремня осуществляется вследствие поворота подmotorной плиты 1 относительно шарнира 2, расположенного в стойке 6. Регулирование поворота плиты обеспечивается гайками 4 при их вращении относительно болта 3, шарнирно закрепленного относительно пальца 5, расположенного в стойке 7.

Конструкции и размеры подmotorных плит, разработанные ЭНИМС для монтажа электродвигателей серий 4А, представлены в табл. 30.3.

Иногда ограничиваются только шарнирной подвеской двигателя без дополнительных деталей регулирования его положения. В этом случае составляющая собственной массы двигателя, действующая по линии, соединяющей центры шкивов, должна обеспечивать необходимое наивыгоднейшее начальное натяжение ремня.

* При курсовом проектировании, если установку монтируют на установочной плите или раме, фундаментные болты не рассчитывают и их диаметр выбирают конструктивно (обычно на два размера больше, чем диаметр болтов крепления механизма к плите).

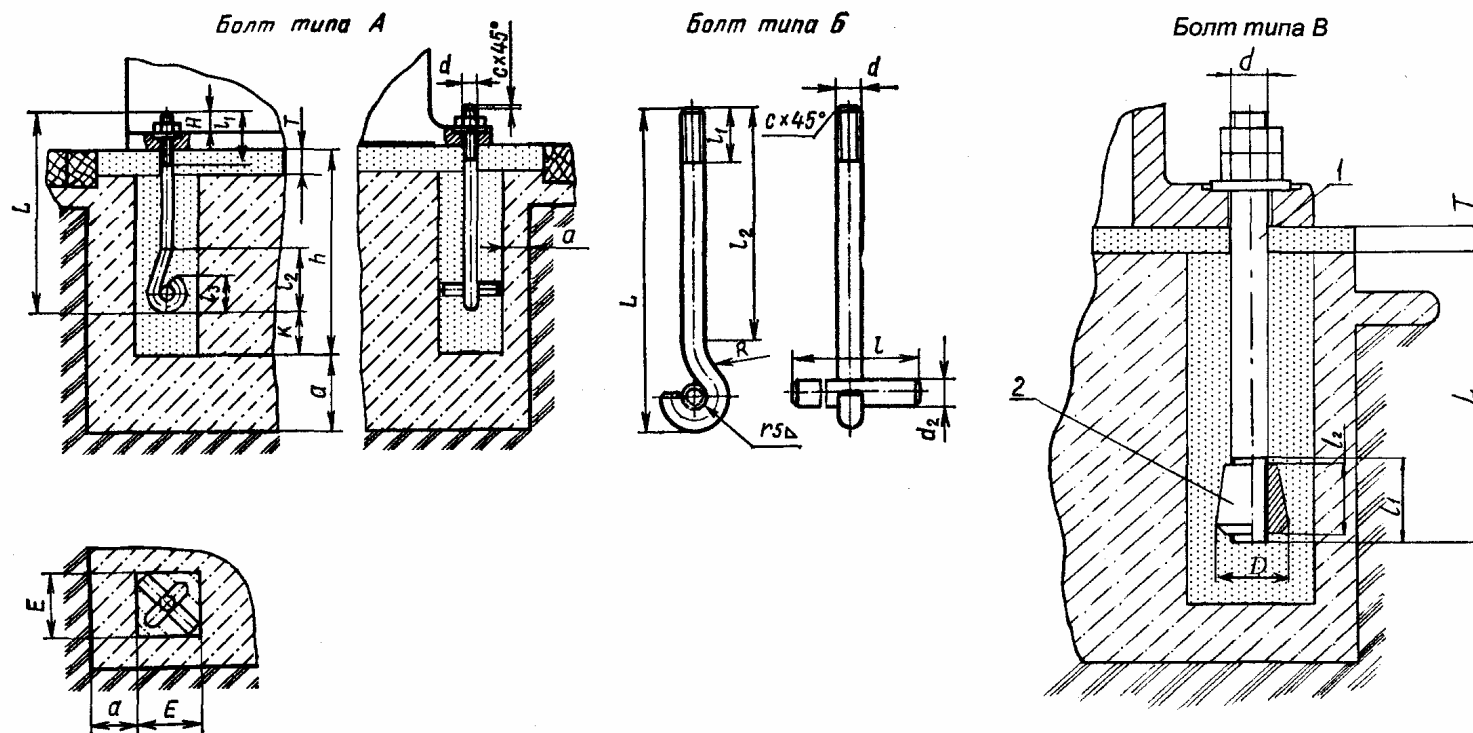


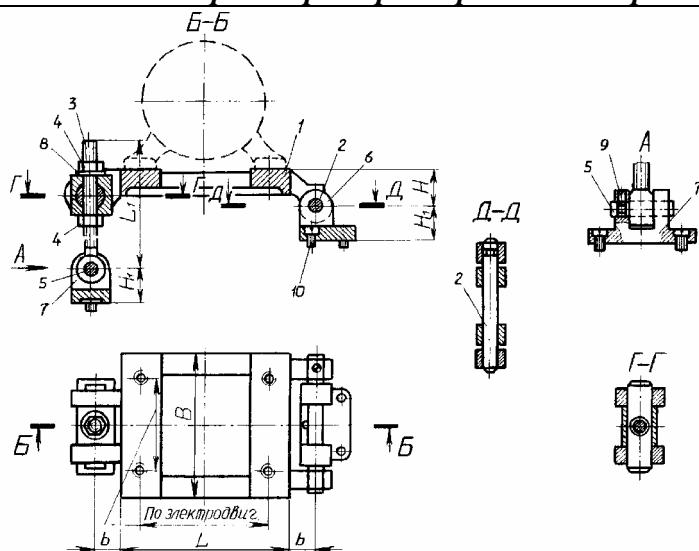
Рис. 30.9 Виды фундаментных болтов

Таблица 30.1

Основные параметры и размеры фундаментных болтов, мм

d	d ₁	C	H	d ₂	l	E	h	K	T	a	Болт типа А				Болт типа Б				Болт типа В			
											L	l ₁	l ₂	l ₃	L	l ₁	l ₂	R	D	L	l ₁	l ₂
M12	14	1,8	16	12	90	80	255	50	20	60	250	50	60	15	—	—	—	—	—	—	—	—
M16	18	2,0	20	16	100	90	300	55	25	65	300	60	80	20	300	50	235	30	29	160...200	32	28
M20	22	2,5	25	20	110	100	400	60	25	65	400	70	100	25	400	60	322	30	35	200...250	40	34
M24	26	3,0	30	24	130	120	440	70	30	70	450	80	120	30	450	70	362	30	42	250...300	48	41
M27	29	3,5	34	27	140	130	485	75	30	70	500	85	135	35	—	—	—	—	—	—	—	—
M30	32	4,0	36	30	150	140	535	80	35	75	550	90	150	35	550	80	442	30	—	—	—	—
M36	38	4,5	42	36	160	150	770	85	40	80	800	100	180	40	—	—	—	—	—	—	—	—

Основные параметры и размеры подмоторных плит



Обозначения плит	Типоразмер электродвигателя серии 4А	Основные размеры , мм						Масса, кг	Гайка 4	Шайба 8	Винт 9	Винт 10
		<i>B</i>	<i>L</i>	<i>L_l</i>	<i>b</i>	<i>H</i>	<i>H_l</i>					
001	11	160	180	220	26	40	40	7,41	M16	16	M6×12	M10×25
	30											
002	90	180	210									
	100											
003	112	200	250									
	132											
004	160	225	280									
	180											

ГЛАВА 31

ОФОРМЛЕНИЕ РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ ДЕТАЛЕЙ

Рабочие чертежи изделий в совокупности с техническими указаниями должны содержать все данные, определяющие форму и размеры деталей, шероховатость поверхностей, точность, материал, термообработку, отделку и другие сведения, необходимые для изготовления деталей соответствующего качества и обеспечения контроля. Необходимо отметить, что качество выполнения рабочих чертежей деталей существенно влияет на сроки их изготовления, стоимость, надежность и долговечность деталей и машины в целом.

Ниже излагаются рекомендации (в соответствии с ГОСТ 2.109) на выполнение рабочих чертежей деталей типа тел вращения и приводятся примеры изображения их типовых представителей.

31.1. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ И РЕКОМЕНДАЦИИ К ВЫПОЛНЕНИЮ РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ

Изображение детали на чертеже должно содержать минимальное количество видов, разрезов и сечений, необходимое для выявления формы детали и простановки размеров. Для обозначения на чертеже изображений (видов, разрезов, сечений) используются прописные буквы русского алфавита (за исключением букв Ё, З, Й, О, Х, Ъ, Ы, Ь), присваиваемые в алфавитном порядке без повторений. Буквенные обозначения не подчеркивают.

Деталь на чертеже рекомендуется изображать в положении, удобном для его чтения при ее изготовлении, т.е. в положении, характерном для ее установки на станке. Обычно ось детали - тела вращения (вал, шкив, зубчатое колесо и т.д.) располагают параллельно основной надписи, а сторону, более трудоемкую для токарной обработки - справа.

Конструктивные и технологические особенности детали во многом определяются методами координации поверхностей, т.е. правильной расстановкой размеров, а также правильным выбором значений и методов задания допусков, благодаря чему, не изменяя конструкцию, можно не только повысить точность и взаимозаменяемость детали, но и уменьшить трудоемкость её изготовления.

Число размеров на чертеже должно быть минимальным, но достаточным для качественного изготовления и контроля изображаемой детали. Все размеры, относящиеся к одному элементу, следует группировать в одном месте (рис.31.1,а), причем каждый размер следует указывать на чертеже только один раз. Размеры фасок и канавок не допускается включать в общую размерную цепь (рис.31.1,б); они обычно выносятся отдельно и изображаются в масштабе увеличения (рис.31.1,в.). Правила нанесения размеров определены ГОСТом 2.307.

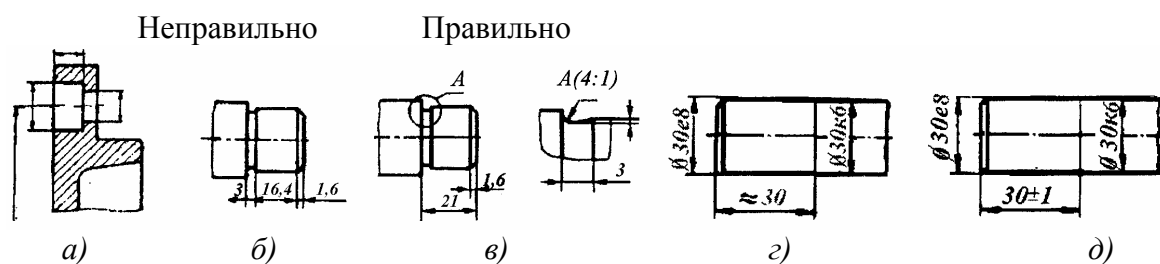


Рис.31.1. Нанесение размеров на элементах деталей

Основные принципы простановки размеров на чертежах деталей - тел вращения заключаются в следующем: 1. Размеры, некоторые из которых являются функциональными, определяющие качественные показатели изделия (цепные размеры, входящие в сборочные размерные цепи, сопряженные и присоединительные размеры - диаметры и длины посадочных мест валов, длины шпоночных пазов и т.д.) задают на рабочих чертежах деталей, исходя из чертежа сборочной единицы (коробки скоростей, редуктора и т.п.) и схем размерных цепей. 2.Свободные размеры – координирующие, габаритные, не определяющие сопряжение деталей, проставляют с учетом технологии изготовления детали и удобства ее контроля. 3.Справочные размеры, используемые для удобства пользования чертежом (при изготовлении детали не контролируются), отмечаются звездочкой и в технических требованиях указываются записью: * размеры для справок.

На рабочем чертеже необходимо указать предельные отклонения в миллиметрах для всех размеров. Исключение составляют только размеры, определяющие зоны различной точности или шероховатости одной и той же поверхности, термической обработки, покрытия или накатки. В этих случаях таким размерам предшествует знак $\approx$ (рис.31.1,г) или задаются предельные отклонения грубого (от 14-го квалитета) или очень грубого (от 16-го квалитета) класса точности (рис.31.1,д) в соответствии с табл.П.4.1.

Предельные отклонения многократно повторяющихся размеров низкой точности (от 12 квалитета и грубее) на чертеже детали не обозначают, а указывают в технических требованиях общей записью: неуказанные предельные отклонения размеров:

отверстий $+ITQ$, валов $-ITQ$, остальных $\pm \frac{ITQ}{2}$, где Q - номер квалитета.

Предельные отклонения линейных размеров, входящих в ряд нормальных линейных размеров (см. табл.П.3), обычно указывают:

- а) для рекомендуемых полей допусков их условными обозначениями, например, $60H7$;
- б) для не рекомендуемых полей допусков - условными обозначениями полей допусков с указанием справа в скобках числовых значений предельных отклонений, например, $20P8^{+0,012}_{-0,045}$.

Для линейных размеров, не входящих в ряд нормальных, предельные отклонения указывают их числовыми значениями, например, $66 + 0,030$.

Следует отметить, что часто предельные отклонения цепных размеров назначают в зависимости от вида компенсатора, используемого в процессе сборки и эксплуатации изделия. Так, если компенсатором служит деталь, которую шабруют или шлифуют в процессе измерений при сборке, то для уменьшения величины припуска поля допусков цепных размеров обычно принимают: отверстий $H9$, валов $h9$, остальных $\pm IT9/2$. Если в качестве компенсатора используется набор прокладок, то поля допусков цепных размеров принимают более свободными: $H11$, $h11$, $\pm IT11/2$. В случае, если компенсатором служит винтовое устройство, то за счет его больших компенсирующих возможностей поля допусков цепных размеров назначают: $H14$, $h14$, $\pm IT14/2$. Предельные отклонения на свободные размеры указывают в технических требованиях по аналогии с записью для размеров низкой точности (см. выше).

Базовые оси и поверхности изображают на чертежах равносторонним зачерненным треугольником (ГОСТ 2.308) с рамкой, в которой записывают заглавными буквами обозначение базы (высота треугольника $h \approx 3,5$ мм, рамки $2h$). Базы для назначения допусков формы и расположения обозначаются в соответствии с ГОСТ 2.308 буквами латинского алфавита, не повторяющими букв русского алфавита, использованных для обозначения разрезов, сечений, видов, отдельных мест.

Допуски формы и расположения поверхности изображают на рабочем чертеже графическими знаками (табл.31.1), которые записывают в рамке, разделенной на две или три части.

Таблица 31.1

Условные обозначения допусков формы и расположения

Допуск	Круглости	Цилиндричности	Соосности	Параллельности
Знак				
Допуск	Перпендикулярности	Радиального Биения	Симметричности	Позиционный
Знак				
Примечание. Знаки $\varnothing$ и T обозначают, что допуски заданы в диаметральном выражении.				

В первой части изображают графический знак допуска формы и расположения, во второй - приводится значение допуска и в третьей - изображение базы, относительно которой задан допуск.

Необходимо отметить, что если базой является поверхность, то треугольник изображают на некотором расстоянии от конца размерной линии (рис.31.2,а). Если базой служит ось или плоскость симметрии, то треугольник изображают на конце размерной линии (рис.31.2,б) или на сечении. В последнем случае размерную линию без указания размера повторяют (рис.31.2,в). Если нет необходимости указывать базу, то вместо треугольника используют стрелку (рис.31.2,г). В этом случае, если допуск относится к поверхности, а не к оси элемента, то стрелку изображают на некотором расстоянии от конца размерной линии; если же допуск относится к оси или плоскости симметрии, то конец соединительной линии должен совпадать с продолжением размерной линии (рис.31.2 д).

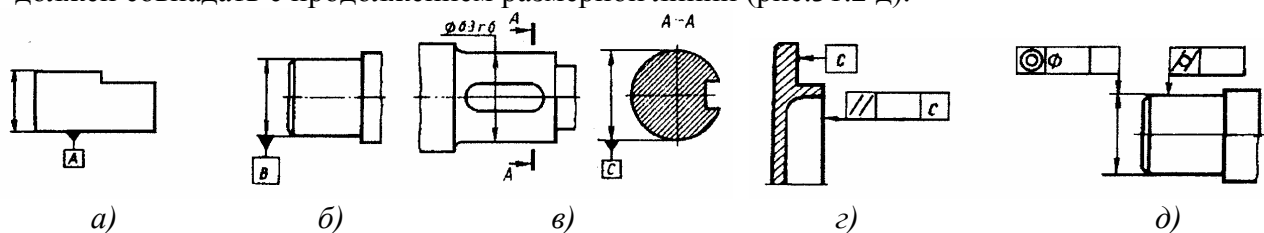


Рис.31.2. Изображение на чертежах условных обозначений баз, допусков формы и расположения

Для изображения на рабочих чертежах деталей шероховатости поверхности используют знаки, приведенные на рис.31.3. Высота $H=(1,5...3,0)h$, где h обычно равна высоте размерных чисел на чертеже.

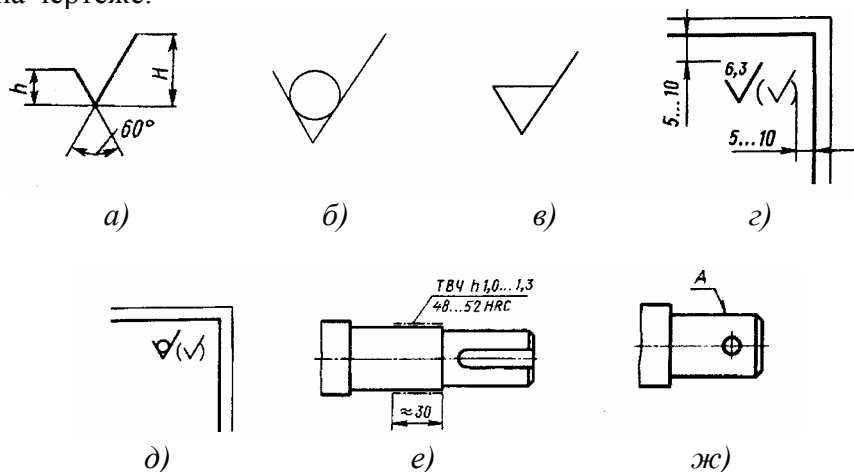


Рис.31.3. Знаки шероховатости и другие обозначения, указываемые на чертеже

Для обозначения шероховатости поверхностей, не обрабатываемых по данному чертежу, или когда важно, чтобы поверхность была образована без удаления слоя материала, (накатывание роликами, чеканка и т.п.), используют знак, показанный на рис.31.3,б. При наличии поверхностей с обязательным удалением слоя материала (точение, шлифование и т.д.) для обозначения шероховатости рекомендуется применять знак, показанный на рис.31.3,в.

Предпочтительно нормировать шероховатость через параметр Ra - среднее арифметическое отклонение профиля, мкм. Параметр Rz (высота неровностей профиля, мкм) рекомендуется для указания шероховатости на несопрягаемые обработанные поверхности, а также на поверхности, получаемые литьем, ковкой, штамповкой и др.

Знак в скобках, изображаемый в верхнем правом углу чертежа, показывает, что кроме указанной перед скобкой шероховатостью имеются поверхности с другой обозначенной на них шероховатостью (рис.31.3,г,д).

Согласно изменениям в ГОСТе 2.309, принятым в 2002 году, числовые значения параметров шероховатости указываются под полкой знака шероховатости и для всех параметров – с указанием символа.

Стандартом СТ СЭВ 367 регламентированы следующие правила изображения на рабочих чертежах деталей указаний об их термической или химико-термической обработке: если

термообработке одного вида подвергается вся деталь, то в технических требованиях приводят необходимые показатели свойств материала (запись типа: 230...260 HB или 245 ± 15 HB; 44...50 HRC или 47 ± 3 HRC; ТВЧ h 1,6...2,0, 50...56 HRC или ТВЧ h $1,8 \pm 0,2$, 53 ± 3 HRC; цементировать h 0,8...1,2, 56...62 HRC или h $1,0 \pm 0,2$, 59 ± 3 HRC); если термообработке подвергаются отдельные участки детали, то их обозначают на чертеже утолщенной штрихпунктирной линией, а на полках линий-выносок наносят показатели свойств материала (рис.31.3,е); если большую часть поверхности детали подвергают одному виду термообработки, а остальные другому или оставляют без обработки, то в технических требованиях делают запись: 50...56 HRC, кроме мест, обозначенных особо, или 45...50 HRC, кроме поверхности А (рис.31.3, ж).

На чертежах деталей типа тел вращения рекомендуется располагать (рис.31.4):

- а) осевые линейные размеры под изображением детали на минимальном (2...3) числе уровней;
- б) обозначение баз - под изображением детали;
- в) обозначение допусков формы и расположения - над изображением детали на одном или на двух уровнях;
- г) обозначение параметров шероховатости - на верхних частях изображения детали, а на торцовых поверхностях - под изображением детали, причем в обоих случаях - в непосредственной близости от размерной линии;
- д) полки линий - выносок, указывающие поверхности для покрытий и термообработки - над изображением детали.

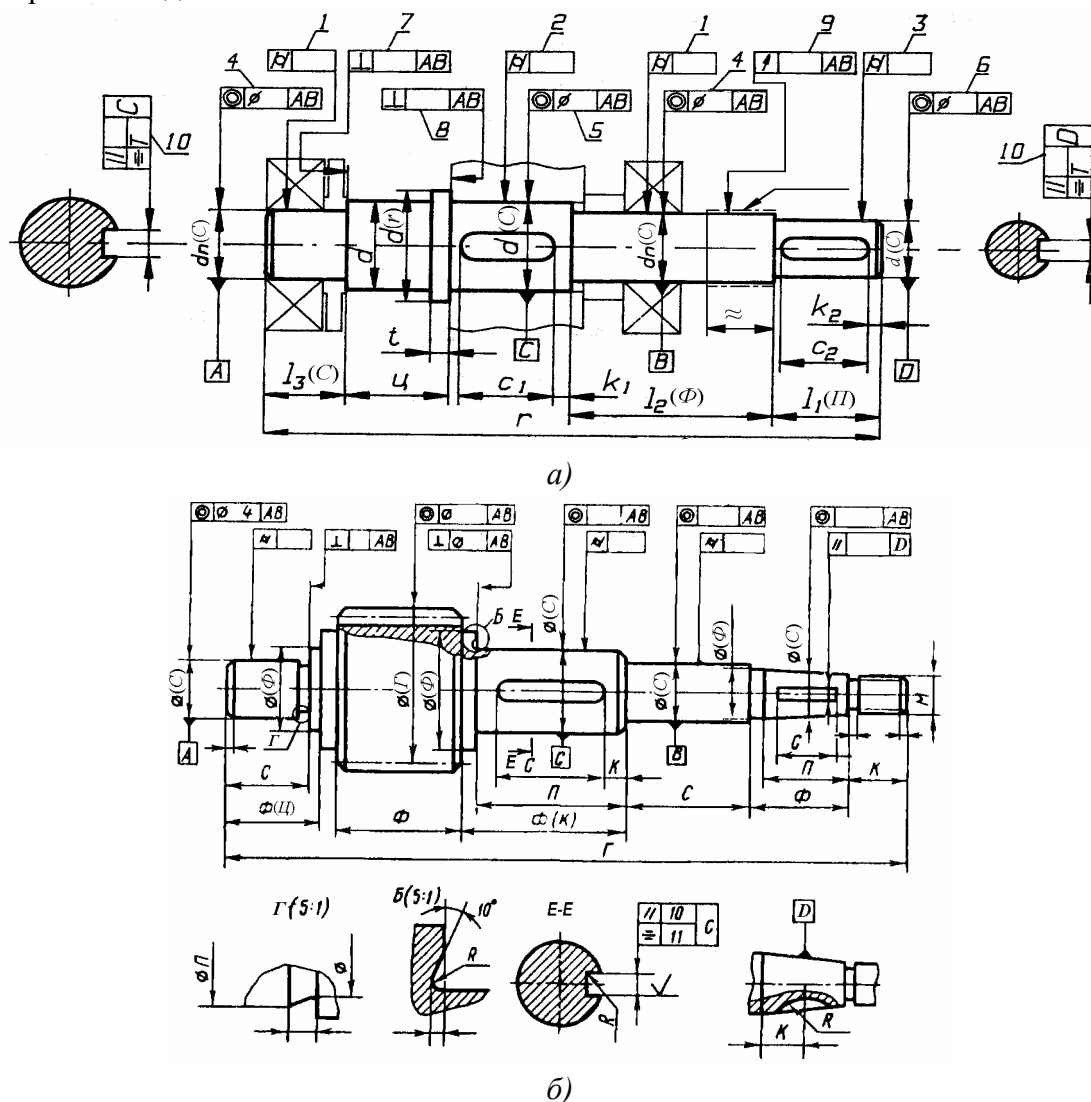


Рис. 31.4. Изображение на чертеже вала – а и вала-шестерни – б: размеров, баз, допусков формы и расположения

Текстовую часть, надписи и таблицы включают в чертеж в тех случаях, когда содержащиеся в них данные, указания и разъяснения невозможно или нецелесообразно выразить графически или условными обозначениями. Технические требования оформляются в соответствии с ГОСТ 2.316.

Технические требования (без записи заголовка), располагаемые над основной надписью (при недостатке места - левее ее последовательно столбцами шириной 185 мм), записывают сверху вниз в следующем порядке:

1. Требования к заготовке, материалу, термообработке (HB...HRC ...) и к свойствам материала готовой детали.
2. Указания о размерах (размеры для справок, радиусы закруглений, углы).
3. Предельные отклонения размеров (неуказанные отклонения).
4. Допуски формы и расположения, на которые в стандарте отсутствуют основные графические знаки.
5. Требования к качеству поверхности (указания по дополнительной обработке, покрытию и т.п.).
6. Другие требования к качеству изделия.
7. Указания о маркировании и клеймении.
8. Особые условия эксплуатации
9. Ссылки на другие документы, содержащие технические требования, распространяющиеся на данное изделие, но не приведенные на чертеже.

Более подробно о простановке размеров, выборе предельных отклонений линейных размеров, допусков формы и расположения, шероховатости поверхностей см. гл. 17.

31.2. ВЫПОЛНЕНИЕ РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ ДЕТАЛЕЙ ТИПА ВАЛОВ

В данном разделе приведены рекомендации к выполнению рабочих чертежей валов. Указания к оформлению поверхностей зубчатых венцов валов-шестерен, а также витков червяков приведены ниже, в разделе "Выполнение рабочих чертежей зубчатых, червячных колес и червяков".

На рабочих чертежах валов обычно указывают сопряженные (радиальные и осевые), цепочные, габаритные, координирующие, присоединительные осевые размеры в соответствии со способом, приведенным на рис.31.4,а, где размеры C_1 и C_2 - сопряженные (длины шпоночных пазов), G и C - габаритный и цепочный, K_1 и K_2 - координирующие расположение шпоночных пазов (удобные для контроля шаблоном или штангенциркулем), l_1 - присоединительный размер (П), l_2 и l_3 - длины посадочных поверхностей (совместно с размером l_1 и (Ц - t) определяют последовательность этапов токарной обработки вала), t - ширина буртика. Здесь размеры C_1 , C_2 , l_2 и C - функциональные (Ф), а остальные осевые размеры - свободные. Если термообработке подвергается отдельный участок вала, его размер задается со знаком $\approx$.

Кроме указанных размеров задают также глубину шпоночного паза t_1 (рис.31.5,а); при его расположении на конце вала указывается размер $d - t_1$ (удобный для контроля). На коническом конце вала глубину шпоночного паза t_1' (рис.31.5,б) устанавливают по зависимости

$$t_1' = t_1 + 0,05(0,4l + c),$$

где t_1 - глубина паза на среднем диаметре d_{cp} вала.

Поля допусков или предельные отклонения задают на размеры: сопряженные - в соответствии с посадками на сборочном чертеже; цепные - по рекомендациям, приведенным в гл.17; свободные - обычно по 12...14 квалитетам.

На размер ширины шпоночного паза для призматической шпонки обычно рекомендуется поле допуска $P9$, а для сегментной шпонки $N9$.

Предельное отклонение глубины шпоночного паза t_1 для сечения шпонки до 6х6 мм принимают +0,1 мм, а свыше 6х6 до 32х18 - +0,2 мм. На размер $d - t_1$ предельные отклонения назначают соответственно -0,1 и -0,2 мм.

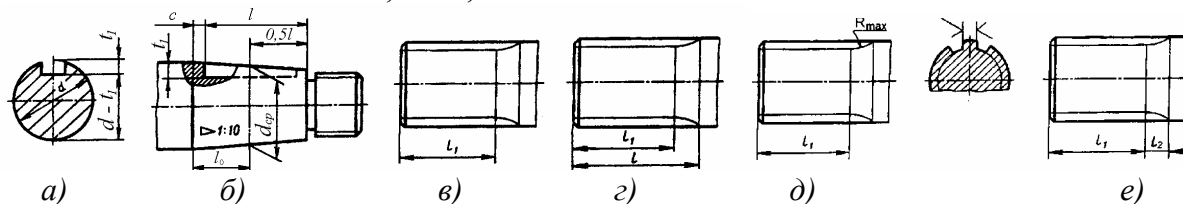


Рис.31.5. Изображение концевых участков валов

Условное обозначение элементов шлицевого соединения приводят на полке линии-выноски. Указывают также длину l_1 зубьев шлицев полного профиля до сбега (рис.31.5,в) и размер l (рис.31.5, г) или радиус фрезы R_{max} (рис.31.5, д), а также l_2 , если нужно ограничить выход инструмента.

Параметры шероховатости обрабатываемых поверхностей валов назначаются в соответствии с табл. 31.2.

Таблица 31.2

Параметры шероховатости Ra (мкм) обрабатываемых поверхностей валов

№ п/п	Вид поверхности вала	Ra
1.	Цилиндрические поверхности: центрирующие (подвижные, неподвижные) нецентрирующие для соединений с натягом	1,6... 0,8 3,2 0,8
2.	Торцы заплечиков валов для базирования: подшипников качения класса точности 0 зубчатых, червячных колес при отношении длины отверстия ступицы к диаметру $l/d < 0,8$ и $l/d \geq 0,8$	2,5...1,25 1,6 и 3,2
3.	Поверхности под резиновые манжеты	0,4...0,2
4.	Канавки, фаски, галтели	6,3
5.	Поверхности шпоночных пазов: рабочие нерабочие	3,2...1,6 6,3...3,2
6.	Боковые поверхности зубьев шлицев соединения: неподвижного подвижного Цилиндрические поверхности зубьев шлицев соединения: неподвижного центрирующего подвижного центрирующего нецентрирующего	1,6 0,8 0,8 0,4 3,2

Шероховатость поверхностей, не указанных в табл.31.2, можно определить по диаграмме на рис.17.16 или по формуле $Ra \approx 0,05t$, где t – допуск размера.

Рабочей осью вала или базой обычно является общая ось посадочных поверхностей для подшипников. На рис.31.4 она обозначена буквами А и В. Там же в рамках приведены условные обозначения допусков формы и расположения поверхностей, назначение которых следующие:

1. Допуск цилиндричности посадочных поверхностей, равный $0,3ITQ$, где ITQ – допуск размера посадочной поверхности в зависимости от качества, мкм (см.табл.П.4.1), назначают для подшипников (рис.31.4, поз.1) в целях ограничения отклонения геометрической формы поверхностей дорожек их колец, а для напрессованных на валы зубчатых и червячных колес, шкивов, муфт (поз.2 и 3) - в целях ограничения концентрации давлений на поверхности валов.

2. Допуск соосности посадочных поверхностей относительно их общей оси назначают для: а) подшипников качения (рис.31.4,поз.4) в зависимости от их типа (шариковые - степень точности допусков -7-ая, с короткими цилиндрическими роликами -6-ая и конические роликовые – 5-ая) по табл.31.3 с целью ограничения перекоса их колец; б) зубчатых и червячных колес (рис.31.4, поз.5) по табл.31.3 с использованием табл.31.4 в целях обеспечения нормы кинематической точности и нормы контакта зубчатых передач; в) полумуфт, шкивов, звездочек, расположенных на консольном конце вала (рис.31.4,поз.6), при $n \geq 1000 \text{ мин}^{-1}$ по норме $\approx 48/n$ (мм) с целью снижения дисбаланса вала и деталей, установленных на этой поверхности.

Таблица 31.3

Значения допусков соосности

Интервалы размеров мм,	Степень точности допусков соосности				
	5	6	7	8	9
	Допуски соосности, мкм				
св.18 до 30	10	16	25	40	60
” 30 ” 50	12	20	30	50	80
” 50 ” 120	16	25	40	60	100
” 120 ” 250	20	30	50	80	120
” 250 ” 400	25	40	60	100	160

Таблица 31.4

Степень точности допусков соосности для зубчатых и червячных передач

Степень кинематической точности передачи*	Диаметр делительной окружности, мм		
	св.50 до 125	св.125 до 280	св.280 до 560
	Степень точности допусков соосности		
6	5	6	7
7	6	7	7
8	7	7	8
9	7	8	8

*Примечание. Для червячных колес на одну степень точности грубее.

3. Допуск перпендикулярности базового торца вала назначают для: а) подшипников качения (рис.31.4, поз.7) в зависимости от их типа (шариковые - степень точности допусков - 8-ая, с короткими цилиндрическими роликами - 7-ая и конические роликовые - 6-ая) по табл.31.5 с целью уменьшения перекоса колец подшипников и искажения геометрической формы их дорожек; б) узких колес, у которых $l/d < 0.8$ (рис.31.4, поз.8) по табл.31.5 с использованием табл.31.6 с целью обеспечения принятой нормы контакта зубьев в передаче.

Таблица 31.5

Значения допусков параллельности и перпендикулярности

Интервалы размеров, мм	Степень точности допусков параллельности, перпендикулярности					
	5	6	7	8	9	10
	Допуск параллельности, перпендикулярности, мкм					
св. 16 до 25	4	6	10	16	25	40
" 25 " 40	5	8	12	20	30	50
" 40 " 63	6	10	16	25	40	60
" 63 " 100	8	12	20	30	50	80
" 100 " 160	10	16	25	40	60	100
" 160 " 250	12	20	30	50	80	120
" 250 " 400	16	25	40	60	100	160

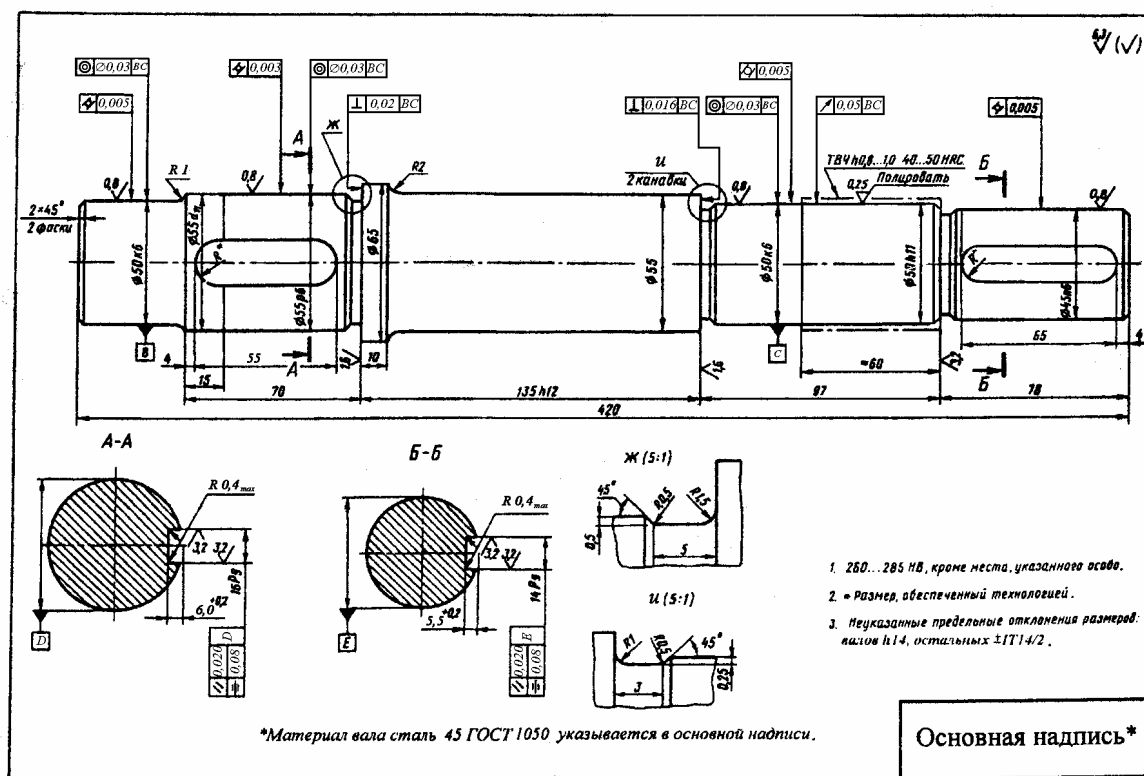


Рис.31.6. Рабочий чертеж вала

5 Допуск параллельности и симметричности_ шпоночного паза (рис.31.4, поз.10) назначают соответственно $\approx 0,5ITQ$ и $\approx 2ITQ$, где ITQ - допуск ширины шпоночного паза в зависимости от качества, мкм (см. табл. П.4.1).

Technical drawing of a shaft assembly, showing a side view and four detailed views (A-A, B-B, D, E). The shaft is labeled with dimensions and tolerances.

Side View Details:

- Shaft diameter: $\varnothing 32 \pm 0.017$ BC
- Keyway width: 12.5 ± 0.04 BC
- Keyway depth: 2.5 ± 0.02 BC
- Keyway fillet radius: $R 0.1$
- Shaft length: 220 ± 0.12
- Shaft diameter: $\varnothing 32 \pm 0.017$ BC
- Keyway width: 12.5 ± 0.04 BC
- Keyway depth: 2.5 ± 0.02 BC
- Keyway fillet radius: $R 0.1$
- Shaft diameter: $\varnothing 32 \pm 0.017$ BC
- Keyway width: 12.5 ± 0.04 BC
- Keyway depth: 2.5 ± 0.02 BC
- Keyway fillet radius: $R 0.1$

Section A-A:

- Keyway width: 12.5 ± 0.04 BC
- Keyway depth: 2.5 ± 0.02 BC
- Keyway fillet radius: $R 0.1$

Section B-B:

- Keyway width: 12.5 ± 0.04 BC
- Keyway depth: 2.5 ± 0.02 BC
- Keyway fillet radius: $R 0.1$

Section D (2.5:1):

- Keyway width: 12.5 ± 0.04 BC
- Keyway depth: 2.5 ± 0.02 BC
- Keyway fillet radius: $R 0.1$

Section E (2.5:1):

- Keyway width: 12.5 ± 0.04 BC
- Keyway depth: 2.5 ± 0.02 BC
- Keyway fillet radius: $R 0.1$

Section G, Ж (2.5:1):

- Keyway width: 12.5 ± 0.04 BC
- Keyway depth: 2.5 ± 0.02 BC
- Keyway fillet radius: $R 0.1$

Legend:

- 260...285 HB
- * Размер, обеспеченный технологией.
- Неуказанные предельные отклонения размеров: валов h14, $\pm IT 1/2$.

Material: *Материал вала сталь 45 ГОСТ1050 указывается в основной надписи.

Basic Title: Основная надпись*

Таблица 31.6

<i>Степень точности допусков перпендикулярности</i>			
Тип колес	Степень точности передач по нормам контакта		
	6	7,8	9
	Степень точности допусков перпендикулярности		
Зубчатые	5	6	7
Червячные	6	7	8

Основные параметры зубчатых, червячных колес и червяков (диаметр, ширина, модуль, число зубьев и т.д.) определяются при проектировании передачи. Дополнительными к ним являются сведения, регламентирующие технологию их изготовления в виде предельных отклонений, параметров шероховатости, твердости рабочих поверхностей, точности и т.д. Отличие рабочих чертежей зубчатых, червячных колес и червяков от рабочих чертежей других деталей заключается в основном в необходимости выполнения по ним зубчатых венцов.

Ниже рассматриваются вопросы, связанные с назначением требований, предъявляемых к точности заготовок и выполнению зубчатых венцов колес и витков червяка, а также по оформлению рабочих чертежей для их изготовления.

514

ских зубчатых колес и секторов, зубчатых реек, конических зубчатых колес с прямолинейным профилем исходного контура, червяков и червячных колес указывают на их изображении, в таблице параметров (размещаемой в правом верхнем углу чертежа) и текстом, располагаемым над основной надписью.

На изображении цилиндрического зубчатого колеса (рис.31.8,а) указывают: диаметр вершин зубьев d_a ; ширину венца b ; размеры фасок c или радиусы линии притуплений на кромках зубьев R ; шероховатость боковых поверхностей зубьев ∇ .

На изображении конического зубчатого колеса (рис.31.8,б) необходимо указать внешний диаметр вершин зубьев до притупления кромок зубьев d_{ae} ; угол конуса вершин зубьев δ_a ; угол дополнительного конуса γ ; ширину зубчатого венца по образующей делительного конуса b ; расстояние A от базовой поверхности T до вершины делительного конуса (базовое расстояние); расстояние от базовой поверхности T до плоскости внешней окружности вершин зубьев C_1 ; размеры фасок или радиусы линий притуплений на кромках зубьев R ; шероховатость боковых поверхностей зубьев ∇ ; положение измерительного сечения.

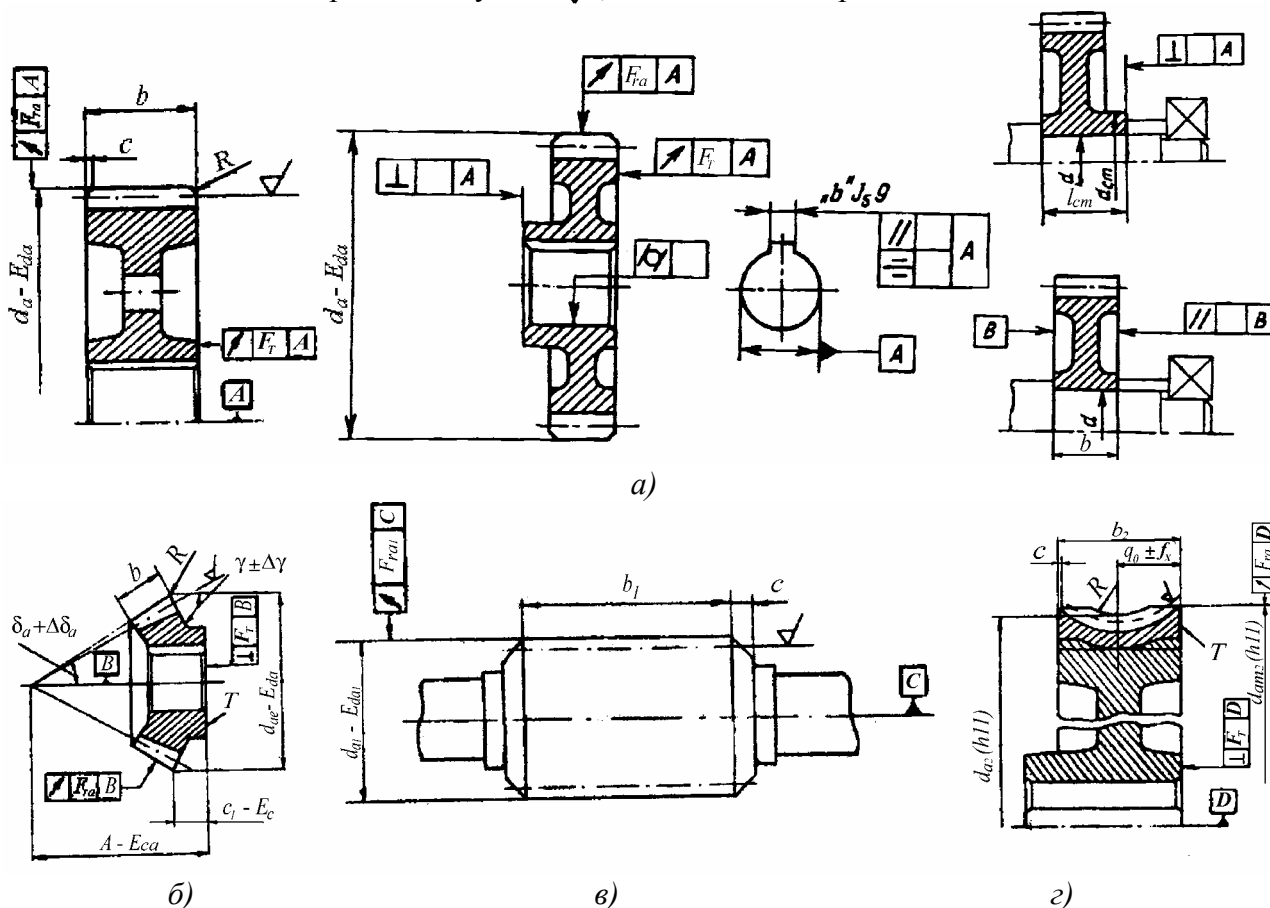


Рис.31.8. Параметры зубчатых венцов, указываемые на чертежах

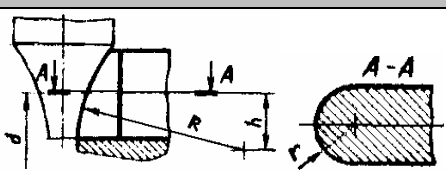
На изображении цилиндрического червяка (рис.31.8,в) указывают: диаметр вершин витка d_{a1} ; длину нарезной части червяка по вершинам витков b_1 ; размеры фасок C на концах витков; шероховатость боковых поверхностей витков ∇ .

На изображении червячного колеса (рис.31.8,г), должны быть указаны: диаметр вершин зубьев d_{a2} ; наибольший диаметр d_{am2} ; ширина зубчатого венца b_2 ; расстояние от базового торца T до средней торцевой плоскости колеса q_0 ; радиус поверхности вершин зубьев R ; размеры фасок C или радиусы притупления торцевых кромок зубьев; шероховатость боковых поверхностей зубьев ∇ .

Обычно закругленные торцы зубьев переключаемых колес (табл.31.7), а также модифицированный или бочкообразный зуб цилиндрического колеса изображают отдельно с нанесением необходимых размеров.

Таблица 31.7

Параметры закругления торцов зубьев на его венце для переключаемых колес

	Модуль m , мм	R , мм	r , мм	h , мм
	1,5	7	1,2	2,3
	2,0	9	1,6	3,0
	2,5	11	2,0	3,8
	3,0	14	2,4	4,5
	3,5	16	2,8	5,3
	4,0	18	3,1	6,0

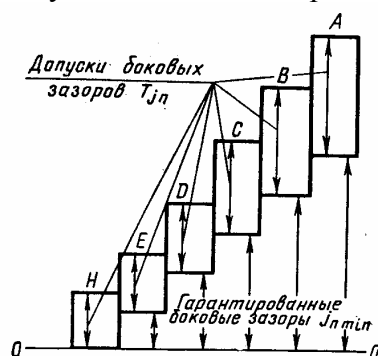
Параметры шероховатости обрабатываемых базовых и рабочих поверхностей зубьев колес и витков червяков назначают в зависимости от степени их точности в соответствии с табл.31.8.

Шероховатости поверхностей, не указанные в табл. 31.8, могут быть определены по диаграмме на рис. 17.16 или приняты из условия $Ra \approx 0,05t$, где t – допуск размера.

Остальные данные, необходимые для изготовления и контроля точности зубчатого венца колес или витков червяка, указывают в таблице параметров и в виде технических требований (графическими знаками на изображениях либо текстом).

Зубчатые, червячные колеса и червяки изготавливаются в соответствии с принятой точностью по нормам кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев.

Независимо от степени точности зубчатых колес установлено шесть видов сопряжений зубчатых колес в передаче – H , E , D , C , B , A (рис. 31.9).



Вид сопряжения	Диапазон степеней кинематической точности передачи
A	3...12
B	3...10
C	3...9
D	3...8
E	3...7
H	3...7

Рис. 31.9. Виды сопряжений зубчатых колес

Видам сопряжений H и E соответствует вид допуска на боковой зазор h , а видам сопряжений D , C , B и A – виды допуска d , c , b и a соответственно.

Боковой зазор в передаче характеризуется комплексным показателем j_{min} , который для передач с постоянным расположением осей обеспечивается предельным отклонением межосевого расстояния, а для зубчатых колес дополнительным смещением исходного контура.

Сопряжение H с минимальным зазором применяется в реверсивных тихоходных передачах с жесткими требованиями в отношении «мертвого» хода.

В случае нагрева передачи при её работе с увеличением температуры колес до $t_{кол}^{\circ}$ и корпуса до $t_{кор}^{\circ}$ по сравнению с нормальной (20°C) размеры колес увеличиваются в большей степени, чем расстояние между их осями, вследствие чего боковой зазор уменьшается. Для обеспечения необходимой толщины слоя смазки между зубьями ($V \approx 0,1\text{мм}$) и компенсации температурных деформаций при коэффициентах линейного расширения колес и корпуса соответственно $\alpha_{кол}$ и $\alpha_{кор}$ потребный гарантированный боковой зазор определяется зависимостью

$$j_n = V + 2a_w \sin \alpha_w [\alpha_{кол} (t_{кол} - 20) - \alpha_{кор} (t_{кор} - 20)],$$

где a_w и α_w – межосевое расстояние и угол зацепления.

Для стальных колес $\alpha_{кол} = 11,5 \cdot 10^{-6}$; для чугунного корпуса $\alpha_{кор} = 10,5 \cdot 10^{-6}$. По значению j_n выбирается соответствующий вид сопряжения (E , D , C , B или A) с выполнением условия $j_{n\ min} > j_n$.

Сопряжение B , в частности, гарантирует минимальное значение бокового зазора, при котором исключается возможность заклинивания передачи в случае разности температур стальных колес и чугунного корпуса, равной 25°C.

Таблица 31.8

Параметры шероховатости Ra (мкм) обрабатываемых поверхностей зубчатых, червячных колес и червяков

Рабочие поверхности					
Элементы передачи	Вид поверхности	Степень точности по нормам контакта			
		6	7	8	9
Цилиндрические зубчатые колеса	Рабочая поверхность зубьев	0,63	1,25	2,5	5,0
	Цилиндр выступов при измерении:				
	$\bar{S}_c$ или $\bar{S}_y$	1,25	2,5	2,5	5,0
	W или $M (M_{ш})$	2,5	5,0	5,0	10,0
Конические зубчатые колеса	Базовый торец	2,5	2,5	5,0	10,0
	Рабочая поверхность зубьев	0,63	1,25	2,5	5,0
	Конус выступов и внешний дополнительный конус	1,25	2,5	2,5	5,0
	Базовый торец	2,5	2,5	5,0	10,0
Червячные колеса	Рабочая поверхность зуба	1,25	1,25	2,5	5,0
	Поверхность выступов	2,5	5,0	5,0	10,0
	Базовый торец	2,5	2,5	5,0	10,0
Червяки	Рабочая поверхность витков	0,32	0,63	1,25	2,5
	Цилиндрическая поверхность при измерении:				
	$\bar{S}_{a1}$	1,25	1,25	2,5	2,5
	M_1	2,5	2,5	5,0	5,0
Примечания: $\bar{S}_c$ - постоянная хорда зуба ; $\bar{S}_y$ - толщина зуба по хорде; W - длина общей нормали; $M (M_{ш})$ - торцевой размер по роликам или шарикам; $\bar{S}_{a1}$ - делительная толщина по хорде витка червяка; M_1 - размер червяка по роликам. Параметры, определяющие виды контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев (витков червяка), указывают в таблице параметров и технических требованиях.					
Остальные поверхности					
Элементы передачи	Вид поверхности	Ra			
Цилиндрические и конические зубчатые колеса Червячные колеса Червяки	Цилиндрические поверхности: центрирующие (подвижные, неподвижные)	2,5...1,25			
	нецентрирующие	3,2			
	для соединений с натягом	1,6			
	Торцы ступиц для базирования: подшипников качения класса точности 0	1,6			
	по торцу заплечиков валов при отношении длины отверстия в ступице к диаметру $l/d < 0,8$ и $l/d \geq 0,8$	1,6 и 3,2			
	Свободные (нерабочие) торцевые поверхности	6,3			
	Поверхности шпоночных пазов в отверстиях ступиц: рабочие	1,6			
	нерабочие	3,2			
	Боковые поверхности зубьев шлицев в отверстиях ступиц соединения: неподвижного	2,5			
	подвижного	1,25			
	Цилиндрические поверхности зубьев шлицев в отверстиях ступиц соединения: неподвижного центрирующего	1,6			
	подвижного центрирующего	0,8			
	нецентрирующего	3,2			
	Фаски и выточки	6,3			

Таблица параметров (рис.31.10, а) состоит из трех частей, разделенных сплошными (основными) линиями. В первой части таблицы приводятся основные данные для нарезания

зубьев колес или витков червяка, во второй - данные для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев (витков), в третьей - справочные данные, которые используют при наладке зуборезного станка.

Если зубчатое колесо имеет два или более венцов одного вида, то значения параметров указывают для каждого венца в отдельных графах, обозначив венец колеса и соответствующую ему графу таблицы прописной буквой русского алфавита (рис.31.10,б). Неиспользованные строки таблицы параметров исключают или ставят прочерк.

1. В первой части таблицы параметров для цилиндрических зубчатых колес приводят: модуль m ; число зубьев z ; угол наклона линии зуба β ; направление линии зуба – «Правое», «Левое», «Шевронное»; нормальный исходный контур со ссылкой на стандарт (ГОСТ 13755); коэффициент смещения x ; степень точности по нормам на кинематическую точность, плавность работы и контакта зубьев (с обозначением стандарта на нормы точности - ГОСТ 1643) и вид сопряжения.

При условном обозначении точности передачи с различной степенью точности по каждой из трех норм или при отклонении одной из них указываются соответственно степени точности по каждой норме. В большинстве случаев степени точности по нормам контакта совпадают со степенями точности по нормам плавности, а степени по нормам кинематической точности на единицу выше.

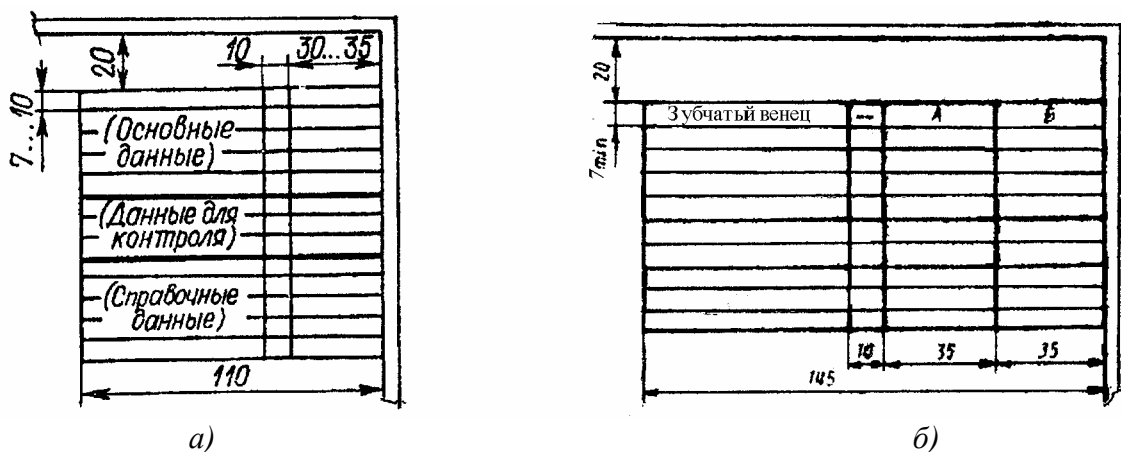


Рис.31.10. Таблица параметров

Во второй части таблицы указывают длину общей нормали W с предельными отклонениями или толщину зуба $\bar{S}_c$ по постоянной хорде с предельными отклонениями и высоту до постоянной хорды $\bar{h}_c$.

Длина общей нормали определяется выражением:

$$W_{1(2)} = [\pi(z_{n1(2)} \mp 0,5) + 2x_{1(2)} \operatorname{tg} \alpha + z_{1(2)} \operatorname{inv} \alpha_t^*)] m \cos \alpha,$$

где
$$z_{n1(2)} = \frac{z_{1(2)}}{\pi} [\operatorname{tg} \alpha_{x1(2)} / (\cos^2 \beta) - 2x_{1(2)} \operatorname{tg} \alpha / z_{1(2)} - \operatorname{inv} \alpha_t] + 0,5; \quad (31.1)$$

$$\alpha_{x1(2)} = \arccos A_{1(2)}; \quad A_{1(2)} = z_{1(2)} \cos \alpha_t / (z_{1(2)} + 2x_{1(2)} \cos \beta),$$

причем при $A_{1(2)} \geq 1$ $z_{n1(2)} \geq 3$; при $A_{1(2)} < 1$ $z_{n1(2)} \approx \frac{z}{9} + 1$; $\beta = \arcsin (\sin \beta \cdot \cos 20^\circ)$.

Толщина зуба и высота до постоянной хорды:

$$\bar{S}_{c1(2)} = (0,5\pi \cos^2 \alpha \pm x_{1(2)} \sin 2\alpha) m;$$

* $\alpha_t = \arctg \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$, при $\beta = 0$ и $\alpha = 20^\circ$, $\operatorname{inv} \alpha_t = 0,014$

$$\bar{h}_{c1(2)} = 0,5 (\pm d_{a1(2)} \mp d_{1(2)} - \bar{S}_{c1(2)} \operatorname{tg} \alpha).$$

Верхние знаки относятся к зубчатым колесам с внешними, а нижние - с внутренними зубьями.

В третьей части приводят делительный диаметр d , высоту зуба h и обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса.

2. В первой части таблицы параметров для конических зубчатых колес указывают: модуль (внешний окружной m_{te} для прямозубого и средний нормальный m_{nm} для колеса с круговыми зубьями); число зубьев z ; тип зуба - "Прямой", "Круговой"; осевую форму зуба (I, II или III)

по ГОСТ 19325 для колес с круговыми зубьями; средний угол наклона линии зуба β_m для колес с круговыми зубьями; направление линии зуба - "Правое" или "Левое"; исходный контур со ссылкой на соответствующий стандарт - ГОСТ 13754 для колес с прямыми зубьями и ГОСТ 16202 для колес с круговыми зубьями; коэффициент смещения с соответствующим знаком: внешний окружной x_e для колес с прямыми зубьями, средний нормальный x_n для колес с круговыми зубьями (при отсутствии смещения в графе проставляется 0); коэффициент изменения толщины зуба x_t с соответствующим знаком (при отсутствии изменения расчетной толщины в графе проставляют 0); угол делительного конуса δ ; степень точности по нормам точности в соответствии с ГОСТ 1758 и вид сопряжения.

Во второй части таблицы обычно приводят параметры постоянной хорды зуба $\bar{S}_c$ с предельными отклонениями и высоту до нее $\bar{h}_c$.

Для конических прямозубых колес (по внешнему делительному диаметру):

$$\begin{aligned} \bar{S}_{ce1(2)} &= S_{e1(2)} \cos^2 \alpha; \\ \bar{h}_{ce1(2)} &= h_{ae1(2)} - 0,25 S_{e1(2)} \sin 2\alpha; \end{aligned} \quad (31.2)$$

для конических колес с круговыми зубьями (в нормальном сечении по среднему делительному диаметру):

$$\begin{aligned} \bar{S}_{cn1(2)} &= S_{nm1(2)} \cos^2 \alpha_n; \\ \bar{h}_{cn1(2)} &= h_{a1(2)} - 0,25 S_{nm1(2)} \sin 2\alpha_n, \end{aligned} \quad (31.3)$$

где $S_{e1(2)}$; $S_{nm1(2)}$; $h_{ae1(2)}$; $h_{a1(2)}$ - см. табл. 3.29.

В третьей части указывают: межосевой угол передачи Σ ; модуль (средний окружной m_{tm} - для колес с прямыми зубьями и внешний окружной m_{te} - с круговыми), внешнее R_e и среднее R_m конусные расстояния; средний делительный диаметр d_m ; угол конуса впадин δ_f ; внешнюю высоту зуба h_e ; обозначение чертежа сопряженного колеса.

3. В первой части таблицы параметров червяка приводят: модуль m , число витков (заходов) z_1 , вид червяка (по типу: ZA - архимедов, ZI - эвольвентный, ZN1 - конволютный с прямолинейным профилем витка, ZN2 - конволютный с прямолинейным профилем впадин, ZK1 - червяк образован конусом и ZT1 - образован тором); делительный угол подъема линии витка γ , направление линии витка ("Правое", "Левое"), исходный червяк со ссылкой на стандарт (ГОСТ 19036), степень точности в соответствии с ГОСТ 3675 и вид сопряжения по нормам бокового зазора.

Во второй части таблицы приводят делительную толщину по хорде витка червяка $\bar{S}_{a1}$ с предельными отклонениями, высоту до хорды h_{a1} :

$$\bar{S}_{a1} = 0,5 \pi m \cos \gamma; \quad h_{a1} = m + 0,5 \bar{S}_{a1} \operatorname{tg} [0,5 \operatorname{arc} \sin (\bar{S}_{a1} \sin^2 \gamma / d_1)]. \quad (31.4)$$

В третьей части таблицы записывают: делительный диаметр червяка d_1 , ход витка $p_{z1} = \pi m z_1$, обозначение чертежа сопряженного колеса.

4. В первой части таблицы параметров червячного колеса указывают: модуль m , число зубьев z_2 , направление линии зуба ("Правое", "Левое"), коэффициент смещения червяка x ,

исходный производящий червяк со ссылкой на стандарт (ГОСТ 19036), степень точности в соответствии с ГОСТ 3675 и вид сопряжения по нормам бокового зазора.

Вторую часть таблицы (2...3 строки) обычно оставляют свободной.

В третьей части таблицы приводят межосевое расстояние a_w , делительный диаметр колеса d_2 , вид сопряженного червяка, число витков (заходов) сопряженного червяка z_1 и обозначение чертежа сопряженного червяка.

Технологический процесс обработки, а также способ установки и выверки изделия существенно влияет на точность его изготовления и контроля. Поэтому при разработке рабочих чертежей изделий должны быть установлены требования к базовым поверхностям заготовок. Заготовки зубчатых колес – обычно кованные в штампах – при серийном производстве, либо полученные свободной ковкой – при мелкосерийном производстве.

1. Базовыми поверхностями у цилиндрических зубчатых колес обычно являются: отверстие зубчатого колеса, используемое для монтажа зубчатого колеса на вал (рис.31.8,а), а у вала-шестерни - опорные шейки вала; наружный цилиндр зубчатого колеса, используемый часто для выверки заготовки на зуборезном станке и для контроля размеров зуба; базовый торец зубчатого колеса, по которому заготовка базируется при зубообработке.

Шероховатость базовых поверхностей (посадочного отверстия цилиндрического зубчатого колеса и опорных шеек вала-шестерни) и значения их точности приведены в табл.31.9.

Для ограничения концентрации контактных давлений на поверхности базового отверстия в ступице колеса допуск цилиндричности для неё принимается равным 0,3 ITQ, где ITQ – допуск размера посадочной поверхности в зависимости от качества, мкм (см. табл.П.4.1.)

Если наружный цилиндр заготовки используется в качестве базы при установке зубчатого колеса на станок и для контроля размеров зуба (например, для замера зуба по постоянной хорде), то на диаметр d_a (рис.31.8,а) назначают предельное отклонение E_{da} и допуск F_{ra} радиального биения наружного цилиндра заготовки, определяемые по зависимостям, приведенным в табл.31.10, где значения допуска радиального биения зубчатого венца F_r определяются по табл.31.11.

Таблица 31.9

Значения точности и шероховатости базовых поверхностей заготовок

Параметры базовых поверхностей		Степень точности		
		5	6	7...8
Отверстие	Квалитет	5	6	7
	Шероховатость R_a , мкм	0,8		1,6
Опорные шейки вала-шестерни	Квалитет	5		6
	Шероховатость R_a , мкм	0,4		1,25
	Радиальное биение, мкм	10+0,16d		15+0,25d

Примечание. d - диаметр базовой шейки вала, мм.

В случае, если наружный цилиндр не используют в качестве базы при установке на зубообрабатывающий станок и для контроля толщины зуба, то отклонение E_{da} принимают по полям допусков $h11$ для зубчатых колес с модулем до 5 мм и $h13$ - с модулем свыше 5мм. Для зубчатых колес с внутренними зубьями значения E_{da} назначают соответственно по $H11$ и $H13$. Установленный допуск не должен превышать 0,1mm.

Таблица 31.10

Зависимости для определения предельных отклонений E_{da} и F_{ra} цилиндрических колес, мкм

Вид сопряжения	E_{da}	F_{ra}
D	0.7 F_r + 12	0,5 E_{da}
C	0.9 F_r + 16	
B	1.1 F_r + 20	
A	1.2 F_r + 25	

Таблица 31.11

Значения допуска радиального биения зубчатого венца F_r для цилиндрических, конических, червячных колес и червяков, мкм

Модуль m^* , мм	Степень точности								
	6			7			8		
	Делительный диаметр d^{**} , мм								
	до 125	св. 125 до 400	св. 400 до 800	до 125	св. 125 до 400	св. 400 до 800	до 125	св. 125 до 400	св. 400 до 800
св. 1 до 3,5	25	36	45	36	50	63	45	63	80
св. 3,5 до 6,3	28	40	50	40	56	71	50	71	90
св.6,3 до 10	32	45	56	45	63	80	56	80	100
св.10 до 16	--	50	63	--	71	90	--	90	112

Пр и м е ч а н и я: *Для конических передач – средний нормальный модуль; для червячных передач – осевой модуль; **для конических передач – средний делительный диаметр.

Отклонение от перпендикулярности базового торца заготовки к рабочей оси цилиндрического зубчатого колеса приводит к отклонениям направления зубьев. Рекомендуемые допуски торцового биения заготовки F_T приведены в табл. 31.12.

Торец ступицы колеса часто используют в качестве базы для установки подшипников. В этом случае при отношении длины посадочного отверстия к диаметру $l_{cm}/d \geq 0,8$ на торец ступицы задается допуск перпендикулярности к базовой оси A на диаметре ступицы d_{cm} .

При отношении $l_{cm}/d < 0,8$ задается допуск параллельности торцов ступицы, который относят к диаметру ступицы d_{cm} (рис. 31.8, а). Если же колесо не имеет ярко выраженной ступицы, допуск параллельности задают на условном диаметре $d' = (1,2 \dots 2)d$, где d – диаметр посадочного отверстия колеса. Задание этих допусков позволяет создать точную базу для подшипника качения, уменьшить перекося колец подшипников и искажение геометрической формы дорожки качения внутренних колец.

Для рассмотренных случаев допуски перпендикулярности и параллельности базовых торцов ступицы колеса назначают по табл. 31.5 в соответствии со степенью точности допусков в зависимости от типа подшипника, базируемого по торцам ступицы.

Степени точности принимают: для допуска перпендикулярности – 7, 6 и 5 и для допуска параллельности – 6, 5 и 4 соответственно для шариковых радиальных и радиально-упорных, радиальных с цилиндрическим роликом и конических роликовых подшипников.

При шпоночном соединении зубчатого колеса с валом для ограничения концентрации контактных давлений назначают допуски параллельности $\approx 0,5$ ITQ и симметричности ≈ 2 ITQ шпоночного паза относительно оси посадочного отверстия, где ITQ – допуск ширины шпоночного паза в зависимости от качества, мкм (табл. П.4.1).

Таблица 31.12

Значения допуска (мкм) торцового биения заготовки F_T для цилиндрических и червячных колес при $d=100$ мм

Степень точности по нормам контакта	Ширина зубчатого венца, мм		
	до 40	св. 40 до 100	Св. 100 до 160
6	20	10	6,4
7	24	12	8,0
8	40	20	12,8

Примечание. Значение допуска торцового биения определяется умножением значения F_T , взятого из таблицы, на величину $d/100$, где d – делительный диаметр, мм.

2. Базовыми поверхностями у конических зубчатых колес обычно являются: отверстие зубчатого колеса (рис. 31.8, б), используемое для монтажа зубчатого колеса на вал, а у вала-шестерни – опорные шейки вала; конус вершин и внешний диаметр вершин зубьев d_{ae} , используемые для выверки на зубообрабатывающем станке и для контроля размеров зуба; базовый торец T зубчатого колеса, по которому базируется заготовка на станке.

Степень точности и шероховатость базовых поверхностей (посадочного отверстия конического зубчатого колеса и опорных шеек вала-шестерни) назначают по данным табл.31.9.

Допуск на отклонение внешнего диаметра заготовки E_{da} назначают по данным табл.31.13.

Предельное отклонение биения конуса вершин зубьев F_{ra} в направлении, перпендикулярном к образующей конуса, обычно принимают равным $F_{ra} = 0,6 F_r$, где допуск биения зубчатого венца F_r устанавливают по табл.31.11, а допуск на угол δ_a конуса вершин зубьев при $m_{te} \geq 1,5$ мм назначают $\Delta\delta_a = \pm 8'$, и на дополнительный угол γ допуск $\Delta\gamma = \pm 15'$.

Допуск перпендикулярности базового торца заготовки к рабочей оси конического зубчатого колеса устанавливают по зависимости

$$F_T = (d_\delta / d_e) f_c \operatorname{tg} \delta, \quad (31.5)$$

где d_δ - диаметр базового торца заготовки; d_e - внешний делительный диаметр зубчатого колеса; f_c - предельное отклонение смещения осей колес (табл.31.14); δ - угол делительного конуса.

Таблица 31.13

Предельные отклонения E_{da} на внешний диаметр вершин зубьев для конических колес

Степень точности	Вид допуска бокового зазора	Средний делительный диаметр d_m , мм	
		до 120	св.120 до 500
		Поле допуска	
6	h, d	$h7$	$h6$
	c, b	$h8$	$h7$
	a	$h9$	$h8$
7	d	$h8$	$h7$
	c	$h8$	$h8$
	b	$h9$	$h8$
	a	$h9$	$h9$
8	d, c	$h8$	$h8$
	b	$h9$	$h8$
	a	$h9$	$h9$

Предельные отклонения расстояния от базовой плоскости до плоскости внешней окружности вершин зубьев E_c рекомендуется принимать: 0,05 мм для конических зубчатых колес с внешним окружным модулем от 1 до 5 мм и 0,1 мм для колес с модулем свыше 5 мм. Допуск на расстояние от базового торца до вершины делительного конуса (базовое расстояние A – рис. 31.8,б) можно принимать равным $E_{ca} = E_c (R_e / R)$.

Таблица 31.14

Предельные отклонения смещения осей конических колес f_c , мкм

Степень точности	Среднее конусное расстояние R_m , мм		
	До 50	Св.50 до 100	Св.100 до 200
6	12	15	18
7	18	20	25
8	28	30	36

3. Для обеспечения требований к точности заготовки цилиндрического червяка (рис.31.8,в) при условии, что его внешний цилиндр используется как измерительная база, на диаметр d_{a1} назначают предельное отклонение E_{da1} (табл. 31.16) и допуск радиального биения F_{ra1} (табл.31.17).

4. Для обеспечения требуемой точности заготовки червячного колеса (рис.31.8,г) ряд его размеров ограничивают предельными отклонениями:

допуск F_T торцового биения базового торца T назначается в соответствии с табл.31.12;

допуск радиального биения наружного цилиндра колеса $F_{ra} = 0,4F_r$, где F_r выбирается в соответствии с табл. 31.11;

поле допускаемого отклонения наибольшего диаметра червячного колеса d_{a2} и диаметра вершин зубьев d_{a2} принимается по $h11$;

предельное смещение средней плоскости червячного колеса f_x (мкм) от базового торца в обработке (размер q_0) и предельное отклонение межосевого расстояния передачи f_a (мкм) определяют по формулам:

$$f_x = B_x \sqrt[3]{a_w} ; \quad f_a = B_a \sqrt[3]{a_w} , \quad (31.6)$$

где a_w - межосевое расстояние, мм.

Коэффициенты B_x и B_a принимаются в зависимости от степени точности передачи по табл. 31.15.

Таблица 31.15

Значения коэффициентов B_x и B_a

Коэффициент	Степень точности		
	6	7	8
B_x	5,4	8,5	13,4
B_a	6,95	11,0	17,4

Предельное отклонение межосевого расстояния в обработке $\Delta = \pm (0,6 \dots 0,7) f_a$ (указывается на размер a_w корпуса передачи, см. гл. 32).

Таблица 31.16

Предельные отклонения^{*)} E_{da1} диаметра d_{a1} червяка

Степень точности	Вид сопряжения	
	D, C	B, A
6	$h6$	$h7$
7	$h6$	$h7$
8	$h7$	$h8$

*) Предельные отклонения E_{da1} совпадают со значениями поля допуска, указанными в таблице.

Как указывалось ранее, из различных видов контроля наибольшее распространение получили следующие: измерение постоянной хорды зуба $\bar{S}_c$, делительной толщины по хорде витка червяка $\bar{S}_{a1}$ и длины общей нормали W (см. ф-лы 31.1-31.4).

Таблица 31.17

Значения допуска F_{ra1} радиального биения наружного цилиндра червяка, мкм

Степень точности	Вид сопряжения	Делительный диаметр d_f червяка, мм			
		св. 30 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 180
6	A, B, C, D	10	11	12	13
7	D	13	13	14	15
	A, B, C	13	15	16	19
8	D	14	15	16	16
	C	17	19	20	22
	A, B	17	19	21	24

На размеры $\bar{S}_c$, $\bar{S}_{a1}$ и W для зубчатых колес с внешними зубьями и червяков назначаются предельные отклонения по следующей схеме:

$$\bar{S}_c \begin{matrix} -E_{cs} \\ -(E_{cs} + T_{cs}) \end{matrix} ; \quad \bar{S}_{a1} \begin{matrix} -E_{ca} \\ -(E_{ca} + T_{ca}) \end{matrix} ; \quad W \begin{matrix} -E_{ws} \\ -(E_{ws} + T_{ws}) \end{matrix} ,$$

где E_{cs} , E_{ca} , E_{ws} – наименьшие предельные отклонения толщины зуба, толщины витка червяка и длины общей нормали; T_{cs} , T_{ca} , T_{ws} – допуски на толщину зуба, толщину витка червяка и длину общей нормали.

Предельные отклонения на длину общей нормали для зубчатых колес с внутренними зубьями назначаются по следующей схеме:

$$W + (E_{wi} + T_{wi}) + E_{wi}$$

В соответствии с ГОСТ 1643, СТ СЭВ 641 и СТ СЭВ 644, наименьшие предельные отклонения толщины зуба E_{cs} и длины общей нормали E_{ws} являются функцией наименьшего допускаемого смещения исходного контура E_{ns} . Величина E_{ns} зависит от вида сопряжения и степени точности передачи и приравнивается к допуску ITQ для гладких соединений по СТ СЭВ 145, где Q - номер квалитета (для сопряжений D, C, B и A значение Q соответственно равно 8, 9, 10 и 11 - табл.31.18). Значение величины ITQ выбирается по табл. П.4.1 в зависимости от диаметра делительной окружности зубчатого колеса.

Таблица 31.18

Значения параметров $j_{n \min}$, E_{ns} и T_{ns}

Параметры	Степень точности	Вид сопряжения			
		D	C	B	A
Гарантированный боковой зазор $J_{n \min}$	—	IT8	IT9	IT10	IT11
Предельное отклонение межосевого расстояния $\pm f_a$	—	0,5IT8 (III кл.)	0,5IT9 (IV кл.)	0,5IT10 (V кл.)	0,5IT11 (VI кл.)
Наименьшее допустимое смещение исходного контура E_{ns} (E'_{ns})	3 ... 6	IT8	IT9	IT10	IT11
Увеличение E_{ns} (E''_{ns}), %	7 8	10 20			
Допуск на смещение исходного контура T_{ns} , мкм	—	$1,4F_r + 25$	$1,8 F_r + 32$	$2,2 F_r + 40$	$2,5 F_r + 50$
Примечания: 1. Величины $J_{n \min}$, $\pm f_a$ выбираются в зависимости от межосевого расстояния a_w , а величина E_{ns} - от диаметра делительной окружности зубчатого колеса; 2. Допуски для квалитетов от IT3 до IT17 указаны в табл.П.4.1.					

Величина допуска T_{ns} на смещение исходного контура зависит от вида сопряжения и радиального биения зубчатого венца и подсчитывается по формулам, приведенным в табл.31.18. Допуск F_r радиального биения зубчатого венца определяется по табл.31.11.

Обычно рекомендуется следующий порядок определения E_{ns} и T_{ns} (см. пример 1, табл.31.24):

1) По табл.31.18 с учетом вида сопряжения определяют значение $E'_{ns} = \text{ITQ}$ для степени точности передачи (по нормам плавности) из интервала 3...6;

2) Если степень точности передачи грубее шестой, то из табл.31.18 определяют поправку E''_{ns} (увеличение E_{ns} , %);

3) После уточнения E_{ns} в долях допуска ITQ по табл.П.4.1 в зависимости от диаметра делительной окружности находят величину E_{ns} ;

4) В зависимости от вида сопряжения из табл.31.18 устанавливают формулу, по которой определяется допуск T_{ns} на смещение исходного контура в зависимости от допуска радиального биения зубчатого венца F_r , устанавливаемого по табл.31.11.

При измерении предельного смещения исходного контура на базе наружного цилиндра зубчатого колеса на его величину влияют погрешности, вносимые предельными отклонениями радиального биения наружного цилиндра заготовки F_{ra} и его диаметр E_{da} , т.е. наименьшее смещение исходного контура

$$E_{ns \text{ np}} = |E_{ns}| + 0,35F_{ra} \quad (31.7)$$

и допуск смещения исходного контура

$$T_{ns \text{ np}} = T_{ns} - 0,7F_{ra} - 0,5E_{da}, \quad (31.8)$$

где F_{ra} и E_{da} принимаются равными: $F_{ra} = 0,25 T_{ns}$ и $E_{da} = 0,5 T_{ns}$.

Предельное отклонение толщины зуба по постоянной хорде при контроле на базе наружного цилиндра зубчатого колеса определяется в следующей последовательности (см. пример 2, табл.31.24):

наименьшее отклонение толщины зуба

$$E_{cs} = 0,73 E_{ns np} = 0,73(|E_{ns}| + 0,35F_{ra}); \quad (31.9)$$

допуск на толщину зуба

$$T_{cs} = 0,73 T_{ns np} = 0,73(T_{ns} - 0,7F_{ra} - 0,5E_{da}); \quad (31.10)$$

наибольшее отклонение толщины зуба

$$(E_{cs})_{max} = |E_{cs}| + T_{cs}. \quad (31.11)$$

При определении предельного отклонения длины общей нормали с учетом, что предельное отклонение E_{da} не оказывает влияния на результаты измерения, устанавливаются (см. пример 3, табл.31.24):

наименьшее отклонение длины общей нормали

$$E_{ws} = 0,68(|E_{ns}| + 0,35F_r); \quad (31.12)$$

допуск длины общей нормали

$$T_{ws} = 0,68(T_{ns} - 0,7F_r); \quad (31.13)$$

наибольшее отклонение длины общей нормали

$$(E_{ws})_{max} = |E_{ws}| + T_{ws}. \quad (31.14)$$

Предельные отклонения и допуск размера S_{cs} для конических зубчатых колес находятся в следующей последовательности (см. пример 4, табл.31.24):

1) Наименьшее отклонение средней постоянной хорды зуба E_{cs} на среднем делительном дополнительном конусе определяется по формуле

$$E_{cs} = K_1 E'_{cs}, \quad (31.15)$$

где E'_{cs} - наименьшее отклонение средней постоянной хорды зуба на среднем дополнительном конусе для сопряжения H и 7-ой степени точности по нормам плавности (табл.31.19); K_1 - множитель для определения E_{cs} при других степенях точности и видах сопряжений (табл.31.20).

2) Допуск средней постоянной хорды зуба T_{cs} находится по табл.31.21 в зависимости от допуска бокового зазора и допуска биения зубчатого венца F_r , устанавливаемого по табл.31.11.

3) Наибольшее отклонение средней постоянной хорды на среднем дополнительном конусе определяется по формуле

$$(E_{cs})^*_{max} = |E_{cs}| + T_{cs}. \quad (31.16)$$

Таблица 31.19

Наименьшие отклонения средней постоянной хорды зуба E'_{cs} , мкм

Средний нормальный модуль m_{nm} , мм	Средний делительный диаметр d_m , мм								
	до 125			св. 125 до 400			св. 400 до 800		
	Угол делительного конуса, град.								
	до 20	св.20 до 45	св. 45	до 20	св.20 до 45	св.45	до 20	св.20 до 45	св. 45
св. 1 до 3,5	20	20	22	28	32	30	36	50	45
св.3,5 до 6,3	22	22	25	32	32	30	38	55	45
св.6,3 до 10	25	25	28	36	36	34	40	55	50
св.10 до 16	28	28	30	36	38	36	48	60	55

* При измерении постоянной хорды на внешнем торце (внешнем дополнительном конусе) значения E_{cs} , найденные по формулам (31.15) и (31.16), следует увеличить в отношении R_e/R_m .

Таблица 31.20

Значения множителя K_f

Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности		
	4 . . . 6	7	8
<i>D</i>	1,8	2,0	2,2
<i>C</i>	2,4	2,7	3,0
<i>B</i>	3,4	3,8	4,2
<i>A</i>	5,0	5,5	6,0

Таблица 31.21

Значения допуска средней постоянной хорды T_{cs} для конических передач и допуска толщины витка червяка T_s для червячных передач, мкм

Допуск бокового зазора	Допуск биения зубчатого венца F_r						
	до 8	св. 8 до 10	св. 10 до 12	св. 12 до 16	св. 16 до 20	св. 20 до 25	св. 25 до 32
<i>d</i>	25	28	30	32	36	42	48
<i>c</i>	30	34	36	40	45	52	60
<i>b</i>	40	45	48	52	58	65	75
<i>a</i>	52	55	60	65	75	85	95
Допуск бокового зазора	Допуск биения зубчатого венца F_r						
	св. 32 до 40	св. 40 до 50	св. 50 до 60	св. 60 до 80	св. 80 до 100	св. 100 до 125	св. 125 до 160
<i>d</i>	55	65	75	90	110	130	160
<i>c</i>	70	80	95	110	140	170	200
<i>b</i>	85	100	120	130	170	200	250
<i>a</i>	100	130	150	180	220	260	320

Таблица 31.22

Наименьшее отклонение толщины витка червяка E'_{s1} , мкм

Вид сопряжения	Межосевое расстояние a_w , мм				
	до 80	св.80 до 120	св.120 до 180	св.180 до 250	св.250 до 315
<i>D</i>	48	56	67	75	85
<i>C</i>	80	95	105	120	130
<i>B</i>	130	150	170	200	220
<i>A</i>	200	220	260	300	340

При определении предельных отклонений и допусков размеров для цилиндрического червяка устанавливаются (см. пример 5, табл.31.24):

- 1) Наименьшее отклонение толщины витка червяка по зависимости

$$E_{ca} = E'_{s1} + E''_{s1}, \quad (31.17)$$

где E'_{s1} - наименьшее отклонение толщины витка, зависящее от межосевого расстояния a_w и вида сопряжения (табл.31.22); E''_{s1} - наименьшее отклонение толщины витка, зависящее от a_w и степени точности передачи (табл.31.23).

- 2) Наибольшее отклонение толщины витка червяка по формуле

$$(E_{ca})_{max} = |E_{ca}| + T_s, \quad (31.18)$$

где T_s - допуск на толщину витка червяка, определяется из табл.31.21 в зависимости от допуска бокового зазора и допуска на радиальное биение червяка F_r , которое находится из табл.31.11 в зависимости от делительного диаметра червяка и модуля.

Таблица 31.23

Наименьшее отклонение толщины витка червяка E''_{s1} , мкм

Степень точности	Модуль m , мм	Межосевое расстояние a_w , мм				
		до 80	св.80 до 120	св.120 до 180	св.180 до 250	св.250 до 315
6	св. 2 до 3,5	36	40	45	48	50
	"3,5 "6,3	40	42	45	50	53
	"6,3 "10	-	-	53	56	56
	"10 "16	-	-	-	63	67
7	св. 2 до 3,5	60	63	71	75	80
	"3,5 "6,3	63	67	75	80	85
	"6,3 "10	-	-	85	90	95
	"10 "16	-	-	-	100	105
8	св. 2 до 3,5	90	100	110	120	130
	"3,5 "6,3	100	110	120	130	140
	"6,3 "10	-	-	130	140	150
	"10 "16	-	-	-	160	170

Таблица 31.24

Примеры определения отклонений E_{ns} , E_{cs} , и $E_{cs\max}$, E_{ws} и $E_{ws\max}$, E_{ca} и $E_{ca\max}$, T_{ns} для зубчатых и червячных передач.

Пример 1. Определить наименьшее отклонение смещения исходного контура E_{ns} и допуск смещения исходного контура T_{ns} для зубчатого колеса со следующими параметрами: $m=2$ мм, $z=65$, $d=160,49$ мм, степень точности по ГОСТ 1643 соответствует 7-В.

1. По табл.31.18 для степени точности 3...6 и вида сопряжения В находим $E'_{ns} = ITQ = IT10$.

2. Для степени точности 7 по табл.31.18 находим поправку (увеличение E_{ns}), которая равна $E''_{ns} = 0,1 IT10$ и, следовательно,

$$E_{ns} = E'_{ns} + E''_{ns} = 1,1 IT10.$$

3. По табл.П.4.1 для $d=160,49$ мм находим, что $IT10 = 160$ мкм и $E_{ns} = 1,1 \cdot 160 = 176$ мкм.

4. Из табл.31.11 для $m=2$ и $d=160,49$ мм находим $F_r=50$ мкм и по табл.31.18 для сопряжения В имеем следующую формулу для определения T_{ns}

$$T_{ns} = 2,2 F_r + 40 = 2,2 \cdot 50 + 40 = 150 \text{ мкм.}$$

Пример 2. По данным примера 1 определить предельные отклонения размера толщины зуба по постоянной хорде $\bar{S}_c = 2,774$, мм (ф-ла 31.1) при контроле на базе наружного цилиндра:

$E_{ns}=176$ мкм, $T_{ns} = 150$ мкм (см. пример 1).

Биение F_{ra} и отклонение наружного диаметра заготовки E_{da} следующие:

$$F_{ra} = 0,25 T_{ns} = 0,25 \cdot 150 = 37,5 \text{ мкм} \quad \text{и} \quad E_{da} = 0,5 T_{ns} = 0,5 \cdot 150 = 75 \text{ мкм.}$$

Наименьшее отклонение толщины зуба по формуле (31.9)

$$E_{cs} = 0,73 (|E_{ns}| + 0,35 F_{ra}) = 0,73 (176 + 0,35 \cdot 37,5) = 138 \text{ мкм,}$$

допуск толщины зуба по формуле (31.10)

$$T_{cs} = 0,73 (T_{ns} - 0,7 F_{ra} - 0,5 E_{da}) = 0,73 (150 - 0,7 \cdot 37,5 - 0,5 \cdot 75) = 63 \text{ мкм.}$$

Наибольшее отклонение толщины зуба по формуле (31.11)

$$(E_{cs})_{\max} = |E_{cs}| + T_{cs} = 138 + 63 = 201 \text{ мкм.}$$

На размер $\bar{S}_c = 2,774$ проставляют отклонения: $2,774 \begin{smallmatrix} -0,138 \\ -0,201 \end{smallmatrix}$.

Пример 3. Определить предельные отклонения длины общей нормали для прямозубого зубчатого колеса по следующим данным: $m=3,5$ мм, $d=45,5$ мм, степень точности по ГОСТ 1643 соответствует 6-С, размер длины общей нормали $W=19,26$ мм (ф-ла 31.1).

1. Из табл.31.18 для степени точности 6 и вида сопряжения С находим $E_{ns}=IT9$.

2. По табл.П.4.1 для $d=45,5$ мм находим, что $E_{ns}=IT9=62$ мкм.

3. Из табл.31.11 для $m=3,5$ мм и $d=45,5$ мм имеем $F_r = 25$ мкм и по табл.31.18 для сопряжения С находим, что $T_{ns} = 1,8 F_r + 32 = 1,8 \cdot 25 + 32 = 77$ мкм.

4. По формуле (31.12) определяем наименьшее отклонение длины общей нормали

$$E_{ws} = 0,68 (|E_{ns}| + 0,35 F_r) = 0,68 (62 + 0,35 \cdot 25) = 48 \text{ мкм.}$$

5. По выражению (31.13) подсчитываем допуск длины общей нормали

$$T_{ws} = 0,68 (T_{ns} - 0,7 F_r) = 0,68 (77 - 0,7 \cdot 25) = 41 \text{ мкм.}$$

6. По формуле (31.14) определяем наибольшее отклонение длины общей нормали

$$(E_{ws})_{\max} = |E_{ws}| + T_{ws} = 48 + 41 = 89 \text{ мкм.}$$

На размер $W = 19,26$ проставляют отклонения: $19,26 \begin{smallmatrix} -0,048 \\ -0,089 \end{smallmatrix}$.

Пример 4. Определить предельное отклонение средней постоянной хорды для конического прямозубого зубчатого колеса со следующими геометрическими параметрами: $m_m=4,27$ мм, $\delta=63^\circ 26'$, $d_m=136,74$ мм, $R_m=76,44$ мм, $R_e=89,44$ мм, степень точности 8-B (ГОСТ 1758). Длина постоянной хорды зуба $\bar{S}_{ce}=5,714$ мм (ф-ла 31.2).

По табл.31.19 находим значение $E'_{cs}=30$ мкм, а по табл. 31.20 для степени точности 8-B определяем коэффициент $K_1=4,2$.

По формуле (31.15) подсчитываем наименьшее отклонение средней постоянной хорды зуба $E_{cs}=K_1 E'_{cs}=4,2 \cdot 30=126$ мкм.

Из табл.31.11 для $d_m=136,74$ мм, $m_m=4,27$ мм и степени точности 8 находим допуск радиального биения зубчатого венца $F_r=71$ мкм. По табл. 31.21 определяем при $F_r=71$ мкм допуск средней постоянной хорды зуба $T_{cs}=130$ мкм.

Наибольшее отклонение средней постоянной хорды находим по формуле (31.16)

$$(E_{cs})_{\max}=|E_{cs}|+T_{cs}=126+130=256 \text{ мкм.}$$

Если измерение постоянной хорды будет производиться на внешнем дополнительном конусе, то значения E_{cs} и $(E_{cs})_{\max}$ должны быть увеличены в отношении R_e/R_m . В данном случае

$$E_{cs}=126 \cdot 89,44/76,44=147 \text{ мкм и } (E_{cs})_{\max}=256 \cdot 89,44/76,44=300 \text{ мкм.}$$

На размер $\bar{S}_{ce}=5,714$ проставляют отклонения: $5,714 \begin{smallmatrix} -0,147 \\ -0,300 \end{smallmatrix}$.

Пример 5. Определить предельные отклонения размера толщины витка червяка $\bar{S}_{a1}=12,9$ мм (ф-ла 31.4) по следующим данным: $a_w=192$ мм, $m=8$ мм, $d_1=64$ мм, степень точности по ГОСТ 3675 соответствует 7-B.

По табл. 31.22 находим $E'_{s1}=200$ мкм, а по табл.31.23 определяем $E''_{s1}=90$ мкм.

По формуле (31.17) наименьшее отклонение толщины витка червяка

$$E_{ca}=E'_{s1}+E''_{s1}=200+90=290 \text{ мкм.}$$

Из табл. 31.11 в зависимости от $d_1=64$ мм, $m=8$ мм, степени точности 7 находим $F_r=45$ мкм и по табл.31.21 определяем $T_s=100$ мкм. По формуле (31.18) подсчитываем наибольшее отклонение толщины витка червяка

$$(E_{ca})_{\max}=|E_{ca}|+T_s=290+100=390 \text{ мкм.}$$

На размер $\bar{S}_{a1}$ проставляют отклонения: $12,9 \begin{smallmatrix} -0,29 \\ -0,39 \end{smallmatrix}$.

На рис.31.11-31.19 приведены примеры оформления рабочих чертежей типовых деталей коробок скоростей и редукторов: на рис.31.11-31.13 - для цилиндрических прямозубых и косозубого колес соответственно (ГОСТ 2.403); на рис.31.14 и 31.15 - для конического прямозубого колеса и вала конической шестерни с круговыми зубьями (ГОСТ 2.405); на рис.31.16, 31.17 - для червяков и на рис.31.18, 31.19 для червячных колес (ГОСТ 2.406).

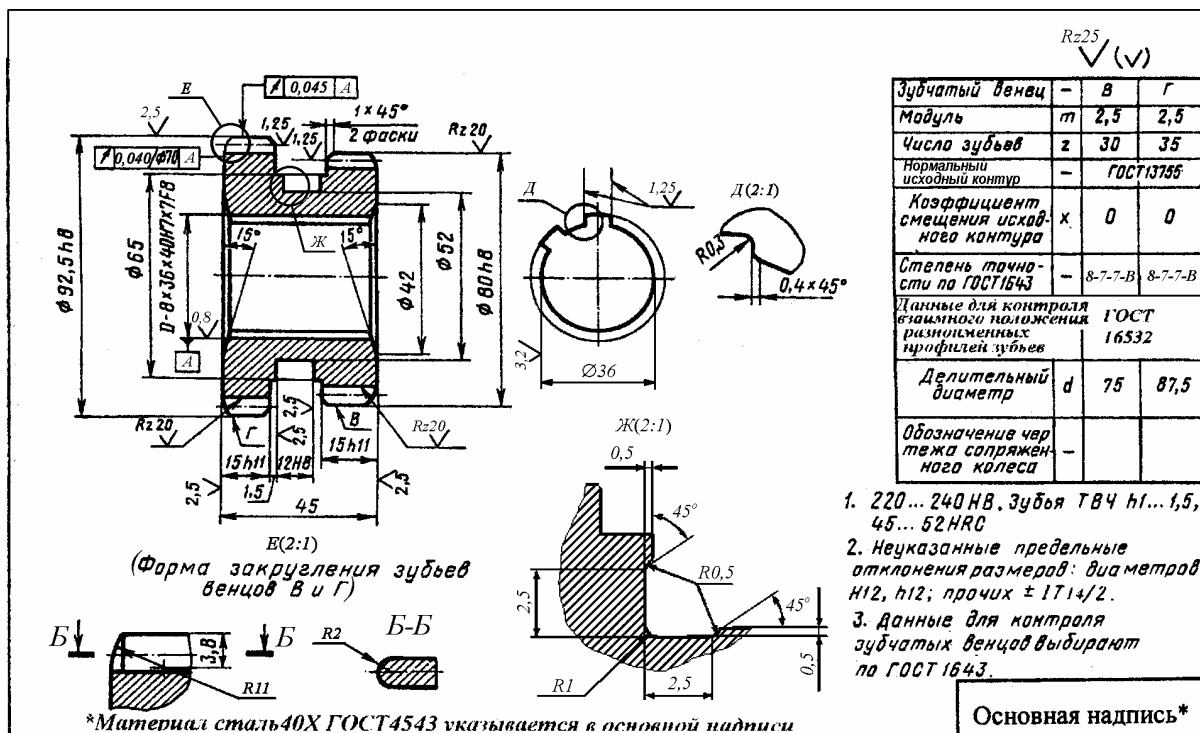


Рис.31.11. Рабочий чертеж блока цилиндрических прямозубых колес

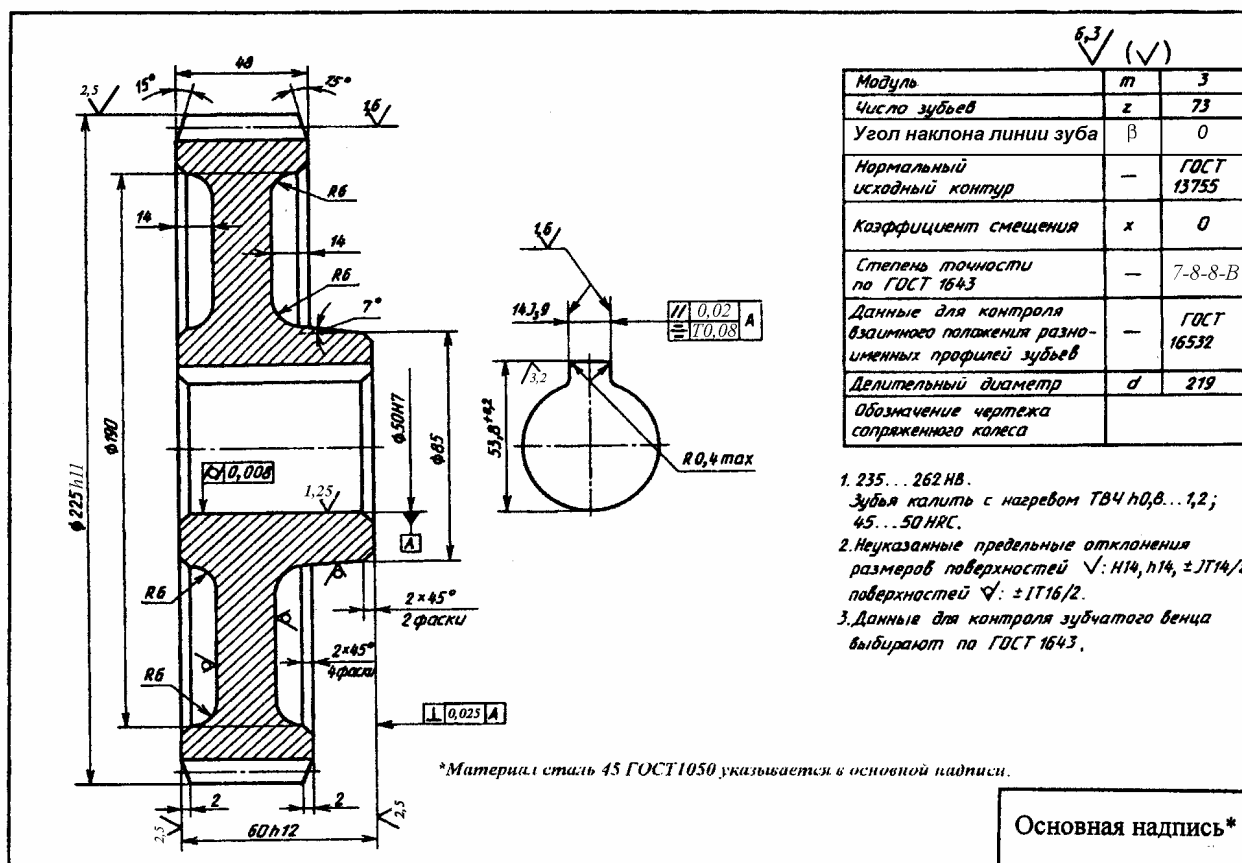


Рис.31.12. Рабочий чертеж цилиндрического прямозубого колеса

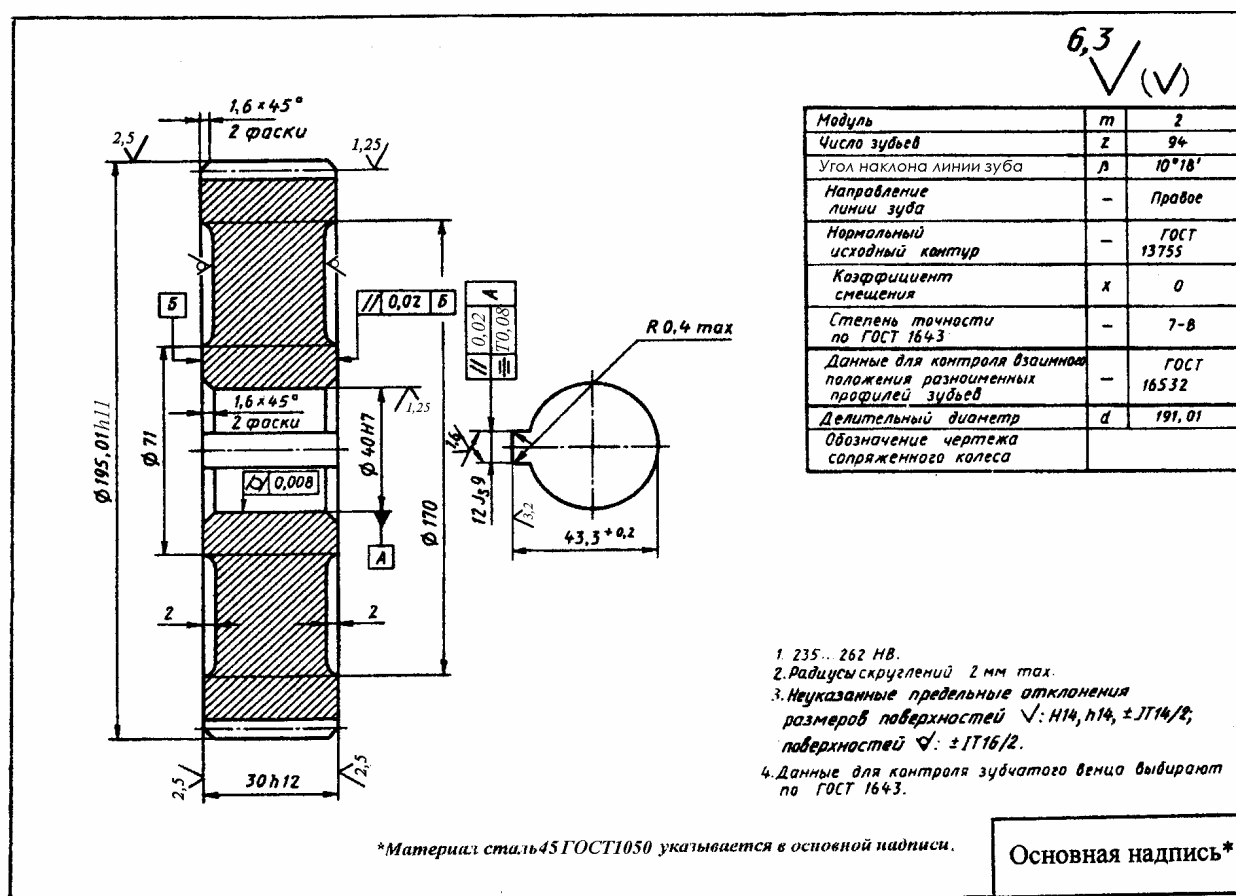


Рис.31.13. Рабочий чертеж цилиндрического косозубого колеса

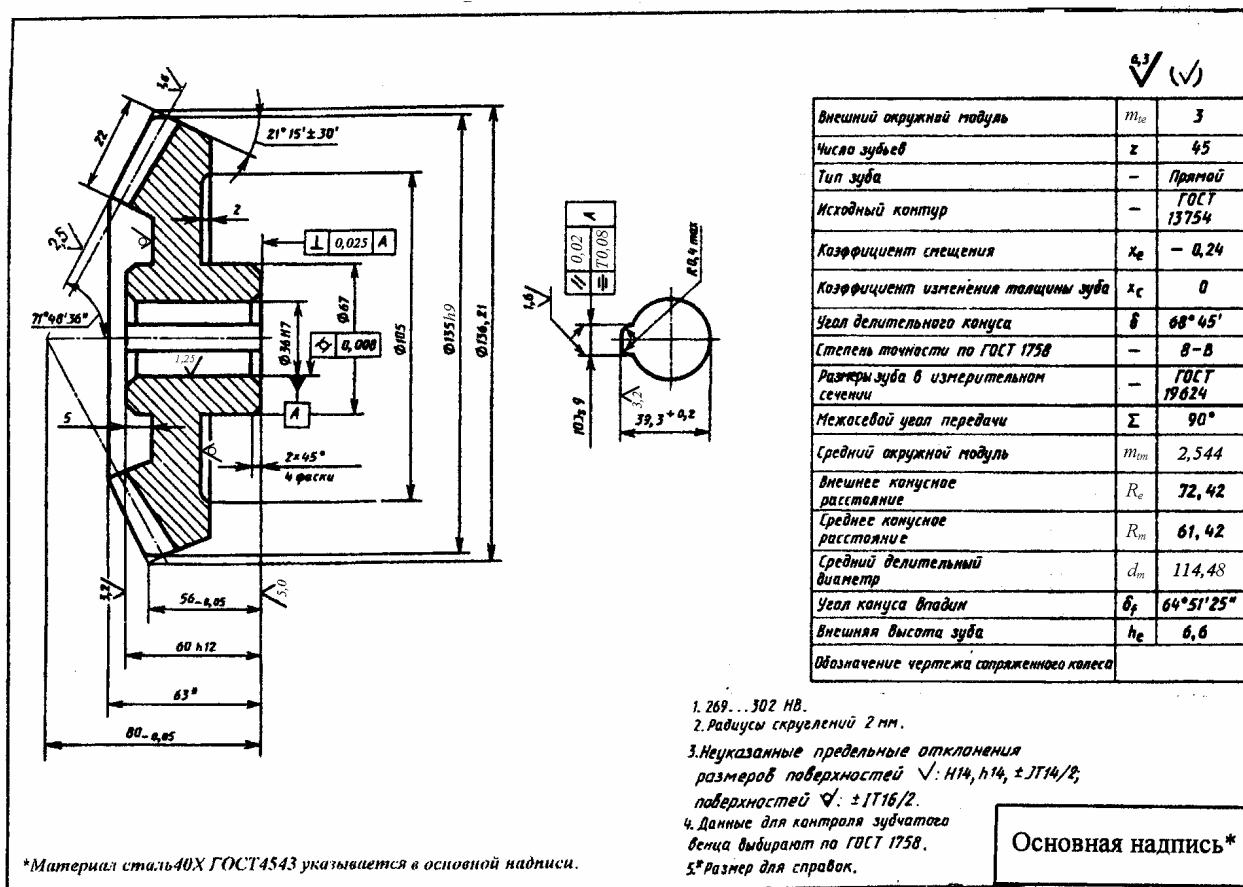


Рис.31.14. Рабочий чертеж конического прямозубого колеса

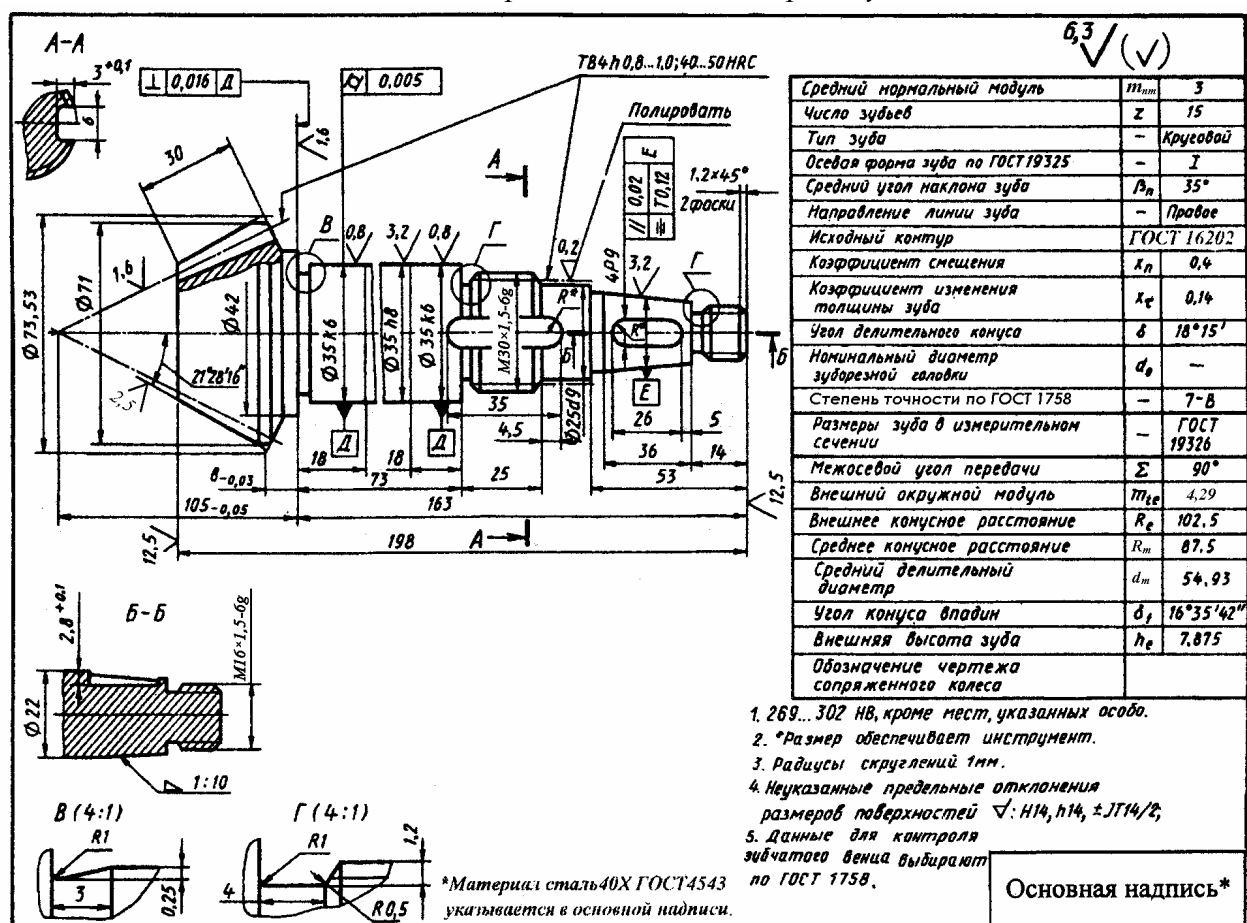


Рис.31.15. Рабочий чертеж вала - шестерни (конической)

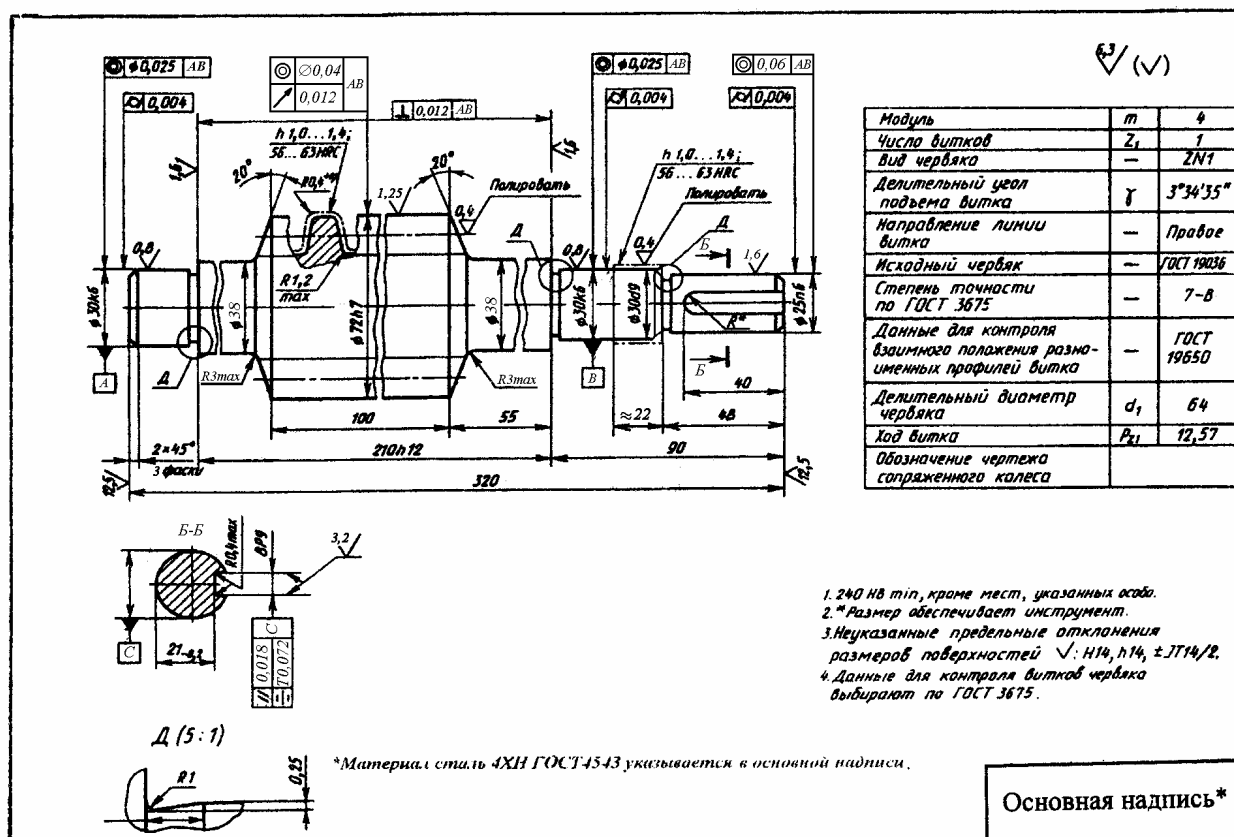


Рис.31.16. Рабочий чертеж червяка

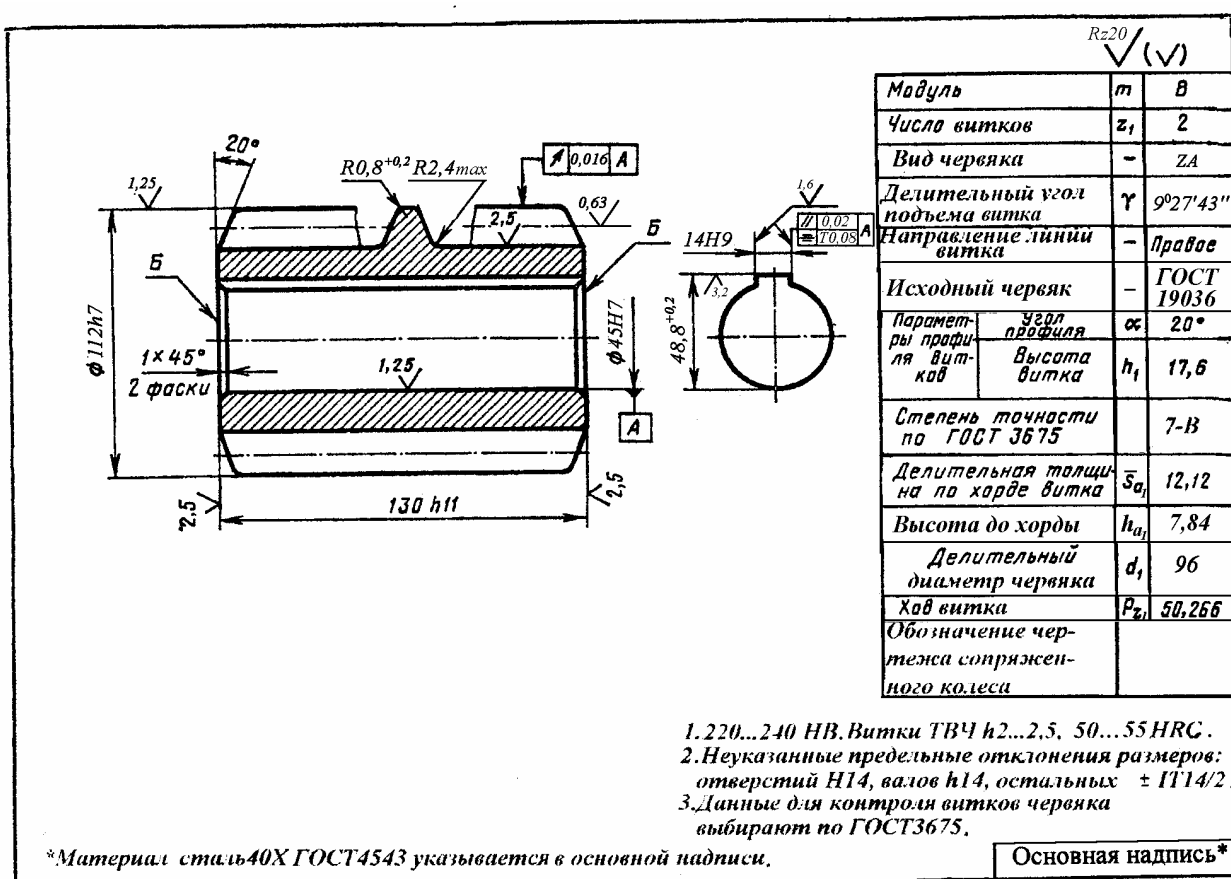


Рис.31.17. Рабочий чертеж насадного червяка

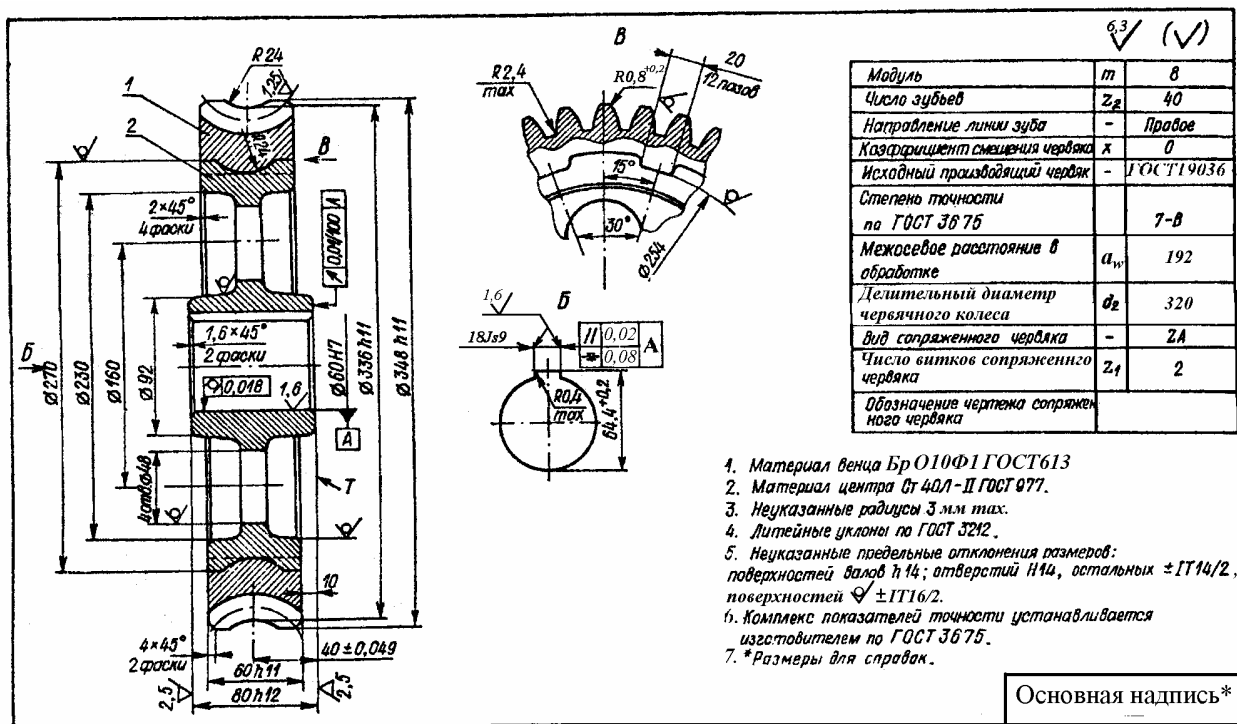


Рис.31.18. Рабочий чертеж червячного колеса в сборе

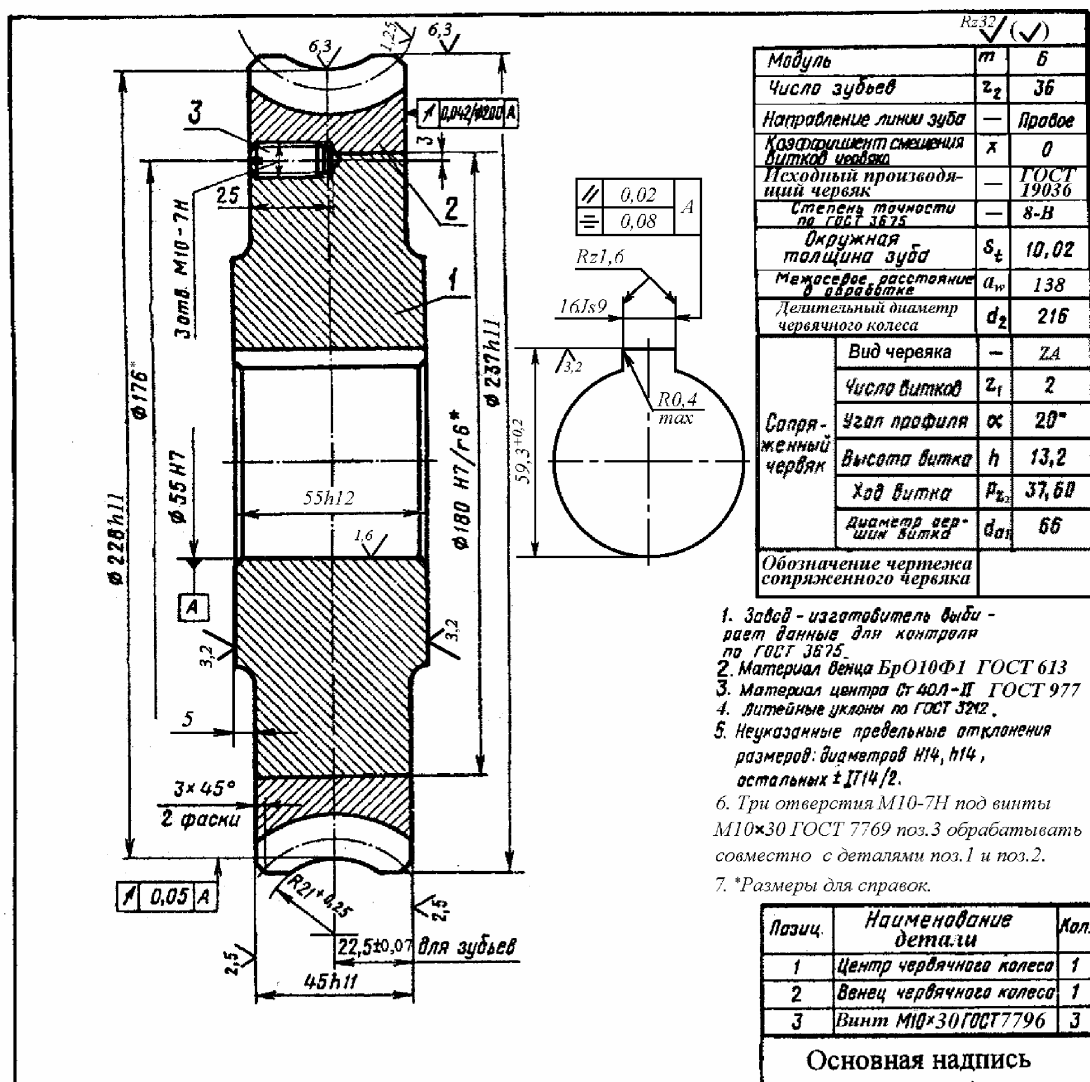


Рис.31.19. Рабочий чертеж червячного колеса в сборе

31.4. ВЫПОЛНЕНИЕ РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ ШКИВОВ И ЗВЕЗДОЧЕК

Механической обработке у шкивов и звездочек подвергают поверхности обода или зубчатого венца, соприкасающиеся с ремнем или цепью, и поверхности ступицы - посадочного отверстия и торцов. Острые кромки не допускаются.

Предельные отклонения посадочного отверстия в ступице по $H7$ или $H8$ в зависимости от посадки на вал. Предельные отклонения размеров отливки для шкивов из чугуна и стали назначают по III классу точности, а для шкивов из алюминиевых сплавов - по 16-му качеству.

Рекомендуется принимать шероховатость рабочих поверхностей шкивов – $Ra = 2,5$ мкм, а звездочек $Ra = 3,2 \dots 1,6$ мкм. Для остальных поверхностей параметры шероховатости могут быть выбраны по табл. 31.8, либо грубее не более, чем в 2 раза.

На чертежах этих деталей задают предельные отклонения на ширину шпоночного паза (обычно поле допуска J_s9 или $H9$) и его глубину: $+0,1$ мм - для сечений шпонок до 6×6 мм и $+0,2$ мм - для сечений свыше 6×6 мм.

Назначают также как и для зубчатых колес допуски: цилиндричности для базового отверстия, перпендикулярности для торцов ступицы, параллельности и симметричности шпоночного паза относительно оси отверстия. Допуски радиального биения рабочей поверхности обода и биения торцов шкивов для плоских и клиновых ремней приведены в табл.31.25.

Таблица 31.25

Предельные отклонения радиального и торцового биения обода шкивов

Наружные диаметры шкивов d , мм	Предельные отклонения радиального и торцового биения обода шкивов для ремней	
	плоских	клиновых
св. 60 до 120	0,04	0,10
св. 120 до 260	0,05	0,12
св. 260 до 400	0,06	0,16

Предельные отклонения диаметров и ширины шкивов для плоских ремней указаны в табл.31.26.

Таблица 31.26

Предельные отклонения диаметров и ширины шкивов для плоских ремней

Диаметр шкива d , мм	63	71 ; 80	90 ; 100 ; 112	125 ; 140	160 ; 180	200;224;250	280 ; 315
Предельные отклонения, мм	$\pm 0,8$	± 1	$\pm 1,2$	$\pm 1,6$	± 2	$\pm 2,5$	$\pm 3,2$
Ширина шкива $B \leq d$, мм	25 32 40 50 63 71			80 90 110 112 125 140			160 180 200
Предельные отклонения, мм	± 1			$\pm 1,5$			± 2

Размеры и предельные отклонения параметров ободов шкивов для нормальных и узких клиновых ремней приведены на рис.31.20 и в табл.31.27, а для поликлиновых на рис.31.21 и в табл.31.28.

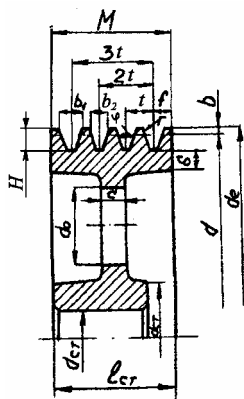


Рис. 31.20. Обод шкива для нормальных и узких клиновых ремней

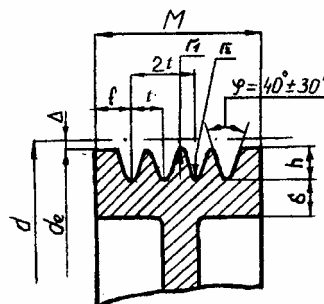


Рис. 31.21. Обод шкива для поликлиновых ремней

Таблица 31.27

Размеры и предельные отклонения параметров ободов шкивов для нормальных и узких клиновых ремней

Обозначение сечения ремня	H , не менее	b	b_2	t	f	r	d	b_1	d	b_1	d	b_1
							$\varphi=(34\pm 1)^\circ$		$\varphi=(36\pm 1)^\circ$		$\varphi=(38\pm 1)^\circ$	
О	9,5	2,5	8,5	$12\pm 0,3$	8 ± 1	0,5	63...71	10,0	80-100	10,1	112-160	10,2
А	12	3,3	11,0	$15\pm 0,3$	$10,0\pm 1$	1,0	90...112	13,1	125-160	13,3	180-400	13,4
Б	15	4,2	14,0	$19\pm 0,4$	$12,5^{+2}_{-1}$	1,0	125...160	17,0	180-224	17,2	250-500	17,4
УО	12,5	2,5	8,5	$12\pm 0,3$	8 ± 1	0,5	63...80	10,0	—	—	≥ 80	10,2
УА	16	3	11,0	$15\pm 0,3$	$10,0\pm 1$	1,0	90...112	12,8	—	—	≥ 112	13,1
УБ	21	4	14,0	$19\pm 0,4$	$12,5^{+2}_{-1}$	1,0	140...180	16,4	—	—	≥ 180	16,7

Таблица 31.28

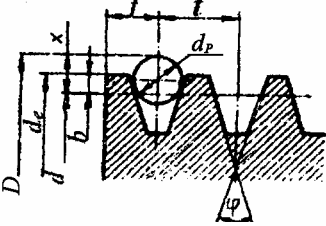
Размеры и предельные отклонения ободов шкивов для поликлиновых ремней

Обозначение ремня	h	Δ	t	f	r_1	r_2
К	$2,15\pm 0,38$	0,95	$2,4\pm 0,02$	3,5	0,2...0,3	0,2...0,3
Л	$4,68\pm 0,38$	2,4	$4,8\pm 0,03$	5,5	0,4...0,5	0,4...0,5
М	$9,6\pm 0,77$	3,55	$9,5\pm 0,05$	10,0	0,5...0,7	0,6...0,8

Контроль канавок шкива проводят одним из следующих способов: 1) измерением размера b для каждой канавки с помощью глубиномера от измерительной базы - наружного цилиндра. Расчетный диаметр подсчитывают по формуле $d=d_e-2b$; 2) измерением размера x для каждой канавки при помощи двух роликов, с учетом которого $d=D-2x$. Значения диаметра ролика d_p и x приведены в табл.31.29.

Таблица 31.29

Размеры для проверки канавок шкивов для клиновых ремней роликом, мм

	Размеры для проверки канавки роликом	Сечения клиновых ремней			
		О	А	Б	В
	d_p	9.0	11.6	14.6	20.0
	x	6.0	7.6	9.6	13.1

Допуск соосности рабочей поверхности шкивов плоскоремennых передач (допуск задают в диаметральном выражении) принимают, мм:

D св. . до	50. . 120	120. . 260	260. . 500
Допуск соосности	0,04	0,05	0,06 .

Биение конусной рабочей поверхности канавок шкивов для клиновых и поликлиновых ремней, измеряемое перпендикулярно образующей конусной поверхности ручьев на каждые 100 мм диаметра при частоте вращения шкива n , мин⁻¹ составляет:
при $n < 500$ биение 0,20 мм; при $n = 500...1000$ биение 0,15 мм; при $n > 1000$ биение 0,10 мм.

На быстровращающиеся шкивы ($n > 1000$ мин⁻¹) задают допуск статического дисбаланса, который принимают $2,4 \cdot 10 / n$ г·мм/кг.

Предельные отклонения размеров венцов шкивов для зубчатых ремней приведены в табл.31.30.

Таблица 31.30

Предельные отклонения параметров венцов шкивов для зубчатых ремней

Наименование предельных отклонений размеров	Обозначение отклонений	Модуль, мм	Предельные отклонения параметра при диаметре шкива, мм					
			до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 200	св. 200 до 320	св. 320 до 500
Диаметр окружности выступов	Δd_a	от 2 до 10	-0,050	-0,060	-0,070	-0,080	-0,090	-0,120
Разность соседних окружных шагов по условной окружности измерения	Δp_y	до 2	0,020	0,022	0,025	0,028	0,032	0,036
		св.2 до 5	0,023	0,027	0,030	0,033	0,037	0,042
		св.5 до 10	0,025	0,028	0,032	0,036	0,040	0,045
Отклонение толщины зуба по условной окружности измерения	ΔS_y	до 2	-0,100	-0,130	-0,130	-0,160	-0,200	-0,300
		св.2 до 10	-0,190	-0,240	-0,280	-0,340	-0,420	-0,500

На рабочем чертеже шкива плоскозубчатой передачи в правом верхнем углу размещают таблицу параметров, в которую записывают следующие данные:

1. Для изготовления зубчатого венца шкива - модуль m , число зубьев z , диаметр делительной окружности (условной окружности измерения) d и окружной шаг p .
2. Для контроля зубчатого венца - допуск Δp_y на разность соседних шагов по условной окружности, накопленную погрешность окружных шагов $\delta_{\Sigma p}$, отклонения толщины зуба ΔS_y .
3. Справочные данные - ширина сопрягаемого ремня.

На рабочем чертеже, кроме того, должен быть изображен профиль зуба в увеличенном масштабе (см. табл.9.28 и 9.29).

Точность изготовления звездочек определяется отклонениями основных параметров профиля зуба и его поперечного сечения от их номинальных значений (табл.31.31).

Таблица 31.31

Предельные отклонения параметров зубчатого венца звездочек

Наименование параметров	Обозначение отклонения	Классы точности								
		1			2			3		
		Предельные отклонения, при диаметре звездочки, мм								
		до 120	св.120 до 260	св.260 до 500	до 120	св.120 до 260	св.260 до 500	до 120	св.120 до 260	св.260 до 500
Разность шагов одной звездочки при шаге: до 20 св.20 до 35	δ_t	0.025 0.032	0.032 0.040	0.040 0.050	0.060 0.080	0.080 0.100	0.100 0.120	0.160 0.200	0.200 0.250	0.250 0.320
Диаметр окружности выступов d_e	—	$h11$			$h12$			$h14$		
Диаметр окружности впадин d_i и наибольшая хорда l_x	—	$h10$			$h11$			$h12$		
Радиальное биение окружности впадин и осевое биение зубчатого венца	δ_r	0.080	0.100	0.120	0.200	0.250	0.320	0.500	0.630	0.800
Область применения звездочек		При работе с прецизионными приводными цепями со скоростью движения цепи $V > 8\text{ м/с}$			При работе с приводными цепями нормальной точности со скоростью $V \leq 8\text{ м/с}$. Отсутствие реверсирования и ударных воздействий			При скорости движения цепи $V \leq 3\text{ м/с}$		

На рабочем чертеже звездочки в правом верхнем углу размещают таблицу параметров зубчатого венца. В первой части таблицы приводят обозначение сопрягаемой цепи. Во второй - параметры звездочки: число зубьев z , их профиль со ссылкой на стандарт и указанием о смещении, класс точности (обычно 2-й по ГОСТ 591), радиусы впадин r , сопряжения r_3 и головки зуба r_4 , половину угла впадины α и угол сопряжения β (см. табл. 8.8).

Примеры оформления рабочих чертежей шкивов для передач плоским, клиновым, поликлиновым и зубчатым ремнем приведены на рис. 31.21...31.25, а на рис.31.26 - звездочки для двухрядной роликовой цепи.

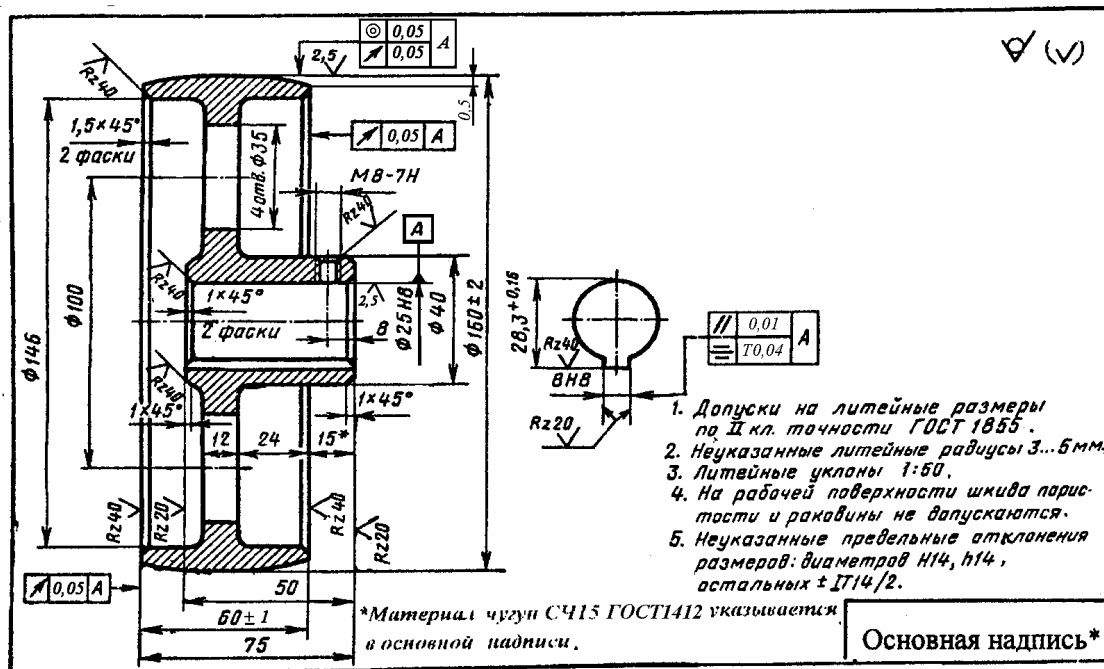


Рис.31.22. Рабочий чертеж шкива для плоского ремня

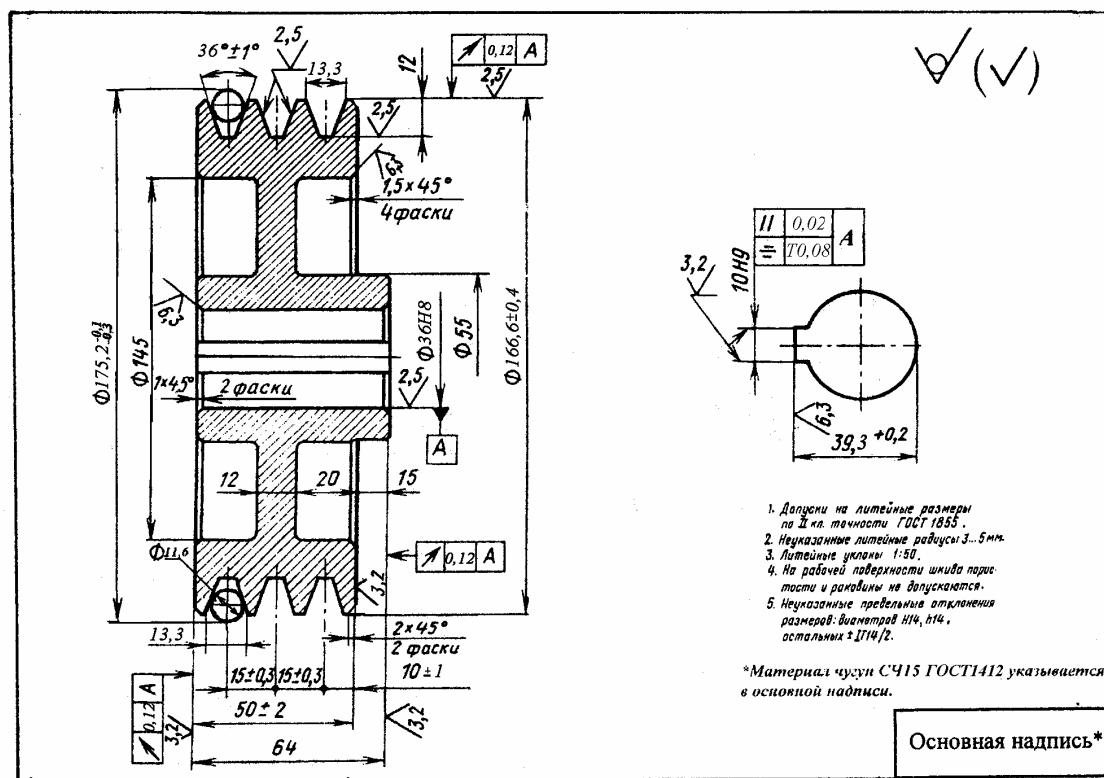


Рис.31.23. Рабочий чертеж шкива клиноременной передачи

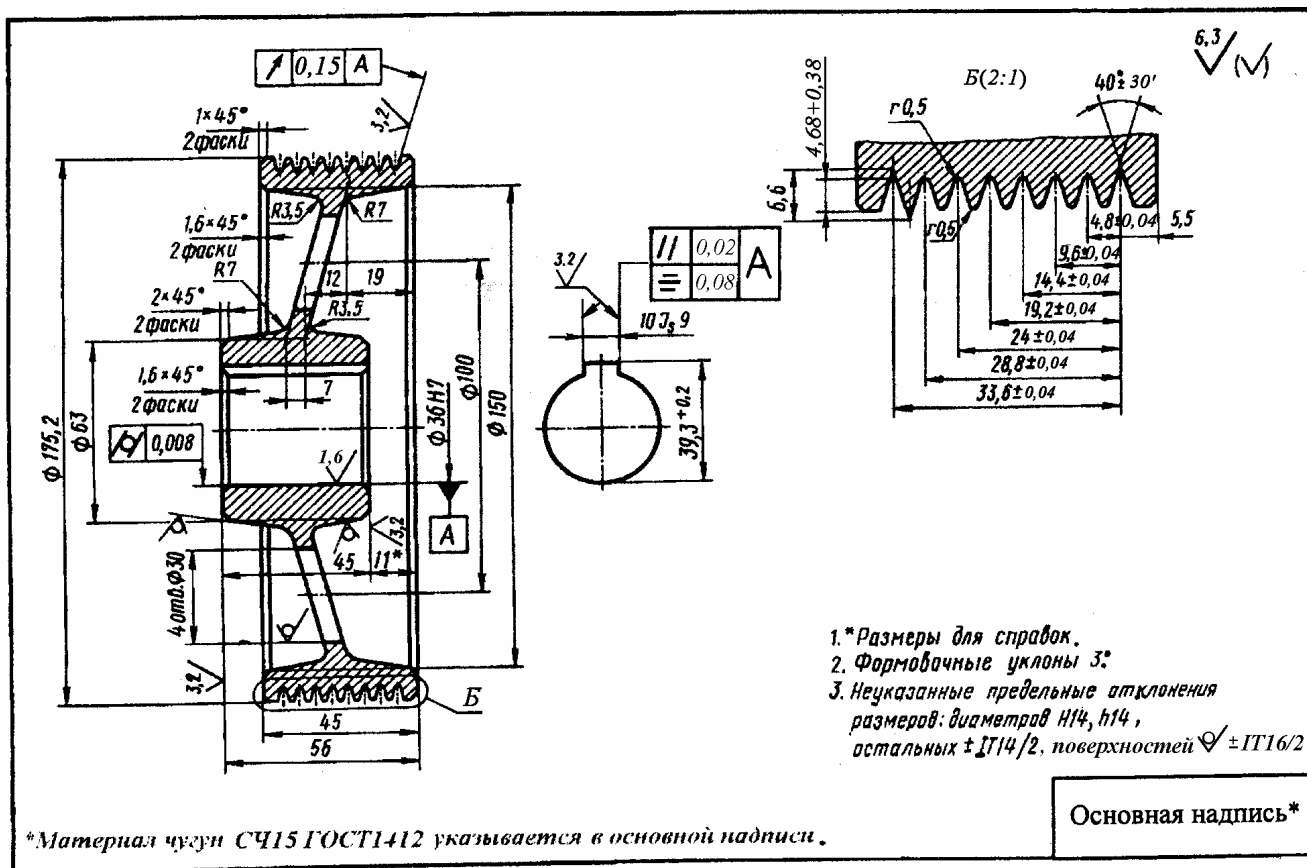


Рис.31.24. Рабочий чертеж шкива для поликлинового ремня

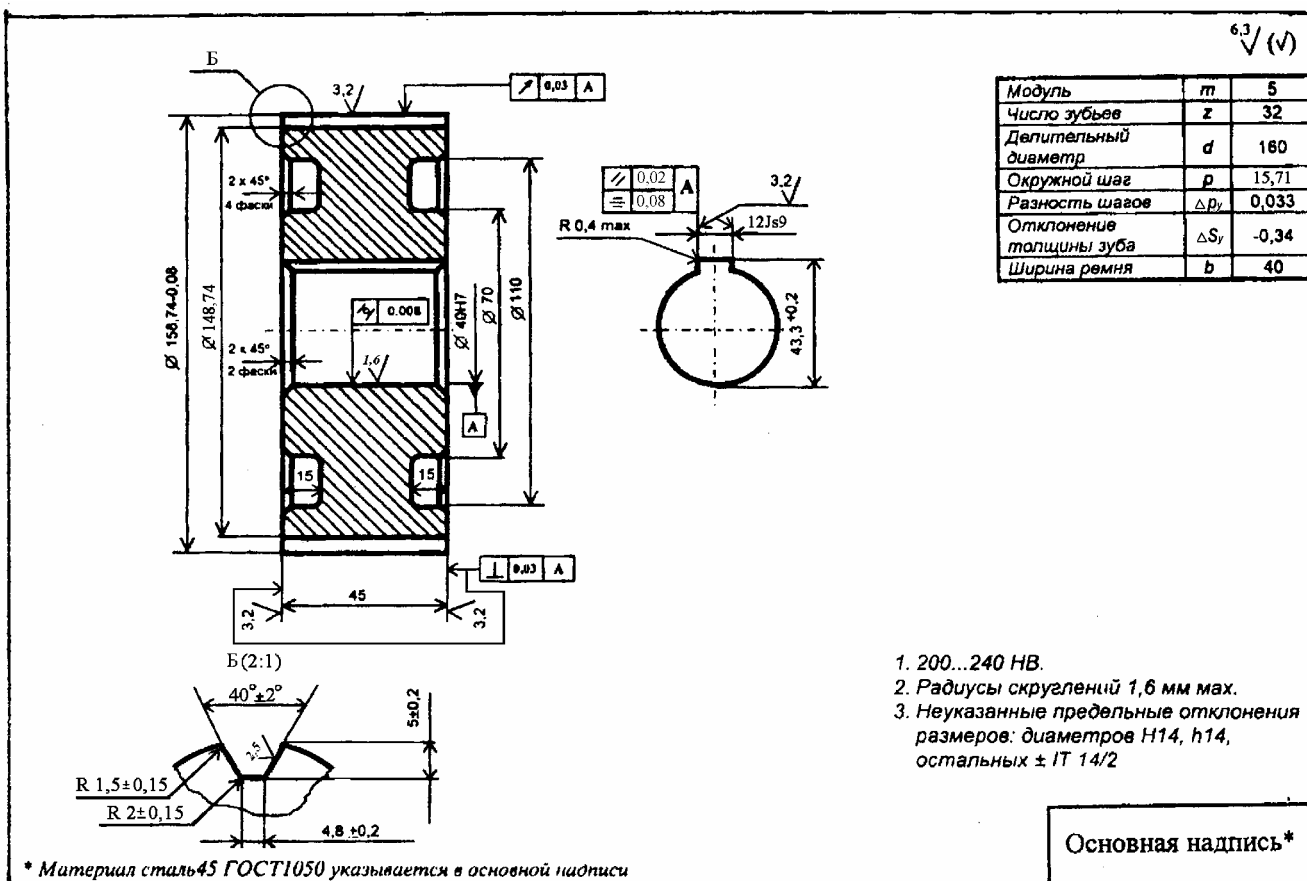


Рис.31.25. Рабочий чертеж шкива для зубчатого ремня

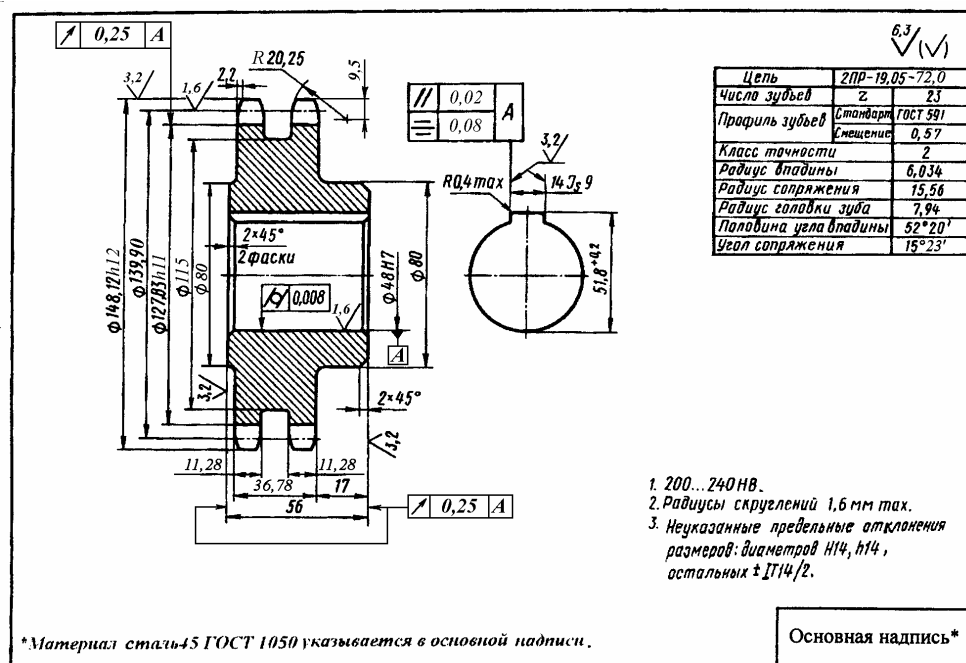


Рис.31.26. Рабочий чертеж двухзубной звездочки

31.5 ВЫПОЛНЕНИЕ РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ СТАКАНОВ И КРЫШЕК ПОДШИПНИКОВ

В стаканах обычно размещают подшипники фиксирующей опоры вала червяка или конической шестерни, а иногда применяют и для удобства сборки. На рабочих чертежах стаканов указывают осевые линейные размеры: габаритные, свободные и цепные. Предельные отклонения последних определяют по результатам расчета соответствующих размерных цепей или принимают по рекомендациям, указанным выше.

Учитывая, что в соединении стакана с корпусом зазоры нежелательны, рекомендуется обычно применять следующие переходные посадки для стаканов, нерегулируемых в осевом направлении - $H7/k6$, $H7/m6$; регулируемых - $H7/j6$.

Стаканы - обычно детали нежесткие. Отклонение геометрической внешней поверхности стакана в совокупности с отклонением формы отверстий корпуса могут исказить геометрическую форму посадочных отверстий, поэтому на их внешнюю поверхность задают: для стаканов по рис.31.27,а,б - допуск цилиндричности наружной поверхности (поз.2) $\approx 0,3 ITQ_{Dc}$; для рис.31.27,в - допуск круглости (поз.3) центрирующей поверхности $\approx 0,3 ITQ_{Dc}$.

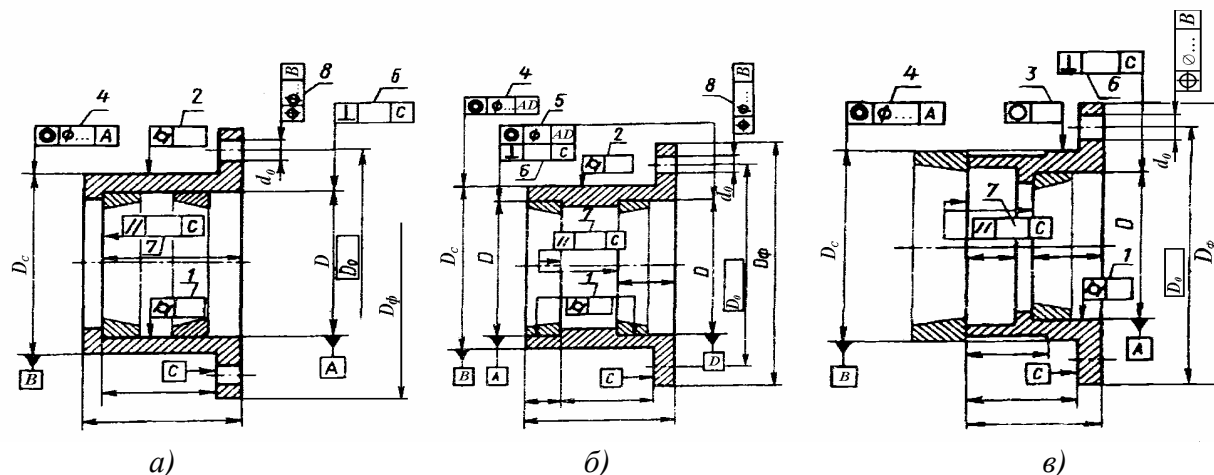


Рис.31.27. Обозначение на чертежах стаканов размеров, баз, допусков формы и расположения

Допуск цилиндричности посадочного отверстия под подшипники (поз.1) составляет $\approx 0,3ITQ_D$.

Допуск соосности отверстия и внешнего цилиндра стакана (поз.4) $\approx 0,6ITQ_D$ задают, чтобы ограничить перекося колец подшипников и отклонение осей валов в конической передаче. Здесь ITQ – допуск размера посадочной поверхности в зависимости от качества, мкм (см. табл. П.4.1).

Допуск соосности отверстий стакана относительно их общей оси (поз.5) на диаметре D определяют по табл.31.3 в зависимости от степени точности, принимаемой для групп подшипников: 8-шариковые (I группа), 7 - короткие роликовые (II группа), 6 - конические (III группа).

Допуск перпендикулярности (поз.6) и допуск параллельности (поз.7) назначают с целью ограничения перекося колец подшипников по табл. 31.5 в зависимости от степени точности, принимаемой для групп подшипников качения: 9 - I группа, 8 - II группа и 7 - III группа.

Позиционный допуск (поз.8) назначают для совпадения крепежных отверстий с отверстиями корпусной детали при средне- или крупносерийном производстве, т.е. когда отверстия для винтов в стакане и в корпусной детали обрабатывают независимо друг от друга в приспособлении (по накладным кондукторам) или на станках с ЧПУ. Числовое значение позиционного допуска в диаметральном выражении $\approx 0,4(d_o - d_e)$, где d_o и d_e - диаметры крепежного отверстия и винта соответственно. Диаметры винтов и отверстий под них приведены в табл. 19.19.

Примеры выполнения рабочих чертежей стаканов приведены на рис.31.28.

Следует отметить, что размеры $\varnothing 122$ и $\varnothing 100$ взяты в рамку, так как отклонения для них определяются позиционным допуском, а не значениями неуказанных предельных отклонений, приведенными над основной надписью.

Конструкции привертных и закладных крышек без отверстия для прохода вала и при наличии такого отверстия с гнездом для расположения уплотнения манжетного типа изображены на рис.31.29. Во всех конструктивных вариантах размер h обычно является составляющей величиной размерной цепи, определяющей осевой зазор в комплекте вала с подшипниками. Размер H везде габаритный, S получен при отливке, а размеры C_1 и C_2 увязывают обработанные и необработанные поверхности крышек.

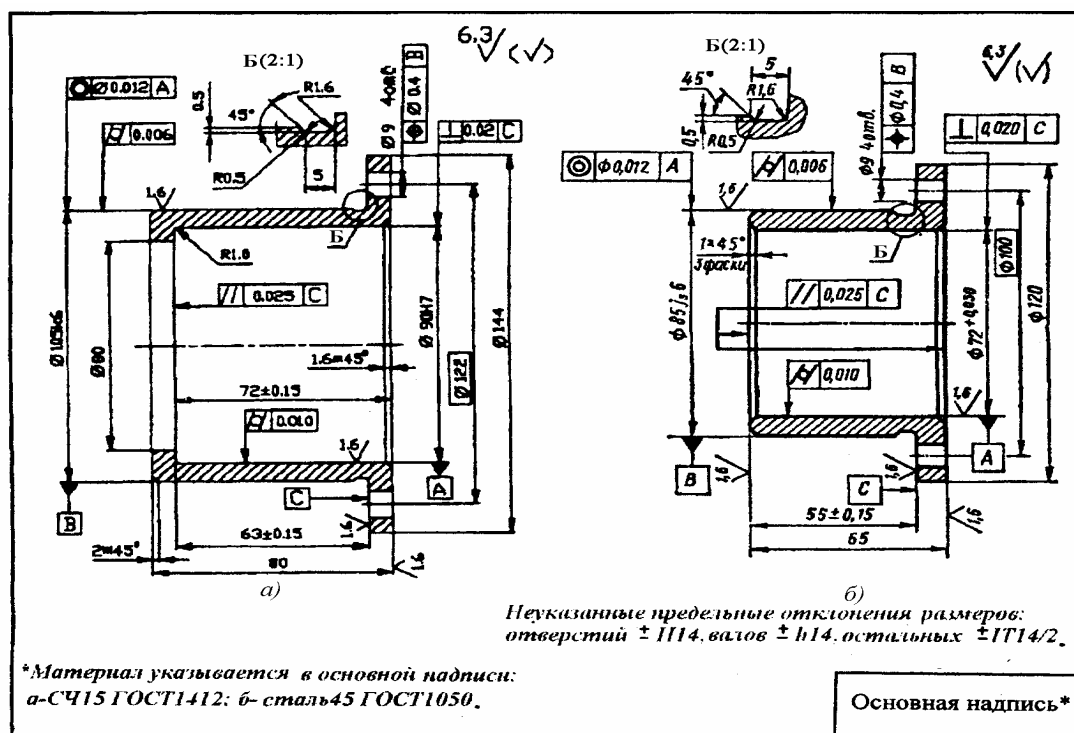


Рис.31.28. Рабочие чертежи стаканов

Предельные отклонения цепного размера h располагают относительно номинального значения симметрично по рекомендациям, указанным ранее, а поля допусков диаметра центрирующего пояса D , посадочного места под манжету D_m , выступа закладной крышки в пазу корпуса b принимают в соответствии с рис.31.29. Кроме того, для поверхностей А, Б, В, Г и Д должны быть заданы допуски расположения.

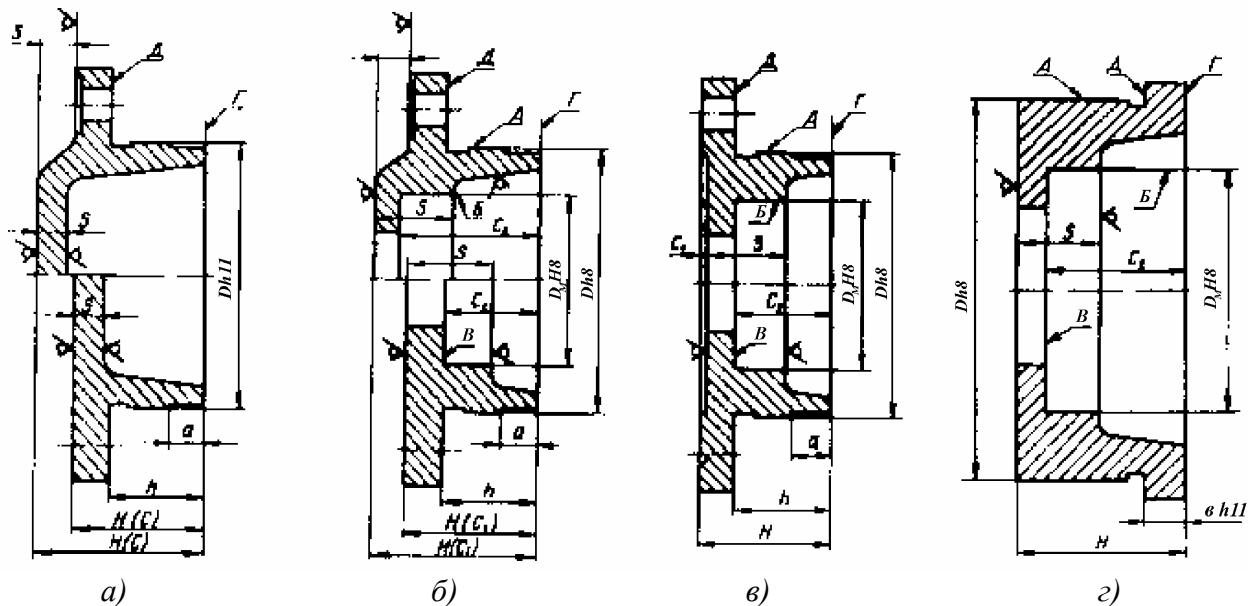


Рис.31.29. Предельные отклонения размеров и допуски расположения поверхностей, указываемые на рабочих чертежах крышек подшипников

Допуск параллельности торцов (рис.31.30, поз.1) назначают с целью ограничения перекоса колец тогда, когда подшипник качения базируется по торцу крышки.

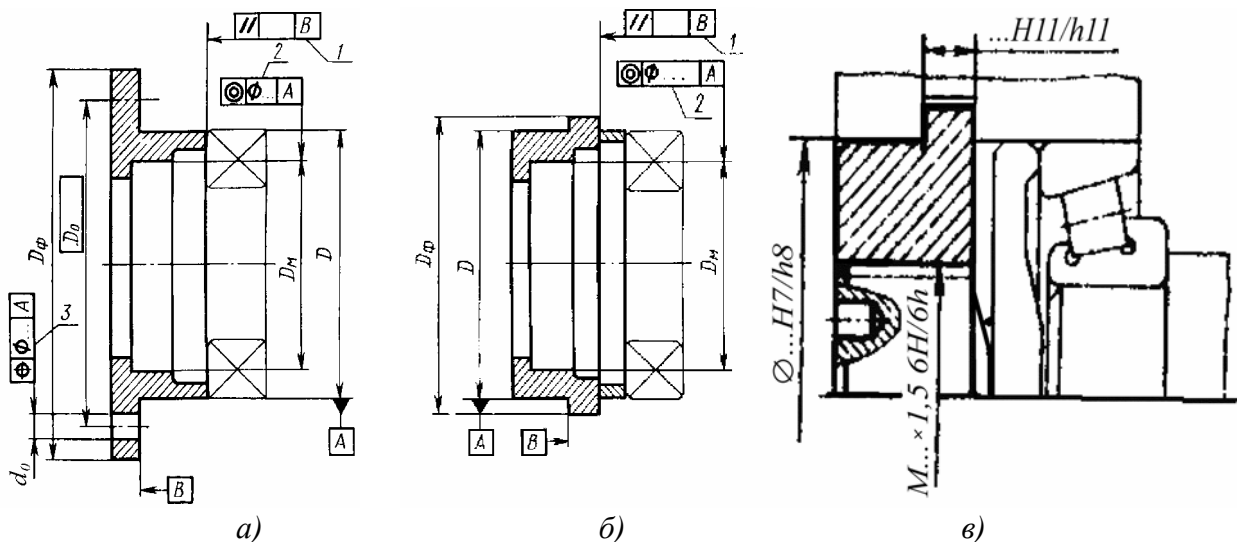


Рис.31.30. Условное изображение на чертежах крышек обозначений баз, допусков формы и расположения

Величина допуска параллельности принимается по табл.31.5 в зависимости от типа крышки и степени точности для принимаемой группы подшипников, назначаемой в соответствии с табл.31.32.

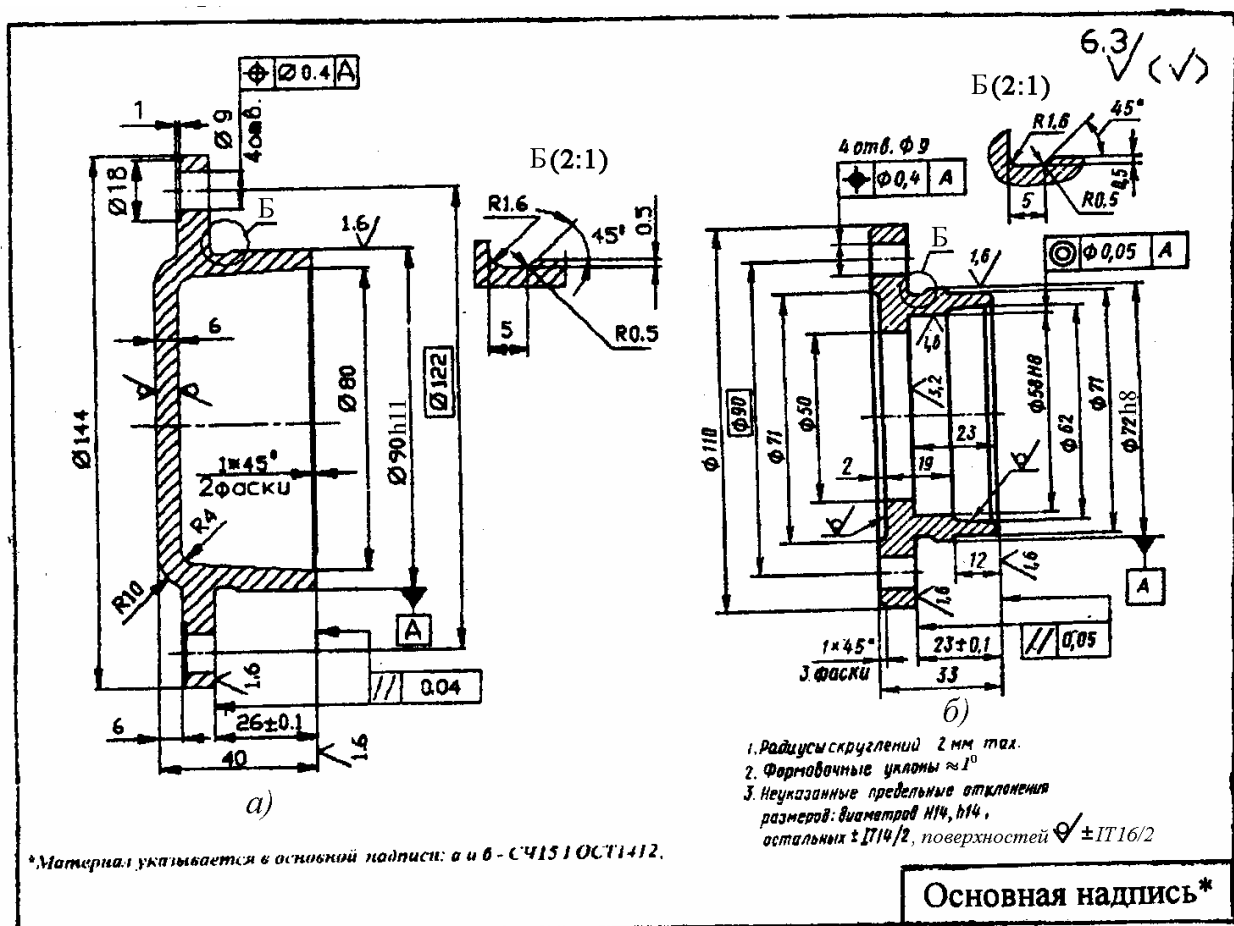


Рис.31.31. Рабочие чертежи привертной крышки

Таблица 31.32

Степени точности допусков параллельности для крышек

Группа подшипников	Крышки подшипников	
	привертные	закладные
I - шариковые	10	9
II - короткие цилиндрические ролики	9	8
III - конические	8	7

Допуск соосности (рис.31.30, поз.2) задают для ограничения радиального смещения уплотнительной манжеты и снижения за счет этого давления на её рабочую кромку. Величина допуска принимается по 8-му качеству.

Позиционный допуск (поз.3) назначают аналогично и с той же целью, как и на чертежах стаканов (см.поз.8, рис.31.27) с учетом диаметров крепежных винтов и отверстий под них по табл. 19.22.

На рис.31.30, в изображена закладная крышка с винтом для обеспечения регулировочных операций. Здесь торцовые поверхности крышки свободные и к ним не предъявляют требования точности. Учитывая, что осевые зазоры в резьбовом соединении винта с крышкой нежелательны, следует назначать резьбу с мелким шагом и задавать на диаметре резьбы посадку $6H/6h$.

Примеры выполнения рабочих чертежей крышек подшипников приведены на рис.31.31.

ГЛАВА 32

ОФОРМЛЕНИЕ РАБОЧЕГО ЧЕРТЕЖА КОРПУСА

Рабочий чертеж корпусной детали разрабатывается на основании сборочных чертежей проекта с учетом требований, предъявляемых к рабочим чертежам в соответствии с ГОСТами.

32.1. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ВИДОВ И РАЗРЕЗОВ

В первую очередь для корпуса устанавливают главный вид и затем определяют нужное число (два, три) основных видов, связанных с главным проекционной связью и не обозначаемых на чертеже буквами, выявляют необходимые разрезы и сечения, полные и частичные дополнительные виды.

Все виды, разрезы и сечения нужно располагать так, чтобы на листе осталось место для нанесения размеров и надписей. Масштаб выполнения основных проекций обычно 1:2 или 1:2,5. Отдельные виды, разрезы и сечения по возможности следует изображать в натуральную величину.

При выполнении разрезов следует руководствоваться следующим:

а) не рекомендуется выполнять разрезы в виде разверток, так как они искажают размеры корпуса по высоте или ширине, а также не рекомендуется выполнять ступенчатый разрез, в котором при совмещении секущих плоскостей контуры отверстий накладываются друг на друга, т.е. не следует совмещать в одной плоскости части разных отверстий.

б) частичный вырыв применим при условии, что он не исключает какую-либо особенность внешней конфигурации детали;

в) соосные отверстия, предназначенные под опоры одного вала, валика управления и т.д., следует изображать на одном разрезе (проекции), т.е. недопустимо их показывать по одному на разных разрезах;

г) всегда следует стремиться к тому, чтобы изображение детали не вызывало затруднений при чтении чертежа.

При выполнении рабочего чертежа разъемного корпуса или крышки редуктора (рис.32.1) для полного отображения их конфигурации целесообразно сделать четыре основных вида (спереди, справа, слева и сверху), а для выявления внутренней формы (отверстий, бобышек, стенок и т.п.) – соответствующие разрезы, выносные сечения и частичные вырывы.

При разработке рабочего чертежа корпуса коробки скоростей (рис. 32.2) в качестве главного вида обычно принимают вид на корпус со стороны управления. В этом случае четыре основных вида (спереди, справа, слева и сверху) определяют наружную конфигурацию корпуса, два полных разреза А-А и Б-Б (рис.32.3) и вырывы на видах показывают конструктивные формы внутренних его частей. Для выявления более мелких особенностей тех или иных элементов корпуса используют дополнительные частичные виды или выносные сечения (В-В и Г-Г).

32.2. НАНЕСЕНИЕ РАЗМЕРОВ И ИХ ПРЕДЕЛЬНЫХ ОТКЛОНЕНИЙ

В подавляющем большинстве случаев заготовки корпусов редукторов и коробок скоростей – литые.

По служебному назначению наносимые на рабочий чертеж размеры можно разбить на следующие группы:

а) размеры, устанавливающие габариты и форму собственно литой детали (лап, приливов, бобышек и т.д.);

б) размеры, определяющие положение литых поверхностей корпуса (для изготовления модели) и обрабатываемых плоскостей относительно выбранных базовых плоскостей;

в) размеры основных обрабатываемых отверстий и координаты их расположения относительно выбранных базовых плоскостей, а при функциональной связи этих отверстий друг с другом координаты их взаимного расположения;

Technical drawing of a mechanical part, likely a pump housing, showing multiple views: front, top, side, and cross-sections. The drawing includes dimensions such as D_ϕ , $R \approx 1,5\delta$, $a \approx \delta$, b_δ , $D'_\phi = 1,25D + 10$, $h' \approx 0,5\delta$, and $D_\phi = D'_\phi + 4 \dots 5 \text{ mm}$. Section lines A-A, B-B, and $\Gamma-\Gamma$ are indicated.

11. Неуказанные предельные отклонения размеров Н14; h14; остальные $\pm IT14/2$

10. На всех резьбовых отверстиях отклонения размеров: под углом 120 град и диаметром на 1 мм больше наружного диаметра резьбы

9. Покрытие механически обработанных поверхностей: наружных - эмаль в цвет оборудования, внутренних - нитрозаль, красный

*Материал СЧ15 ГОСТ1412 указывается в основной надписи

Основная надпись

543

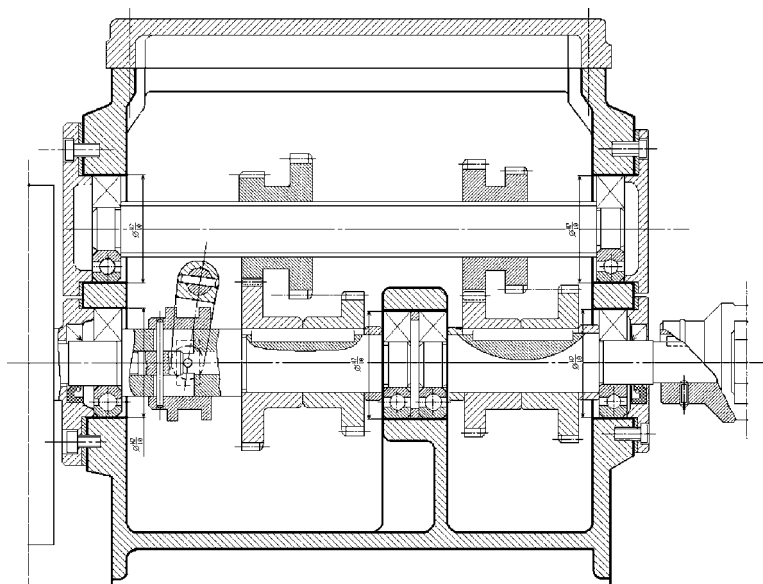


Рис.32.2. Конструкция коробки скоростей

Для всех размеров указываются предельные отклонения. Обычно рекомендуется следующая последовательность простановки каждой группы размеров на чертеже.

Размеры для изготовления чертежа литейной модели

Первоначально проставляют все размеры, относящиеся к самому литью (рис.32.4 и 32.6,а): габаритные; присоединительные (длина, ширина опорных плоскостей, размеры лап); между наружными плоскостями противоположных стенок корпуса; толщины стенок, дна, ребер, размеры буртов, ширина и высота отбортовки; диаметр, длина, высота бобышек, приливов, платиков, фланцев; радиусы сопряжений наружных или внутренних поверхностей, радиусы закруглений элементов корпуса, литейные радиусы. Предельные отклонения этих размеров назначают по 14 качеству и указывают их в технических требованиях соответствующей надписью. Данные размеры являются исходными для конструктора литейной модели, который разрабатывает ее чертеж с учетом необходимых припусков на механическую обработку тех или иных поверхностей.

Далее задают основные конструкторские базы (три взаимно-перпендикулярные плоскости, рис.32.5 и 32.6,б), которые в дальнейшем используют при простановке размеров, необходимых для изготовления отливки (модели) и механической обработки корпуса. Шероховатость базовых плоскостей $2,5\sqrt{\dots}^{1,25}\sqrt{\dots}$. На чертеже эти базы не обозначают.

Размеры, определяющие положение обрабатываемых плоскостей

Проставляются размер от плоскости основания (базы) до плоскости разъема с крышкой, цепной размер между привалочными плоскостями платиков для подшипниковых крышек на противоположных стенках корпуса и т.д. Для первого размера для корпусов с плоскостью разъема предельное отклонение – $h11, h12$; для второго – в зависимости от вида компенсатора – см. стр.304.

Размеры для отверстий под опоры валов, валиков управления и т.д.

Размеры диаметров отверстий с указанием поля допуска размещают на тех разрезах (проекциях), где полностью выявляются их конструктивные формы (рис.32.1,б или разрезы А-А и Б-Б на рис.32.5). Размеры, определяющие положение осей отверстий, задают от основных баз, указанных ранее. При наличии отверстий под опоры валов одно из них координируется относительно баз с предельными отклонениями $\pm IT/2$, а второе – относительно первого с учетом межосевого расстояния или непосредственно через межосевое расстояние при расположении линии центров в горизонтальной (рис.32.1,б) или вертикальной плоскостях (рис.32.5).

Допускаемые отклонения размеров отверстий обусловлены выбранными посадками деталей в корпус (рис.32.2), а межосевых расстояний – видом сопряжения для цилиндрических зубчатых передач – табл.32.8 и степенью точности для червячных передач – табл.32.12 (рекомендации по их выбору см. ниже). В сложных редукторах и коробках скоростей на одну стенку корпуса может выходить несколько взаимосвязанных отверстий под опоры валов.

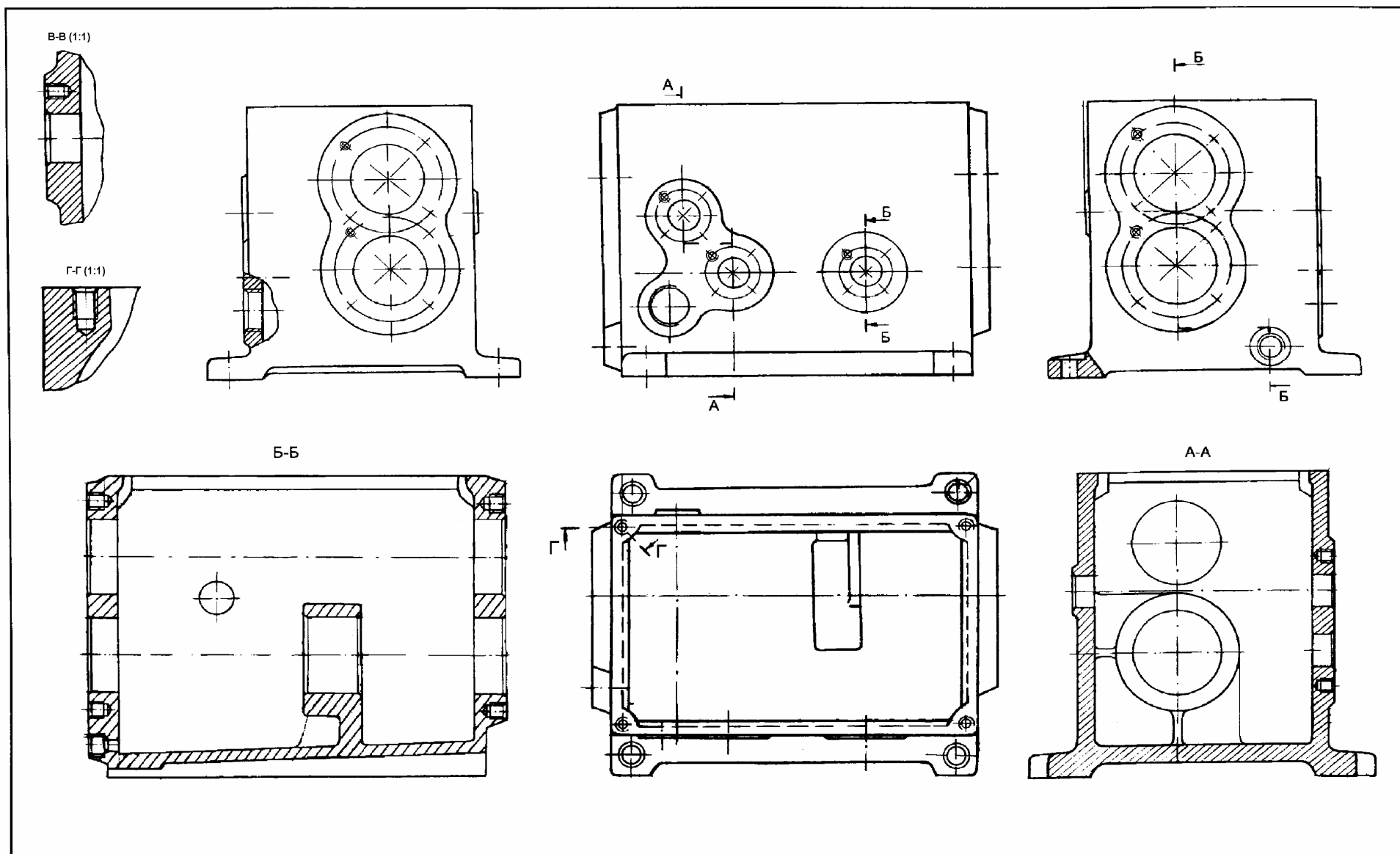


Рис.32.3. Изображение основных проекций и разрезов цельнолитого корпуса коробки скоростей

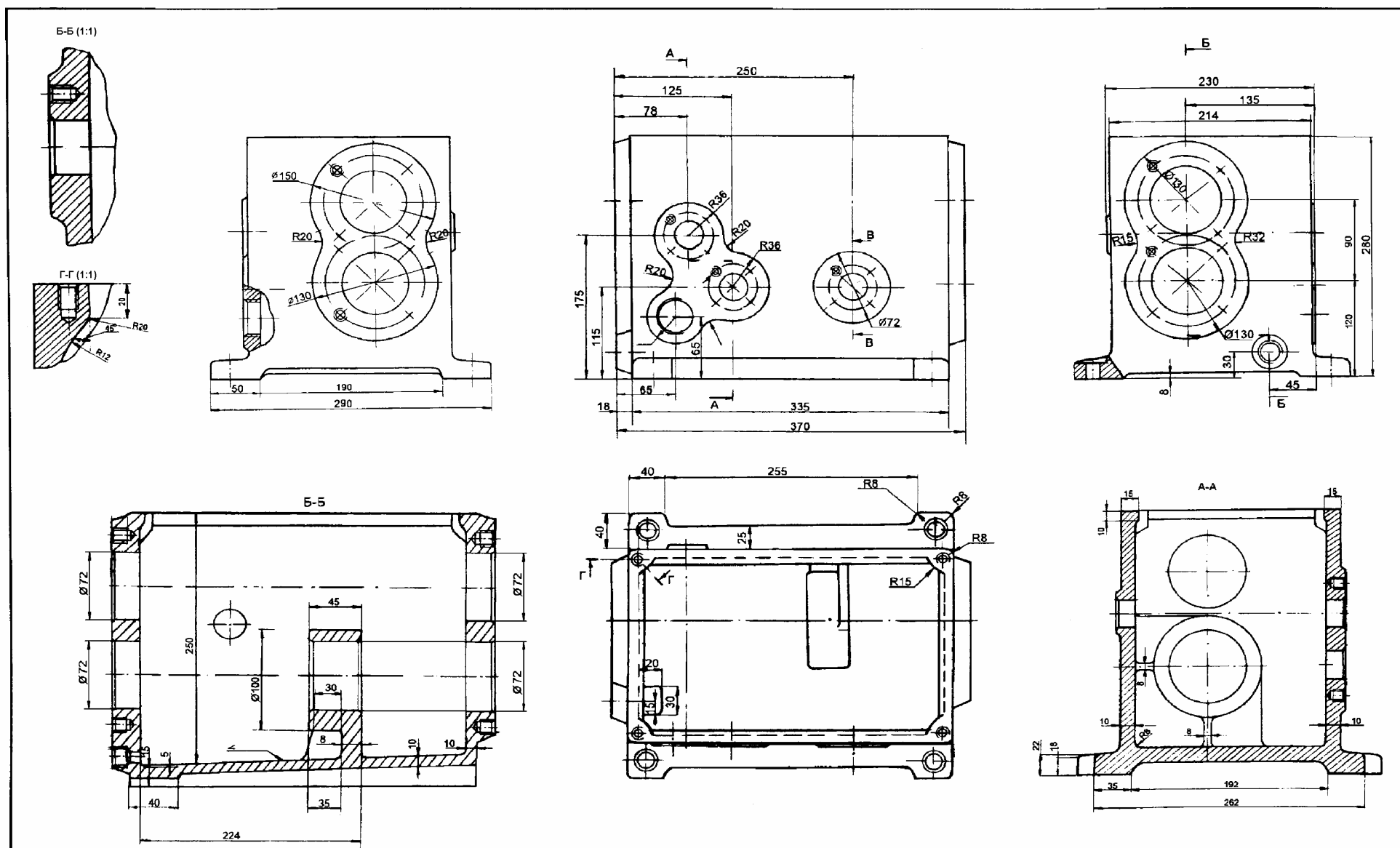


Рис.32.4. Исходные размеры для выполнения литой модели корпуса коробки скоростей, изображенной на рис.32.2

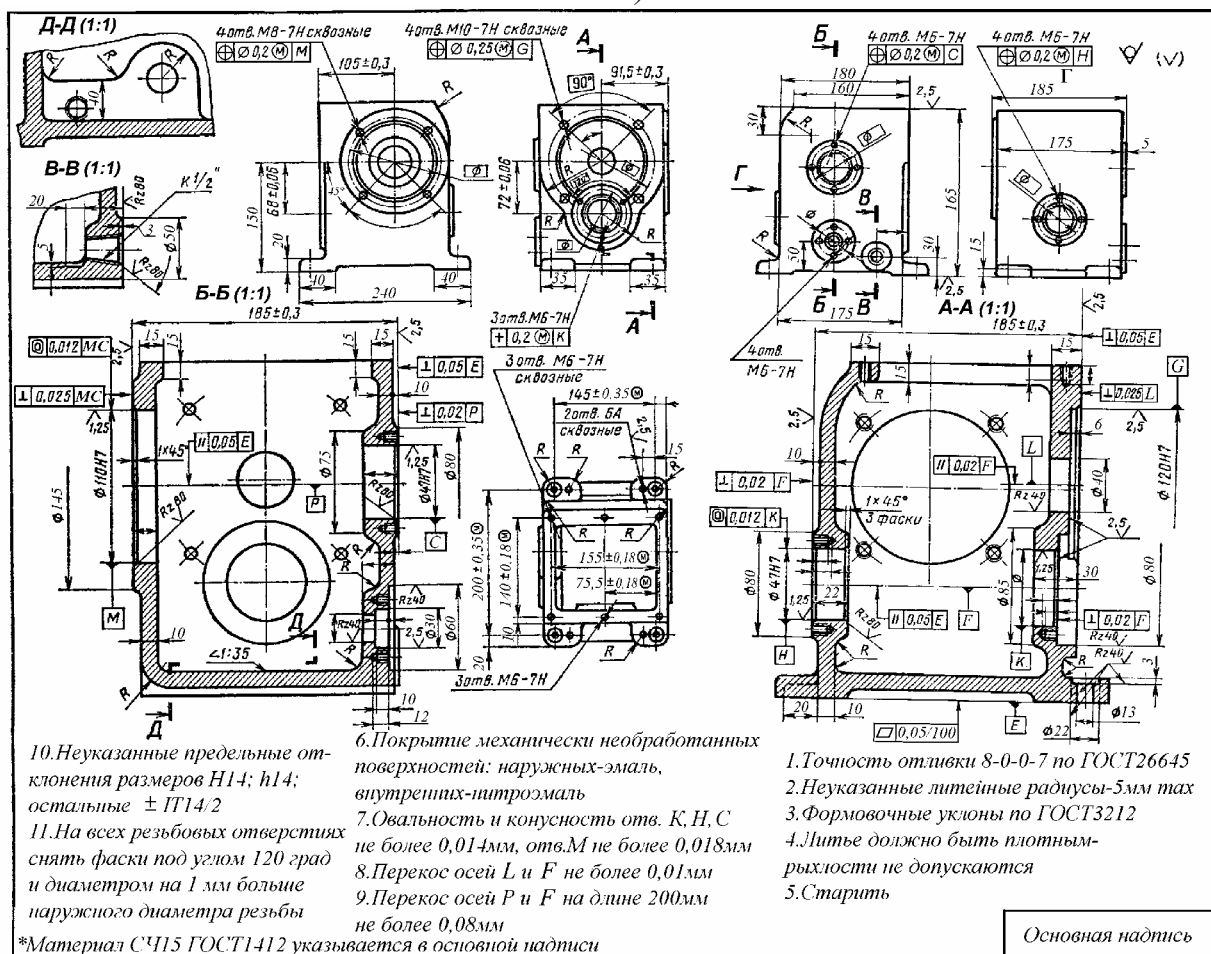
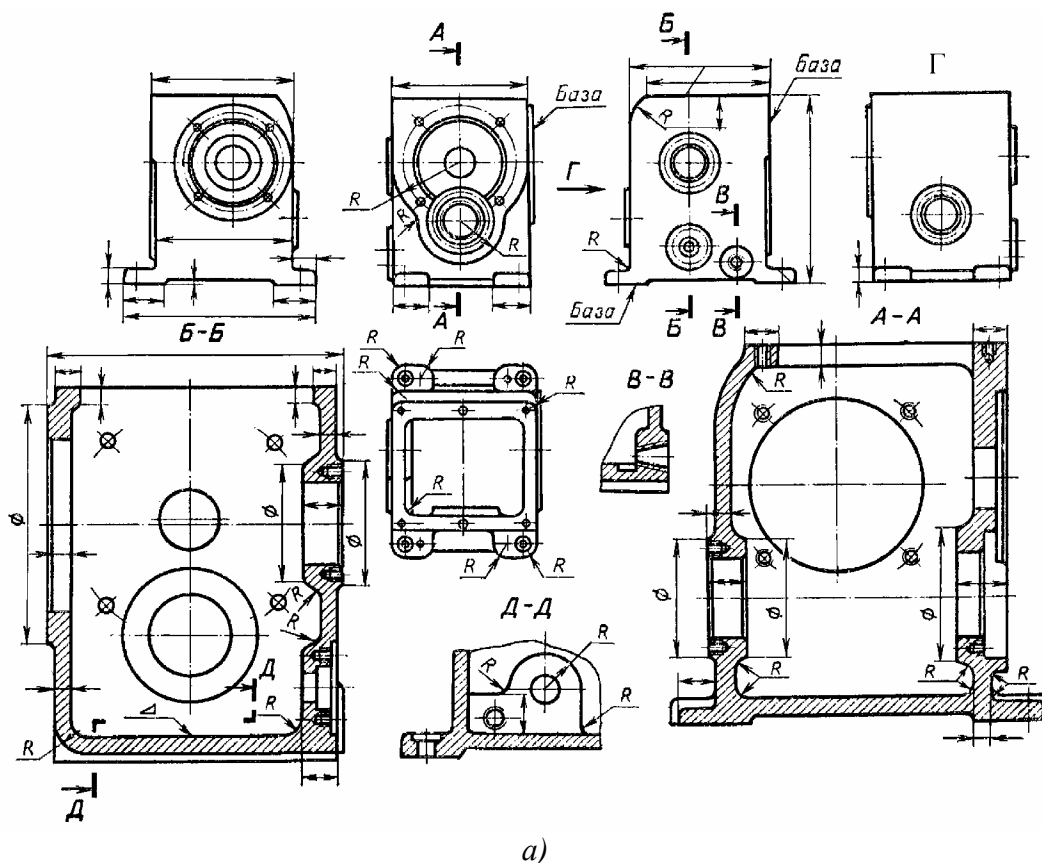


Рис.32.6. Цельнолитой корпус червячного редуктора: а - конструкция, б - рабочий чертеж

Способ координирования осей этих отверстий выбирают, исходя из условий их обработки.

При мелкосерийном и серийном производстве обычно отверстия обрабатывают на координатно-расточных станках, у которых обеспечивается отсчет заданных координат в двух взаимноперпендикулярных направлениях с соответствующими отклонениями. В этом случае следует проставлять размеры, как показано на рис.32.7,а: ось одного отверстия координируют относительно обработанных базовых плоскостей корпуса размерами L и H с предельными отклонениями $\pm IT/2$, затем от нее, как от зафиксированной новой базы задают по ходу силового потока координаты l_1 и h_1 оси второго отверстия, а от нее, как от базы, координаты l_2 и h_2 оси третьего отверстия. Указанные координаты вычисляют из прямоугольных треугольников. Например, задавшись значением h_1 вычисляется l_1 ($l_1 = \sqrt{a_1^2 - h_1^2}$) с точностью до второго-третьего знака после запятой. Размеры межосевых расстояний a_1^* и a_2^* с допускаемыми отклонениями, которые назначаются в зависимости от предусматриваемого вида сопряжения зацепления зубчатых передач (табл.32.8), задают как справочные. Допускаемые отклонения координатных размеров l и h составляют 0,7 от допускаемого отклонения на межосевое расстояние и рассчитываются с точностью до второго-третьего знака после запятой.

При обработке отверстий на сверлильно-расточных станках используется другой метод координирования осей отверстий, представленный на рис.32.7,б. В этом случае обычно за базовое принимается отверстие, в которое монтируется тихоходный вал. Это отверстие координируется относительно двух взаимно перпендикулярных базовых плоскостей корпуса размерами L и H с предельными отклонениями $\pm IT/2$. С осью базового отверстия последовательно (по ходу силового потока) связывают все остальные основные отверстия, проставляя размеры межосевых расстояний с допускаемыми отклонениями.

На чертеже корпуса конического или коническо-цилиндрического редуктора (рис.32.1,б) необходимо проставить цепной размер от торца платика, к которому прилегает фланец подшипникового стакана с валом конической шестерни, до оси отверстия для опор вала ведомого колеса. Предельное отклонение для этого размера зависит от вида компенсатора – см. стр.304.

Все размеры на цилиндрические отверстия – диаметры (с полем допуска), параметры резьбы и длину - задают на разрезах или плоскостях разреза. Исключения представляют гладкие отверстия, например, под штифты, размеры которых можно указывать надписью на полке выносной линии.

Размеры для отверстий под крепежные детали

На чертеж наносят размеры, относящиеся к резьбовым и гладким отверстиям под детали крепления: диаметры, глубину, координаты всех отверстий (рис.32.5 и 32.6,б).

Для резьбовых отверстий глубину, как полную, так и нарезанной части, указывают на разрезе, а размер самого отверстия с обозначением типа резьбы и ее поля допуска дают надписью на полке размерной линии (рис.32.5, 32.6,б), например, М8-6Н.

На чертежах расположение осей отверстий для крепежных деталей может быть задано либо межосевым расстоянием, либо расстоянием от каких-либо баз. Координирование осей крепежных отверстий зависит от способа их обработки – по накладным кондукторам или на станках с ЧПУ.

Допуски расположений осей отверстий для крепежных деталей установлены ГОСТ 14140 и на чертежах могут быть обеспечены двумя способами:

предельными отклонениями размеров, координирующих положение осей отверстий;
позиционными допусками, т.е. указанием предельных смещений осей отверстий от номинального расположения.

Расчетная величина смещения зависит только от зазора между внутренними поверхностями отверстий и наружными поверхностями крепежных деталей, проходящих через эти отверстия.

Соединения крепежными деталями подразделяют на типы А и Б (рис. 32.8).

В соединениях типа А (рис. 32.8,а) зазоры для прохода крепежных деталей предусмотрены в обеих соединяемых деталях (соединения болтами).

В соединениях типа Б (рис. 32.8,б) зазоры для прохода крепежных деталей предусмотрены только в одной из соединяемых деталей (соединения винтами, шпильками, штифтами).

Для охватывающих и охватываемых поверхностей, согласно ГОСТ 24643, установлены два вида допусков расположения: независимый и зависимый.

Если допуск расположения, числовое значение которого постоянно для всей совокупности деталей, изготовленных по данному чертежу, определяется заданным предельным отклонением и от действительных отклонений размеров диаметров отверстий и крепежной детали: 1) не зависит – допуск является независимым; 2) зависит – допуск является зависимым. Зависимые допуски обозначаются знаком M . При зависимых допусках предельные отклонения расположения соответствуют наименьшим предельным размерам отверстий и наибольшим предельным размерам крепежных деталей.

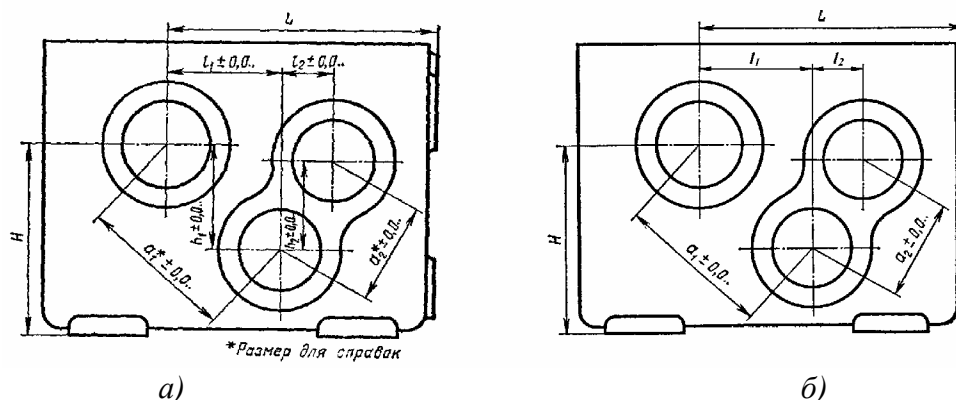


Рис.32.7. Способы координирования осей отверстий в корпусе под опоры валов

Размеры сквозных отверстий под болты, винты и шпильки, согласно ГОСТ 11248, для двух рядов (из трех) приведены в табл.32.1, из которых первый ряд является предпочтительным, и применяем, в частности, при любом количестве отверстий и любом их расположении при обработке по кондукторам. Предельные отклонения диаметров отверстий для первого ряда – по Н12, для второго – по Н14.

При сверлении по накладным кондукторам при задании допусков расположения с использованием: 1) позиционного допуска (предпочтителен); 2) предельного отклонения размеров, координирующих оси отверстий, обеспечивается полная взаимозаменяемость деталей.

Наиболее часто координирование осей отверстий ведут по схемам, приведенным на рис.32.9,а,б,в, задавая предельные отклонения для расстояний l_1, l_2 и т.д..

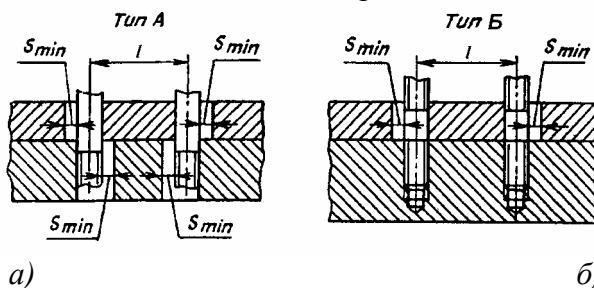


Рис.32.8 Схемы соединения крепежными деталями

На рис.32.9,а отсчет координат ведут от торцовых поверхностей (край лапы или корпуса); на рис.32.9,б за базу взята ось отверстия, а на рис.32.9,в - координаты указаны от оси центрального отверстия, являющейся одновременно осью симметрии. Допускаемые отклонения Δl на расстояние от базы центра отверстия определяют с учетом типа соединения, исходя из величины наименьшего зазора: при болтовом соединении $\Delta l \cong \pm 0,55S_{min}$; при винтовом - $\Delta l \cong 0,28S_{min}$, где $S_{min}=d_o-d$ - наименьший зазор в соединении; d_o - диаметр отверстия;

d - диаметр болта (винта, шпильки). При этом данное отклонение является зависимым, на что указывает знак (M) . Ряды сквозных отверстий (табл.32.1) выбирают с учетом обработки отверстий, "собираемости" и компенсации зазора погрешностей монтажа, причем диаметры сквозных отверстий под винты и шпильки принимаются обычно по первому ряду, а под болты – преимущественно по второму.

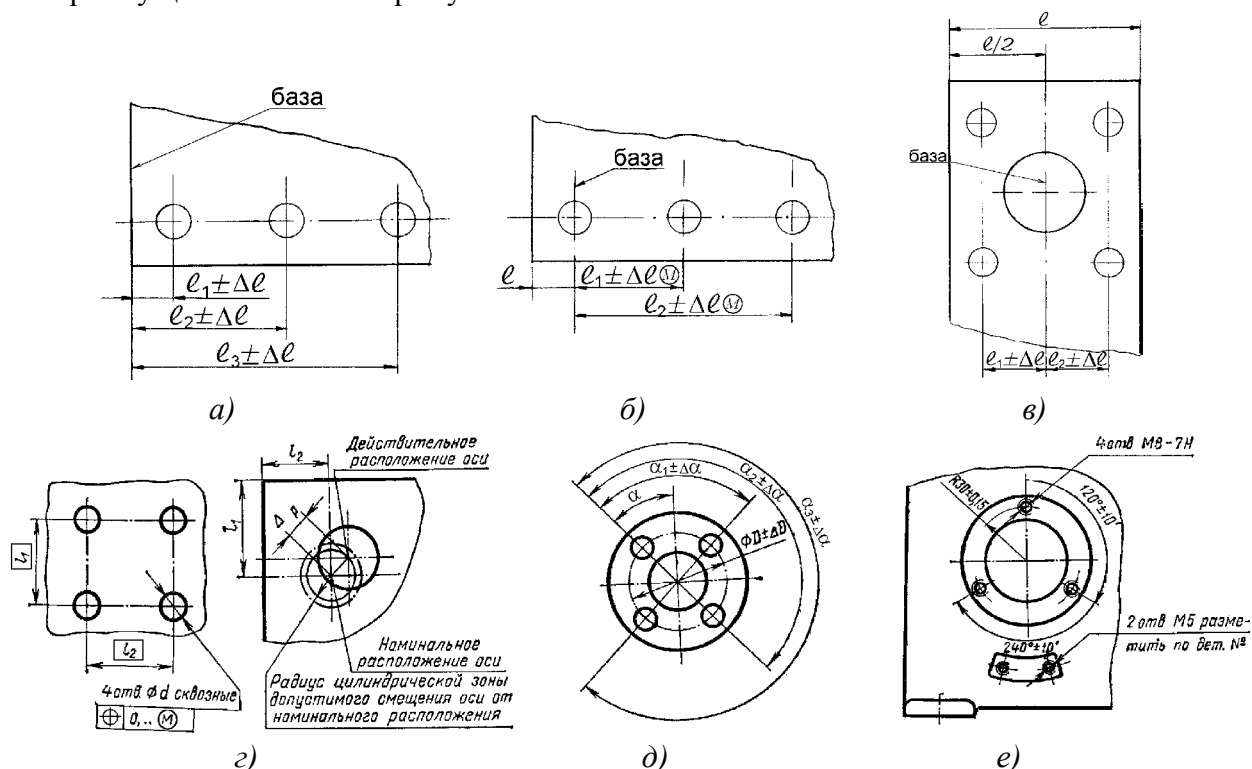


Рис.32.9. Координирование осей отверстий в корпусе под винтовые и болтовые соединения

Таблица 32.1

Сквозные отверстия под крепежные детали, мм

Диаметр стержня болта, винта, шпильки d (М), мм		5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
Диаметр отверстия d_0	1ый ряд	5,3	6,4	8,4	10,5	13	15	17	19	21	23	25
	2ой ряд	5,5	6,6	9,0	11	14	16	18	20	22	24	26

Допускаемые средние отклонения Δl при болтовом соединении обычно принимают: при резьбе М8...М10 $\Delta l \approx \pm 0,55$ мм; при М12...М24 $\Delta l \approx \pm 1,1$ мм; при винтовом соединении (соединении шпильками) при резьбе М6...М10 $\Delta l \approx \pm (0,11...0,14)$ мм; при М12...М24 $\Delta l \approx \pm 0,28$ мм.

Оси отверстий для крепления крышек подшипников располагают по окружности. Отверстия под "крепеж" обычно при крупносерийном производстве сверлят по накладным кондукторам (независимо в корпусе и крышке), базой для которых являются отверстия под подшипники. В этом случае удобно указывать допустимое смещение расположения отверстий с использованием позиционного отклонения Δp действительного расположения оси резьбового отверстия относительно номинального (рис.32.9,г). При равных зазорах во всех соединениях при креплении винтами допустимое смещение в диаметральном выражении составляет $\Delta p = 0,4S_{min}$. Полученные расчетные значения Δp (округляют до ближайшей величины из ряда: 0,03; 0,04; 0,05; 0,06; 0,08; 0,1; 0,12; 0,16; 0,2; 0,25; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,6; 2,0; 2,5; 3,0) являются зависимыми допусками, обозначаемыми условным знаком (M) , помещаемым после величины предельного отклонения (рис.32.9,г).

При использовании позиционного зависимого допуска $\oplus$ расположения осей крепежных отверстий он записывается в диаметральном выражении, например, $\oplus \varnothing 0,2(M)$, где допуск при зазоре в соединении типа Б по 1-му ряду (табл. 32.1) составляет соответственно 0,16; 0,20 и 0,40 мм при М6...М8; М10 и М12...М24.

При этом линейные и угловые размеры, определяющие номинальное расположение осей отверстий, указывают без предельных отклонений, но заключают их в прямоугольные рамки (рис.32.5, 32.6,б и 32.9,г), что означает – на эти размеры не распространяются неуказанные предельные отклонения размеров, так как для них действительным является позиционный допуск.

При использовании системы полярных координат, - в основном для изделий индивидуального и мелкосерийного производств, - расположение осей отверстий задают радиусом или диаметром окружности, на которой находятся оси отверстий, и углами между осями с указанием их предельных отклонений (рис.32.9,д). При отсутствии требований взаимозаменяемости отверстия сверлятся по разметке и вместо нанесения координат осей отверстий на рабочем чертеже делают соответствующую надпись, например: «4отв.М8 разметить по крышке №...». Этот способ допускается использовать одновременно с координатным на чертеже одной и той же корпусной детали для неответственных соединений, например, для привертывания мелкими винтами табличек-указателей – рис.32.9,е.

Для уточненного определения допусков на размеры, координирующие оси отверстий (рис. 32.10) с учетом условий монтажа собираемых деталей, могут быть использованы табличные значения предельных отклонений или позиционных допусков по ГОСТ 14140. При этом допуск расположения осей отверстий составляет с учетом условий монтажа собираемых деталей для соединения типа А – $IT=kS_{min}$, а типа Б – $IT=0,5kS_{min}$, где k – коэффициент использования зазора.

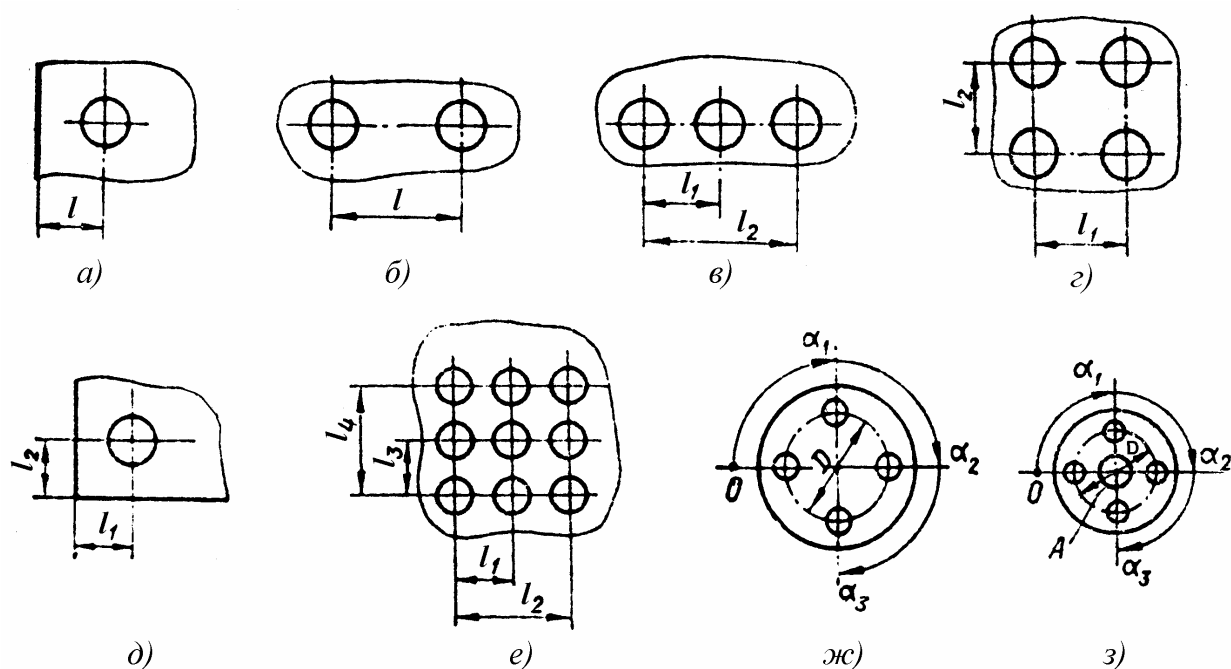


Рис. 32.10. К определению допусков на размеры, координирующие оси отверстий в прямоугольной (а-е) и полярной (ж-з) системах координат

Рекомендуется принимать $k=1$ для соединений, не требующих регулировки взаимного положения деталей; $k=0,8$ или $k=0,6$ – для соединений, в которых необходима регулировка взаимного положения деталей.

Предельные отклонения размеров, координирующих оси отверстий под крепежные детали, приведены в табл. 32.2-32.4.

Таблица 32.2

Предельные отклонения размеров от оси каждого отверстия до базовой плоскости или до оси базового отверстия. Соединения типа А*.

Характер расположения отверстий	Расстояния	Коэффициент K	Зазор S_{min} , мм							
			0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	2,0
Отверстие, координированное относительно базовой плоскости	Между осью отверстия и плоскостью (рис. 32.10,а)	1,0 0,8 0,6	Предельное отклонение $\pm\Delta l$, мм							
			0,10	0,16	0,20	0,25	0,30	0,40	0,5	1,0
			0,08	0,12	0,16	0,20	0,25	0,30	0,4	0,8
			0,06	0,08	0,12	0,16	0,20	0,25	0,3	0,6
Отверстия, координированные относительно базового отверстия и расположенные в несколько рядов	Между осями двух любых отверстий (рис.32.10,б) или по диагонали (рис. 32.10,г,е)	1,0 0,8 0,6	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,80	1,0	2,0
			0,16	0,25	0,30	0,40	0,50	0,65	0,8	1,6
			0,12	0,16	0,25	0,30	0,40	0,50	0,6	1,2
Три и более отверстий, расположенных в один или два ряда	L_1 и L_2 (рис. 32.10,в,г)	1,0 0,8 0,6	0,14	0,22	0,28	0,35	0,40	0,55	0,70	1,4
			0,11	0,16	0,22	0,28	0,35	0,45	0,55	1,1
			0,08	0,11	0,16	0,22	0,28	0,33	0,40	0,8
Одно отверстие, координированное относительно двух взаимно перпендикулярных базовых плоскостей, или несколько отверстий, координированных относительно базового отверстия	L_1-L_4 (рис.32.10,д,е)	1,0 0,8 0,6	0,070	0,11	0,14	0,18	0,20	0,28	0,35	0,70
			0,055	0,080	0,11	0,14	0,18	0,22	0,28	0,55
			0,040	0,055	0,08	0,11	0,14	0,16	0,20	0,40

*Для соединений типа Б указанные в таблице предельные отклонения следует уменьшить вдвое

Таблица 32.3

Предельные отклонения диаметра окружности осей отверстий. Соединения типа А*.

Характер расположения отверстий	Параметр	Коэффициент K	Зазор S_{min} , мм							
			0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	2,0
			Предельное отклонение размера, координирующего ось отверстия, мм							
Три и более отверстий, координированных друг относительно друга (рис.32.10,ж). Три и более отверстий, координированных друг относительно друга и относительно центрального базового элемента А (рис.32.10,з)	$\pm\Delta D$	1,0 0,8 0,6	0,14	0,22	0,28	0,35	0,40	0,55	0,70	1,40
			0,11	0,16	0,22	0,28	0,35	0,40	0,55	1,10
			0,08	0,11	0,16	0,22	0,28	0,35	0,40	0,80

*Для соединений типа Б указанные в таблице предельные отклонения следует уменьшить вдвое

Таблица 32.4

Предельные отклонения центральных углов между осью каждого отверстия и осью базового отверстия. Соединения типа А*.

Зазор $S_{\min}$, мм	Коэф- фици- ент К	Интервалы нормальных диаметров D, мм								
		св. 24 до 30	св. 30 до 40	св. 40 до 50	св. 50 до 65	св. 65 до 80	св. 80 до 100	св. 100 до 120	св. 120 до 150	св. 150 до 180
		Параметр $\pm\Delta\alpha$								
0,2	1	35'	28'	20'	16'	12'	10'	9'	7'	6'
	0,8	28'	22'	16'	12'	10'	8'	7'	6'	5'
	0,6	22'	16'	12'	10'	8'	6'	5'	4' 30"	4'
0,3	1	55'	45'	30'	25'	20'	16'	14'	12'	9'
	0,8	45'	35'	25'	20'	16'	12'	11'	9'	7'
	0,6	28'	22'	16'	12'	10'	8'	7'	6'	5'
0,4	1	1° 10'	55'	40'	30'	25'	20'	18'	14'	12'
	0,8	55'	45'	30'	25'	20'	16'	14'	12'	9'
	0,6	45'	35'	25'	20'	16'	12'	11'	9'	7'
0,5	1	1° 30'	1° 10'	50'	40'	30'	25'	22'	18'	14'
	0,8	1° 10'	55'	40'	30'	25'	20'	18'	14'	12'
	0,6	55'	45'	30'	25'	20'	16'	14'	12'	9'
0,6	1	1° 50'	1° 20'	1°	50'	40'	30'	28'	22'	18'
	0,8	1° 30'	1° 10'	50'	40'	30'	25'	22'	18'	14'
	0,6	1° 10'	55'	40'	30'	25'	20'	18'	14'	12'
0,8	1	2° 20'	1° 50'	1° 20'	1°	50'	40'	35'	28'	22'
	0,8	1° 50'	1° 20'	1°	50'	40'	30'	28'	22'	18'
	0,6	1° 30'	1° 10'	50'	40'	30'	25'	22'	18'	14'
1,0	1	3°	2° 20'	1° 40'	1° 20'	1°	50'	45'	35'	30'
	0,8	2° 20'	1° 50'	1° 20'	1°	50'	40'	35'	28'	22'
	0,6	1° 50'	1° 20'	1°	50'	40'	30'	28'	22'	18'
2,0	1	-	4° 30'	3° 20'	2° 40'	2°	1° 40'	1° 40'	45'	35'
	0,8	4° 30'	3° 40'	2° 40'	2°	1° 40'	1° 20'	1° 10'	55'	45'
	0,6	3° 40'	2° 40'	2°	1° 40'	1° 20'	1°	55'	45'	35'

*Для соединений типа Б указанные в таблице предельные отклонения угловых размеров, координирующих оси отверстий, следует уменьшить вдвое.

Позиционные допуски расположения осей отверстий по ГОСТ 14140 приведены в табл. 32.5.

Таблица 32.5

Позиционные допуски расположения осей отверстий

Диаметр стержня d, мм	Зазор $S_{\min}$, мм	Позиционный допуск, мм, при коэффициенте использования зазора					
		K=1		K=0,8		K=0,6	
		тип А	тип Б	тип А	тип Б	тип А	тип Б
2...3	0,2	0,2	0,10	0,16	0,08	0,12	0,06
	0,4	0,4	0,20	0,30	0,16	0,25	0,12
4...5	0,3	0,3	0,16	0,25	0,12	0,16	0,10
	0,5	0,5	0,25	0,40	0,20	0,30	0,16
6...8	0,4	0,4	0,2	0,3	0,16	0,25	0,12
6	0,6	0,6	0,3	0,5	0,25	0,40	0,20
8	1,0	1,0	0,50	0,80	0,40	0,60	0,30
10	0,5	0,5	0,25	0,4	0,2	0,3	0,16
	1,0	1,0	0,50	0,8	0,4	0,6	0,30
12...24	1,0	1,0	0,50	0,80	0,40	0,60	0,30
	2,0	2,0	1,0	1,60	0,80	1,2	0,60

Пример 1. Определить допуски расположения осей четырех отверстий под болты М16 (рис. 32.11,а).

Решение. По табл.32.1 находим $S_{\min}=1,0$ мм, отверстие обозначается Ø17Н12.

Предельные отклонения координирующих размеров осей отверстий определяются по

табл.32.2. При $S_{\min}=1,0$ мм, приняв $K=0,8$, получим $\Delta l = \pm 0,55$ мм; обозначение показано на рис.32.11,б.

Позиционный допуск определяется по табл.32.5. Приняв $K=0,8$, для соединения типа А находим $IT=0,8$ мм (смещение от номинального размера). Обозначение позиционного допуска дано на рис.32.11,в.

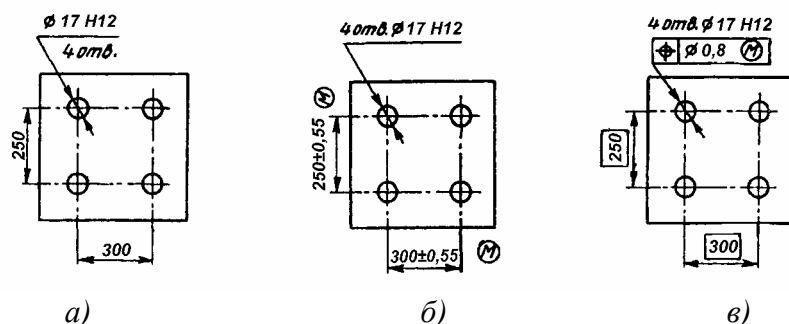


Рис.32.11. Координирование осей отверстий, расположенных по углам прямоугольника

Номинальные размеры заключены в рамку. Знак $\oplus$ указывает, что допуск позиционный. Допуск на смещение будет зависимым, так как он зависит от размеров отверстия, на что указывает буква (M).

Пример 2. Определить допуски расположения четырех отверстий для винтов М8, расположенных по окружности Ø95 мм (рис.32.12,а).

Решение. По табл.32.1 находим $S_{\min} = 0,4$ мм; отверстие обозначается Ø8,4H12. При нормировании предельных отклонений координирующих размеров осей отверстий значения ΔD и $\Delta \alpha$ определяют по табл.32.3 и 32.4: $\Delta D = \pm 0,11$ мм и $\Delta \alpha = \pm 8'$. Обозначение размеров и допусков в полярных координатах приведено на рис.32.12,б. Позиционный допуск определяется по табл.32.5. Приняв $K=0,8$, для соединения типа Б находим $IT=0,16$ мм. Обозначение позиционного допуска дано на рис.32.12, в. Номинальный размер заключен в рамку. Знак $\oplus$ обозначает, что допуск позиционный, а буква (M) указывает, что допуск зависимый.

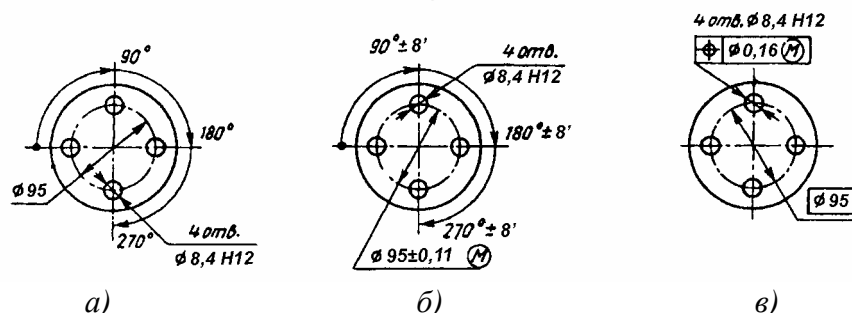


Рис.32.12. Координирование осей отверстий, расположенных по окружности

Координаты отверстий для крепления корпусов к основанию даны на рис.32.1,б с позиционным допуском, а на рис.32.5 и 32.6,б с предельными отклонениями относительно базового отверстия. Координаты базового отверстия на рис.32.1,б и 32.5 являются цепными размерами привода и определяют относительное расположение валов редуктора (коробки скоростей) и другого узла, чаще всего электродвигателя. Предельное отклонение на эти размеры $\pm IT/2$. При применении фланцевого электродвигателя и тихоходной передачи гибкой связью базовое отверстие можно координировать относительно торцевых поверхностей лап (рис.32.6,б).

Для резьбовых отверстий под винты для крепления крышки к корпусу редуктора (рис.32.1,б) их координаты заданы относительно базового отверстия с указанием предельных отклонений. Базовое отверстие закоординировано относительно торцевой плоскости и оси отверстия подшипникового стакана вала конической шестерни с предельными отклонениями $\pm IT/2$. Координаты резьбовых отверстий для крепления крышек на рис.32.5 и 32.6,б так же заданы с предельными отклонениями относительно базового, закоординированного от боковых поверхностей стенок корпуса. В тех случаях, когда размеры крышки (длина и ширина) не совпадают с соответствующими размерами корпуса, координаты базового отверстия с предельными отклонениями $\pm IT/2$ следует задавать относительно осей симметрии корпуса.

Для резьбовых отверстий под винты крепления подшипниковых крышек и деталей органов управления на рис.32.1,б, 32.5 и 32.6,б заданы зависимые позиционные допуски их осей в диаметральном выражении с указанием базы. При этом диаметры и углы, определяющие номинальное расположение осей отверстий, указаны в прямоугольных рамках.

32.3. НАНЕСЕНИЕ ДОПУСКОВ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Возникающие в процессе обработки корпуса отклонения геометрической формы (цилиндричности, плоскостности) и взаимного расположения поверхностей (неперпендикулярность плоскостей и осей, непараллельность осей отверстий, их смещение и др.) вредно влияют на работу подшипников, передач и всего механизма. Для ограничения этих отклонений назначают допуски формы и расположения поверхностей.

Допуски формы и расположения поверхностей предпочтительнее указывать условными обозначениями на изображении детали. При необходимости допускается давать их текстом в технических требованиях.

Базы для назначения допусков формы и расположения в соответствии с ГОСТ 2.308 обозначаются буквами латинского алфавита, не повторяющими букв русского алфавита, уже использованных для обозначения разрезов, сечений, видов, отдельных мест.

Виды погрешностей, которые следует ограничивать на рабочем чертеже корпусной детали, следующие:

1. Допуски $T_{\text{Ц}}$ цилиндричности (овальность и конусность) отверстий под подшипники качения и для установки стаканов назначают по норме не более половины предельного отклонения диаметра посадочного отверстия (табл.32.6) с округлением по рекомендуемому ряду, например, для отверстия $\varnothing 72 \text{ H7}$ $\boxed{\text{Ц} \mid 0,016}$.

Таблица 32.6

Предельные отклонения размеров отверстий, мм

Квалитет точности	Номинальные диаметры, мм				
	св. 10 до 18	св. 18 до 30	св. 30 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120
H7	+0,018 0	+0,021 0	+0,025 0	+0,030 0	+0,035 0
H8	+0,027 0	+0,033 0	+0,039 0	0,046 0	+0,054 0

Если на чертеже не указана величина допускаемой нецилиндричности, то ее принимают равной предельному отклонению диаметра отверстия.

2. Допуск $T_{\text{С}}$ соосности отверстий под опоры валов относительно общей оси (ВС) принимают равным предельному отклонению на диаметр меньшего отверстия (табл.32.6), например, $\boxed{\text{С} \mid \varnothing 0,05 \mid \text{ВС}}$. Можно также указывать отклонение от соосности одного отверстия относительно противоположного (рис.32.13,а).

3. Допуски $T_{\perp}$ перпендикулярности торцовых плоскостей платиков под крышки подшипников и механизмов управления относительно опорной плоскости корпуса (F) ориентировочно можно принимать равными 0,02 мм на длине 100 мм, т.е. $\boxed{\perp \mid 0,02/100 \mid \text{F}}$. Этот же допуск относительно общих осей каждой пары отверстий (В и С) относят к диаметру фланца подшипниковой крышки по норме 0,03 мм на диаметре 100 мм. Например, при диаметре фланца 50 мм $T_{\perp}=0,016$ мм, т.е. $\boxed{\perp \mid 0,016 \mid \text{ВС}}$.

4. Допуск $T_{\parallel}$ параллельности оси базового отверстия относительно базовой плоскости (F) ориентировочно можно принимать равным 0,05 мм на длине 100 мм, т.е. $\boxed{\parallel \mid 0,05/100 \mid \text{F}}$. В качестве базового выбирают обычно то отверстие, к положению оси которого предъявляются более жесткие требования. Например, при соединении быстроходного вала с валом электродвигателя муфтой, допускающей малое отклонение от соосности, базовым будет отверстие быстроходного вала.

5. Допуск $T_{\square}$ плоскостности назначают для плоскости основания корпуса при установке редуктора или коробки скоростей на плиту или раму, равным 0,05 мм на длине 100 мм; на плоскости под крышки (корпуса, подшипников) - 0,02...0,03 мм на длине 100 мм.

Для корпусов редукторов, имеющих плоскость разъема, следует указать: $T_{\perp}$ торцевых платиков под крышки подшипников относительно плоскости разъема (G) по норме $\boxed{\perp \mid 0,05/100 \mid \text{G}}$; $T_{\parallel}$ плоскости разъема относительно опорной плоскости (F) по норме $\boxed{\parallel \mid 0,05/100 \mid \text{F}}$; $T_{\square}$ для плоскости разъема по норме 0,01...0,02 мм на длине 100 мм.

Для корпусов коробок скоростей и редукторов с цилиндрическими зубчатыми передачами по ГОСТ 1643 дополнительно задают (рис.32.13,а):

1. Допуски параллельности и перекося осей отверстий для подшипников валов, значения которых подсчитываются по формулам

$$T_x=(0,6...0,7)(f_x L)/b \quad \text{и} \quad T_y=(0,6...0,7)(f_y L)/b ,$$

где f_x – предельное отклонение от параллельности осей отверстий (табл.32.7); $f_y=0,5f_x$ – предельный перекося осей; L – расстояние между подшипниками; b – ширина венца зубчатого колеса.

Таблица 32.7

Предельные отклонения от параллельности осей отверстий для цилиндрической зубчатой передачи $\pm f_x$, мм (ГОСТ 1643)

Ширина колеса b , мм	Степень точности			
	6	7	8	9
до 40	0,09	0,011	0,018	0,028
40...100	0,012	0,016	0,025	0,040

2. Допускаемое отклонение межосевого расстояния отверстий корпуса под подшипники опор валов цилиндрической зубчатой передачи определяют по соотношению

$$\Delta=\pm(0,6...0,7)f_a,$$

где f_a – предельное отклонение межосевого расстояния для цилиндрической зубчатой передачи (табл.32.8).

Таблица 32.8

Предельные отклонения межосевого расстояния для цилиндрической зубчатой передачи $\pm f_a$, мм (ГОСТ 1643)

Вид сопряжения	Межосевое расстояние a_w , мм					
	до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400
D	0,020	0,025	0,030	0,036	0,040	0,045
C	0,035	0,045	0,050	0,055	0,060	0,070
B	0,060	0,070	0,080	0,090	0,100	0,110
A	0,095	0,110	0,125	0,145	0,160	0,180

Для корпусов, в которых размещаются конические передачи, в соответствии со стандартом СТ СЭВ 186, дополнительно указывают следующие отклонения (рис.32.13,б):

1. Допуск перпендикулярности осей отверстий для опор валов шестерни и колеса конической зубчатой передачи (межосевого угла), который определяют на среднем конусном расстоянии в линейных величинах и рассчитывают по формуле:

$$T_{\perp}=2(0,6...0,7)(E_{\Sigma}L_0)/R_m ,$$

где E_{Σ} – предельное отклонение от перпендикулярности осей отверстий в передаче (табл.32.9); L_0 – расстояние от оси отверстий для опоры вала колеса до наружного торца отверстия под опору вала шестерни; R_m – среднее конусное расстояние.

2. Допуск пересечения (смещения) осей отверстий, определяемый выражением

$$T_x=\pm(0,7...0,8)f_c ,$$

где f_c – предельное отклонение от пересечения осей для конической зубчатой передачи, принимаемое по табл.32.10.

Таблица 32.9

Предельные отклонения от перпендикулярности осей отверстий для конической зубчатой передачи $\pm E_{\Sigma}$, мм (ГОСТ 1758)

Вид сопряжения	Среднее конусное расстояние R_m , мм								
	до 50			св. 50 до 100			св.100 до 200		
	Угол делительного конуса шестерни δ ,°								
	до 15	св. 15 до 25	св. 25	до 15	св. 15 до 25	св. 25	до 15	св. 15 до 25	св.25
D	0,011	0,016	0,019	0,016	0,019	0,022	0,019	0,026	0,032
C	0,018	0,026	0,030	0,026	0,030	0,032	0,030	0,045	0,050
B	0,030	0,042	0,050	0,042	0,050	0,060	0,050	0,071	0,080

**Предельные отклонения от пересечения осей для конической
зубчатой передачи $\pm f_c$, мм (ГОСТ 1758)**

Степень точности по нормам кон- такта	Среднее конусное расстояние R_m , мм			
	до 50	св. 50 до 100	св. 100 до 200	св. 200 до 400
6	0,012	0,015	0,018	0,025
7	0,018	0,020	0,025	0,030
8	0,028	0,030	0,036	0,045
9	0,036	0,045	0,055	0,075

Для корпусов червячных редукторов в соответствии со стандартом СТ СЭВ 311 дополнительно задают (рис.32.13,в):

1. Допуск перекося осей отверстий для опор валов червяка и колеса (межосевого угла), который вычисляется по формуле

$$T_y = (0,7 \dots 0,8)(f_{\Sigma} L_0) / b,$$

где f_{Σ} – предельное отклонение межосевого угла для червячной передачи (табл.32.11); b – ширина венца червячного колеса; L_0 – расстояние между плоскостями платиков под крышки подшипников вала червяка или червячного колеса.

2. Допускаемое отклонение межосевого расстояния отверстий корпуса под подшипники опор валов червяка и червячного колеса определяют по соотношению

$$\Delta = \pm(0,6 \dots 0,7)f_a,$$

где f_a – предельное отклонение межосевого расстояния для червячной передачи, принимаемое по табл.32.12.

Дополнительные допускаемые отклонения также указывают условными обозначениями на чертеже (рис.32.13).

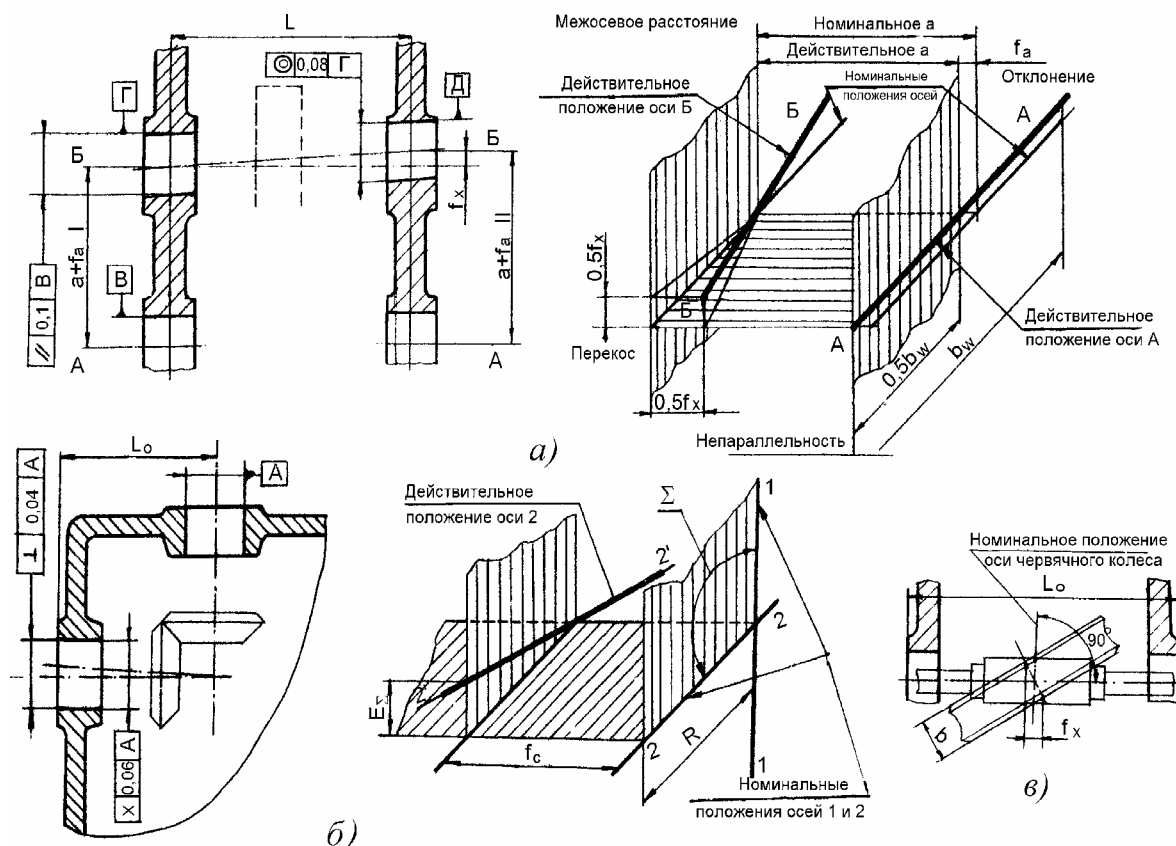


Рис.32.13. Погрешности, ограничиваемые на рабочем чертеже корпусной детали

Таблица 32.11

Предельные отклонения межосевого угла для червячной передачи $\pm f_{\Sigma}$, мм (ГОСТ 3675)

Степень точности по нормам контакта	Ширина зубчатого венца, мм		
	до 63	св. 63 до 100	св. 100 до 160
6	0,009	0,012	0,017
7	0,012	0,017	0,024
8	0,016	0,022	0,030
9	0,022	0,028	0,040

Таблица 32.12

Предельные отклонения межосевого расстояния для червячной передачи $\pm f_a$, мм (ГОСТ 3675)

Степень точности по нормам контакта	Межосевое расстояние a_w , мм					
	до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400
6	0,028	0,032	0,038	0,042	0,045	0,050
7	0,045	0,050	0,060	0,067	0,075	0,080
8	0,071	0,080	0,090	0,105	0,110	0,125
9	0,110	0,130	0,150	0,160	0,180	0,200

Точность формы и взаимного расположения поверхностей, а также точность взаимного расположения осей отверстий зависят от типа оборудования, а также от метода координации инструмента. С учетом отличия размеров и формы заготовок, состояния станков, режимов работы и других технологических факторов используют средние значения экономической точности обработки (табл. 32.13 и 32.14).

32.4. ОБОЗНАЧЕНИЕ ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТИ

Знаки шероховатости наносятся на чертеже в соответствии с ГОСТ 2789 и располагаются на линиях контура и выносных линиях возможно ближе к размерной линии (рис. 32.1, б, 32.5 и 32.6, б) или на полках линий выносок.

На литой детали преобладающей (по количеству поверхностей) является шероховатость литых поверхностей. Ее обозначение наносят в верхнем правом углу чертежа знаком  без указания дополнительных данных.

Назначение шероховатости механически обработанных поверхностей следует увязывать с классом точности изготовления сопряжения, его размерами, с возможным способом обработки конкретной поверхности и с технологическими возможностями этого способа.

Для несопрягаемых поверхностей шероховатость назначается в зависимости от требований, предъявляемых к внешнему виду таких поверхностей и детали в целом.

Рекомендуемые шероховатости различных поверхностей в зависимости от метода обработки приведены в табл. 32.13 и 32.14, а в частных случаях: для поверхностей отверстий корпусов под наружные кольца подшипников качения даны в табл. 32.15, а также для других поверхностей в табл. 32.16 и 32.17. Шероховатость поверхностей, не указанных в данных таблицах, могут быть определены по диаграмме на рис. 17.16 или из условия $Ra \approx 0,05t$, где t – допуск размера.

Таблица 32.13

Экономическая точность параметров отверстий при различных методах обработки (на длине 300 мм), мкм

Метод обработки	Операции	Квалитет точности отверстий	Параметр шероховатости поверхности Ra , мкм	Отклонение от параллельности и перпендикулярности*	Отклонение расстояния между осями отверстий
Сверление	Черновая	12	40,0...16,0	300/300	100
Зенкерование	Черновая	11	16,0...6,3	240/240	80
Развертывание	Чистовая	10	1,6...1,0	150/180	50
	Тонкая	6,7	0,8...0,25	120/150	40
Растачивание на расточном, сверлильном и револьверном станках	Черновая	11	16,0...6,3	120/100	150
	Чистовая	9	5,0...2,0	60/50	70
	Тонкая	7	1,6...0,5	40/30	50
Растачивание на многошпиндельном агрегатном станке	Черновая	11	16,0...6,3	100/80	120
	Чистовая	9	2,5...1,0	40/80	50
	Тонкая	7	1,6...0,5	30/20	40
Растачивание на алмазно-расточном станке	Чистовая	7,6	1,6...0,5	30/20	40
	Тонкая	6	0,8...0,25	20/15	30
Шлифование на внутришлифовальном станке	Чистовая	7	1,6...0,5	30**($\varnothing 200$)	—
	Тонкая	6	0,8...0,125	15**($\varnothing 200$)	—

* В числителе по отношению к установочной базе, в знаменателе – по отношению к осям других отверстий.

** Взаимно перпендикулярные отверстия растачиваются при помощи поворотного стола или приспособления.

Примечания: 1. Параллельность и перпендикулярность осей для последующих (после первых) 300 мм длины при растачивании увеличиваются на 10 мкм. 2. Перпендикулярность осей отверстий при обработке на многошпиндельных агрегатных и алмазно-расточных станках приведена для случаев обработки при перпендикулярном расположении шпинделей без использования поворотного приспособления.

Таблица 32.14

Экономическая точность расположения плоскостей при различных методах обработки (на длине 300 мм), мкм

Метод обработки	Операции	Параметр шероховатости поверхности Ra , мкм	Отклонение от параллельности	Отклонение от перпендикулярности
Фрезерование на консольно-фрезерном станке	Черновая	20,0...6,3	100/90	150/120
	Чистовая	2,5...2,0	70/60	80/70
	Тонкая	1,6...1,0	60/50	60/50
Фрезерование на расточном станке	Черновая	20,0...6,3	90/80	120/100
	Чистовая	2,5...2,0	60/50	80/70
	Тонкая	1,6...1,0	50/40	50/40
Фрезерование на карусельно-фрезерном станке	Черновая	20,0...6,3	80/70	120/100
	Чистовая	2,5...2,0	50/30	—
	Тонкая	1,6...1,0	30/10	—
Строгание на продольно-строгальном станке	Черновая	20,0...6,3	70/60	10/80
	Чистовая	2,5...2,0	40/30	60/40
	Тонкая	1,6...1,0	20/10	20/10
Протягивание	—	1,6...0,5	20/10	20/10
Плоское шлифование на станке с прямоугольным или круглым столом	Черновая	5,0...2,0	40/30	60/40
	Чистовая	1,6...0,5	20/10	30/20
	Тонкая	0,8...0,125	7/5	10/5

Примечания: 1. В числителе приведены данные для обрабатываемых плоскостей по отношению к установочной базе, в знаменателе – для одной обрабатываемой плоскости по отношению к другой. 2. При пересчете отклонений на длину 900 – 1000 мм параллельность и перпендикулярность плоскостей на последующих (после первых) 300 мм длины увеличиваются: для фрезерных и строгальных станков – на 10; для шлифовальных – на 5 мкм. 3. Отклонения от плоскостности, параллельности и перпендикулярности приведены для поверхностей шириной около 300 мм. 4. Для получения высокой точности базу следует шлифовать. 5. Значения отклонений приведены для обработки в приспособлениях при одном установе.

Таблица 32.15

Рекомендуемая шероховатость посадочных поверхностей отверстий корпусов для наружных колец подшипников качения R_a , мкм

Вид поверхности	Класс точности подшипников	Номинальные диаметры, мм	
		до 80	св. 80 до 500
Отверстия	0	1,6...0,8	3,2...1,6
	6 и 5	0,8...0,4	1,6...0,8
Торцы заплечиков	0	1,6	3,2
	6 и 5	0,80	1,6

Таблица 32.16

Рекомендуемая шероховатость поверхностей отверстий корпусов R_a , мкм

Вид поверхности	Квалитет точности	Диаметры, мм	R_a
Поверхности цилиндрических отверстий	7	до 10	0,8
		св. 10 до 180	1,6
	8	до 18 св. 18 до 300	1,6 3,2
Фаски в отверстиях и наружные	—	—	12,5...6,3
Поверхности отверстий под детали крепления (болты, винты, шпильки)	12	—	6,3
	14	—	12,5
Резьбовые отверстия	—	—	6,3

Таблица 32.17

Рекомендуемая шероховатость плоских поверхностей корпусов R_a , мкм

Вид поверхности	R_a
Базовые поверхности: коробка скоростей	2,5...1,25
редуктор	3,2...1,6
Плоскости под крышки подшипников качения при диаметре до 80 мм	1,6
св. 80 до 500 мм	3,2
Привалочные плоскости для крепления к металлическим поверхностям (под крышки, стаканы и др.)	3,2...1,6
Подшвы корпусов, лап	6,3...3,2
Грубо обработанные привалочные поверхности для крепления к бетонному основанию	12,5
Несопрягаемые поверхности	12,5
Опорные поверхности под головки болтов, винтов, гаек	6,3

32.5. ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ

Общие указания по оформлению и составлению технических требований приведены в ГОСТ 2.316. Пункты требований нумеруют по порядку и записывают сверху вниз над основной надписью (без заголовка) с продолжением (при необходимости) - слева от нее последовательно столбцами шириной 185 мм и интервалом между ними 15..20 мм. Пример оформления рабочих чертежей литых корпусов редуктора, коробки скоростей и установочной плиты, а также содержание технических требований представлены на рис.32.1,б, 32.5, 32.6,б и 23.19.

ГЛАВА 33

ОФОРМЛЕНИЕ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ И СОСТАВЛЕНИЕ СПЕЦИФИКАЦИИ

33.1 ОФОРМЛЕНИЕ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

33.1.1. Требования к составлению пояснительной записки

Пояснительная записка (ПЗ) выполняется в соответствии с требованиями ГОСТ 2.106 на листах стандартного формата А4 (ГОСТ 2.301) и должна содержать следующие материалы: титульный лист; задание на проектирование; содержание; введение; основной текст; список использованной литературы, спецификации на привод и разработанные узлы.

Задание на проект по деталям машин и основам конструирования (ДМ и ОК) определяет технические условия на разрабатываемую конструкцию. В техническом задании содержатся основные исходные данные и требования, необходимые и достаточные для проектирования данного привода на всех этапах его разработки. Необходимо отметить, что в процессе анализа литературы по существующим аналогам, а также в процессе разработки конструкции привода студент, по согласованию с консультантом, может вносить, если это необходимо, соответствующие дополнения и уточнения в данные технического задания. Задание с указанием объема и сроков выполнения проекта оформляется на отдельном листе по соответствующей форме (рис.33.1) и должно быть до начала работы над проектом подписано консультантом.

Шифр всех документов по проекту складывается из названия механизма (коробка скоростей или редуктор), номеров задания и варианта, например КС1803 (Р1803).

Кинематическая схема на листе задания вычерчивается согласно ГОСТ 2.770.

Бланк-задание помещается за титульным листом, являющимся одновременно обложкой ПЗ.

Титульный лист - первый лист ПЗ. Его следует выполнять на чертежной бумаге (ватмане) стандартным шрифтом (ГОСТ 2.304) по форме в соответствии с рис. 33.2.

Последующие листы записки, включая спецификацию, должны иметь рамку и соответствующую основную надпись. Рамка прочерчивается на расстоянии от левого края листа 20мм; от остальных - 5мм. Основная надпись выполняется по ГОСТ 2.104 в соответствии с рис.33.3,а - на заглавном листе и рис.33.3,б - на остальных и располагается только вдоль короткой стороны листа.

Содержание помещается сразу же после бланка задания. Нумерация страниц начинается с заглавного листа содержания, имеющего номер 3.

Нумерация листов ПЗ должна быть сквозной, номера указываются в нижнем правом углу основной надписи листа.

Весь текст ПЗ делится на разделы, подразделы, пункты и подпункты. Номера составляющих частей раздела и подраздела должны быть указаны в их пределах с обозначением, начиная с номера раздела, арабскими цифрами, разделенных точками.

В содержании следует перечислить заголовки всех разделов, подразделов и пунктов с указанием их номеров и номеров страниц начала каждого из них.

Пример оформления содержания ПЗ приведен на рис.33.4.

Введение содержит краткое описание спроектированного привода, его характеристики и принцип действия. В описании приводятся следующие сведения: обоснование принятых при разработке конструкции технических и технико-экономических решений; последовательность сборки и разборки каждого из узлов и привода в целом с описанием взаимодействия его частей, порядок регулирования отдельных узлов, конических и червячных зацеплений, подшипников качения; правила эксплуатации и указания по уходу и ремонту привода, выбору смазки и ее количества, периодичности ее замены, а также требования по технике безопасности.

Московский государственный технологический университет
"Станкин"

Задание №, вариант №

Рассчитать и спроектировать коробку
скоростей (редуктор) к операционному расточному
станку (транспортёру)

Кинематическая схема

Исходные данные:

Максимальный вращающий момент
на выходном валу $T_{\text{вых. max.}} = \dots$ Нм

Минимальная частота вращения
выходного вала $n_{\text{вых. min.}} = \dots$ мин⁻¹

Знаменатель геометрического
ряда $\phi = \dots$

Синхронная частота вращения
вала электродвигателя $n_c = \dots$ мин⁻¹

Тип фрикционной муфты $\dots$

Тип передачи (или муфты) на выходе ($i = 1$) $\dots$

Срок службы $t_q = \dots$ час.

Срок работы на каждом режиме $t_{q1} = \dots; t_{q2} = \dots; t_{q3} = \dots$ час.

Разработать:

1. Коробку скоростей (развертка) 1 лист

2. Коробку скоростей (свертка) 1 лист

3. Рабочий чертеж корпуса 1 лист

4. Рабочие чертежи деталей 1 лист

5. Общий вид привода 1 лист

Указания к выполнению общего вида:
коробку скоростей (редуктор) установить ...

Исполнитель студент группы ...

Консультант ...

Дата выдачи ...

Срок защиты проекта ...

Рис. 33.1. Бланк задания на курсовой проект по ДМ и ОК

Министерство общего и профессионального
образования РФ
Московский государственный
технологический университет
"Станкин"

Кафедра "Основы конструирования машин"

Пояснительная записка
к курсовому проекту по деталям
машин и основам конструирования

Задание №
Вариант №

Выполнил: ст-т гр.
Ф.И.О. подпись

Консультант:
Ф.И.О. подпись

Проект принят с оценкой ...

МОСКВА 200 г.

20 210 5

Рис.33.2. Оформление титульного листа пояснительной записки
проекта по ДМ и ОК

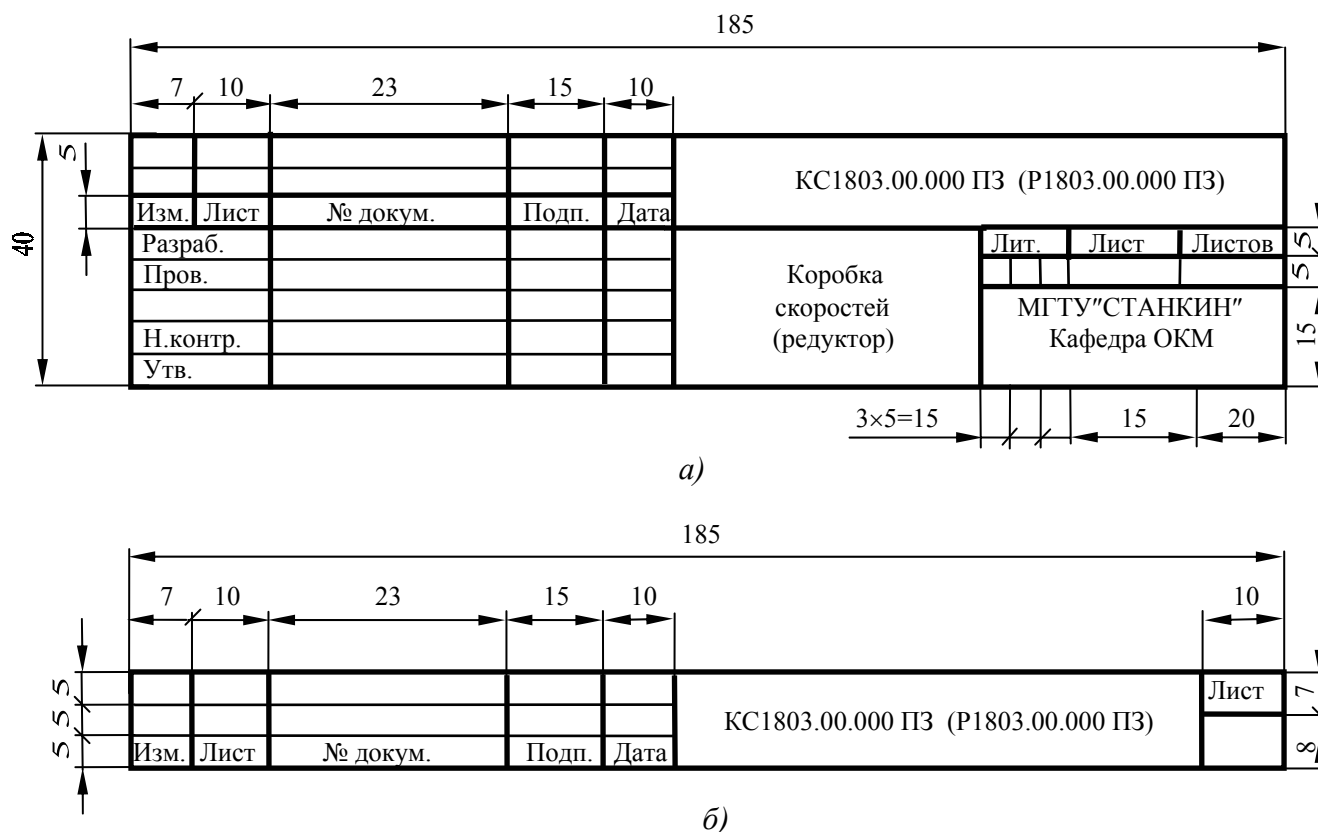


Рис. 33.3. Форма, размеры и пример заполнения основных надписей текстовых документов: а - на заглавном листе; б - на остальных листах

В конце описания указывается срок службы привода и его отдельных узлов или деталей.

Основной текст содержит разного вида расчеты (кинематический, проектировочные, проверочные), а также сведения по геометрическим и силовым параметрам передач, по выбору стандартных или нормализованных узлов привода и др.

Список использованной литературы помещается после основного текста перед спецификацией. В этом списке приводится полный перечень литературы (учебно-методической, справочной и др.), использованной в процессе расчета и проектирования привода, на которую приведены ссылки в тексте ПЗ. Обычно в тексте ставится номер источника в квадратных скобках (возможно дополнительно с указанием страницы, номера таблицы или рисунка), а в списке литературы под этим номером указывается автор, название, издательство, место и год издания. Сведения о стандартах или технических условиях должны включать обозначение документа и основное заглавие.

Список литературы составляется в алфавитном порядке, а пример его составления приведен на рис.33.5.

33.1.2. Требования к изложению текстовой части пояснительной записки

Изложение записки должно быть кратким, четким, исключая возможность субъективного толкования. Форма изложения должна быть безличной.

Пояснительная записка выполняется чернилами на одной странице листа. Расстояние от верхней или нижней строки текста до верхней или нижней внутренней рамки листа должно быть не менее 10мм, а расстояние от рамки до границ текста рекомендуется оставлять: в начале строк - не менее 5мм, в конце строк - не менее 3 мм.

Наименования разделов, подразделов и пунктов должны быть краткими и соответствовать их содержанию.

Наименования разделов записываются (с красной строки) прописными буквами, а наименования подразделов и пунктов - строчными. После записи их номера ставится точка, а после заголовка точка не ставится. Не допускается перенос слов в заголовках, а если он состоит из двух и более предложений, их разделяют точкой.

СОДЕРЖАНИЕ

стр.

1. Введение	
2. Кинематический расчет привода	
2.1. Определение потребной мощности и выбор электродвигателя	
2.2. Определение общего передаточного числа привода и разбивка его между передачами	
2.3. Выбор чисел зубьев для зубчатых (червячного) колес, числа заходов червяка	
2.4. Проверка кинематического расчета по частоте вращения выходного вала	
2.5. Определение кинематических и силовых характеристик для валов	
3. Расчет передач	
3.1. Расчет цилиндрической зубчатой передачи	
3.1.1. Выбор материала зубчатых колес, назначение термохимической обработки, определение допускаемых напряжений	
3.1.2. Проектировочный расчет передачи. Определение модуля и размеров венцов зубчатых колес	
3.1.3. Проверочные расчеты передачи	
3.1.4. Определение сил, действующих в зацеплении	
3.2. Расчет червячной передачи	
3.2.1. Выбор материала червяка и венца червячного колеса, назначение термохимической обработки, определение допускаемых напряжений	
3.2.2. Проектировочный расчет передачи. Определение модуля, размеров червяка и венца червячного колеса	
3.2.3. Проверочные расчеты передачи	
3.2.4. Определение сил, действующих в зацеплении	
3.3. Расчет ременной (цепной) передачи	
4. Расчет валов и подшипников	
4.1. Пространственная схема действующих в механизме сил	
4.2. Расчет действующих сил	
4.3. Определение реакций в опорах валов и построение эпюр моментов	
4.4. Проверочные расчеты валов на статическую прочность, выносливость и жесткость	
4.5. Проверочные расчеты подшипников по динамической грузоподъемности	
5. Расчет соединений	
5.1. Расчет шпоночных соединений	
5.2. Расчет шлицевых соединений	
5.3. Расчет штифтовых соединений	
5.4. Расчет соединений деталей с натягом	
5.5. Расчет резьбовых соединений и расчет группы болтов	
6. Выбор смазки и тепловой расчет	
6.1. Выбор смазочных материалов, их количества и системы смазывания зацеплений и подшипников	
6.2. Тепловой расчет червячного редуктора	
7. Выбор и проверочный расчет муфт	
8. Техничко-экономические расчеты	
Список литературы	
Спецификация	

Основная надпись (рис. 33.3,а)

Рис. 33.4. Пример оформления содержания ПЗ

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анурьев В.И. Справочник- конструктора-машиностроителя изд. 7-е в 3-х т. - М.: Машиностроение, 1992г.
2. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения. Справочник. - М.: Машиностроение, 1975 – 575 с.
3. Детали машин. Атлас конструкций. Под редакцией Д.Н. Решетова. Изд. 5-е в двух частях - М.: Машиностроение, 1992.
4. Допуски и посадки. Справочник в 2-х т. Под редакцией Мягкова В.Д. - Л.: Машиностроение, 1978г. - 1035с.
5. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. - М.: Высш. шк., 2000г. - 447с.
6. ЕСКД. Общие правила выполнения чертежей. - М.: Изд-во стандартов, 1989.
7. Жуков К.П., Гуревич Ю.Е. Проектирование деталей и узлов машин. - М.: Изд-во «Станкин», 1999. – 615с.
8. Подшипниковые узлы современных машин и приборов /Энциклопедический справочник/ В.Б. Носов, И.М. Карпучин, Н.Н. Федатов и др; Под общ. ред. В.Б. Носова - М.: Машиностроение, 1997.
9. Поляков В.С., Барбаш И.Р., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. - Л.: Машиностроение, 1979 - 344с.
10. Расчет и проектирование деталей машин. Под ред. Г.Б. Столбина и К.П. Жукова – М.: Высш. шк.; 1978. - 274с.
11. Решетов Д.Н. Детали машин. Изд. 4-е - М.: Машиностроение, 1989г. - 496с.

Основная надпись (рис. 33.3,а)

Рис. 33.5. Пример оформления списка использованной литературы

Расстояние между заголовками и текстом - 10мм. Расстояние между строками в заглавии принимается такое же, как в тексте. Для разделов, текст которых начинается на одном листе с текстом предыдущего раздела, а также для подразделов и пунктов, расстояние между последней строкой текста и последующим заголовком должно быть не менее 15мм.

Каждый подпункт в пределах пункта необходимо начинать с новой строки со строчной буквы и обозначать арабской цифрой или буквой со скобкой.

Сокращение слов в тексте записки не допускаются за исключением общепринятых. Терминология и определения должны соответствовать терминам, установленным стандартами, либо общепринятым в научно-технической литературе.

Условные буквенные обозначения механических, математических и других величин должны соответствовать установленным стандартам и, в частности, системе СИ.

Если в тексте приводится ряд числовых величин одной размерности, единицу измерения следует указывать только после последнего числа, например: 1,0; 1,5; 2,0 мм.

Единицы одной и той же величины в пределах записки должны быть постоянными.

Если при составлении записки используется материал предыдущих заданий по курсу ОКМ, он должен быть переписан в соответствии с требованиями, предъявляемыми к оформлению ПЗ.

Выполнению расчетов должны предшествовать соответствующие заголовки, поясняющие цель расчета, а также при необходимости наименование марки принятого материала с указанием термообработки, характеристик механических свойств и допускаемых напряжений.

Расчетные формулы должны приводиться со ссылкой на источник и иметь нумерацию арабскими цифрами в круглых скобках с правой стороны. В соответствии с ее номером на данную формулу могут приводиться ссылки в дальнейшем тексте.

Значение символов и коэффициентов, входящих в формулы, с предварительной их расшифровкой должны быть приведены непосредственно под формулой возможно в сочетании с небольшими вычислениями, либо со ссылкой на стандарты, справочники и др. источники, приведенные в списке литературы. Значение каждого символа дается с новой строки в той последовательности, в какой они приведены в формуле. Если формула имеет вид дроби, то сначала необходимо расшифровать числитель, затем знаменатель. Первая строка расшифровки должна начинаться со слов «где», без двоеточия после него.

Желательно приводить входящие в расчетные формулы параметры в следующей размерности: геометрические размеры - в мм; усилия - в Н; момент - в Нм; напряжения - Н/мм² (МПа); частота вращения - в мин⁻¹; скорость - в м/с.

В конце каждой расшифровки ставится точка с запятой, после последней - точка. Каждый символ в пределах записки расшифровывается один раз.

Для облегчения проверки правильности расчетов числовые значения параметров подставляются в формулы в соответствии с ее записью в буквенном виде, т.е. в том же порядке, как были записаны буквы. После подстановки числовых значений величин следует писать окончательный результат. Промежуточные вычисления приводить не следует.

Точность результата не должна превышать более чем на разряд точность входящих в формулу параметров. Далее эти результаты могут быть округлены, в частности, геометрические параметры до целых чисел в соответствии с рядом нормальных линейных размеров (табл.П.3). В то же время, при расчете перечисленных ниже геометрических параметров должна быть обеспечена следующая их точность: межосевое расстояние для зубчатых цилиндрических и червячных передач, конусное расстояние для зубчатых конических передач, диаметры зубчатых, червячных колес и червяков вычисляются с точностью до третьего знака после запятой, а углы наклона линии зуба в косозубой передаче, при вершине делительных конусов в конической передаче, подъема линии витка в червячной передаче с точностью до секунд.

Текстовую часть и расчеты в записке следует сопровождать соответствующими иллюстрациями (схемами, эскизами, эпюрами и т.п., выполняемыми в произвольном масштабе). Все размещенные в записке иллюстрации нумеруются арабскими цифрами в пределах всей записки (например, рис.1, рис.2 и т.д.).

Ссылки в тексте на иллюстрации даются по типу: «... рис.1», «... рис.2» и т.д. Ссылки на ранее приведенные иллюстрации даются с сокращенным словом «смотри», например, «см.рис.2».

Числовой материал следует оформлять в виде таблиц. Все таблицы в пределах записки следует нумеровать арабскими цифрами. Над правым верхним углом таблицы, если их больше одной, выше заголовка помещается слово «Таблица» с указанием порядкового номера. При переносе таблицы на следующий лист необходимо повторить ее головку и над ней указать «Продолжение табл. ...» и ее порядковый номер.

На все таблицы ссылки в тексте делаются с сокращением, например, «....табл.1» или «см. табл. 1».

При различных единицах измерения величин в таблице их указывают в заголовке каждой графы, при одинаковых - их сокращенное обозначение помещают над таблицей после ее заголовка. Вместо отсутствующих данных в таблице следует ставить прочерк.

Дробные числа приводятся в виде десятичных дробей, кроме размеров в дюймах ($1/2$ " и т.д.).

При указании в таблицах последовательных интервалов значений параметров, охватывающих все значения ряда, перед ними следует писать «от» или «св» и «до».

В интервалах, охватывающих не все величины ряда, между граничными значениями параметров необходимо ставить многоточия.

Расчетная часть записки оформляется в виде трех разделов: кинематический, проектировочные и проверочные расчеты. Первые два раздела выполняются на начальной стадии эскизного проектирования, последний - на стадии его завершения и в процессе выполнения технического проектирования (оформления окончательного варианта технического проекта). Расчеты во всех разделах должны соответствовать окончательному варианту конструкции.

33.1.3. Содержание кинематического расчета

Раздел включает: выбор электродвигателя в зависимости от потребной мощности и заданного значения синхронной частоты вращения электродвигателя; определение общего передаточного числа (для коробок скоростей общих передаточных чисел); разбивку общего передаточного числа (общих передаточных чисел) между отдельными передачами согласно кинематической схеме; выбор чисел зубьев зубчатых, червячных колес и числа витков (заходов) червяка; определение действительных значений частоты (частот) вращения тихоходного вала редуктора (коробки скоростей) и сравнение их с заданным (заданными).

Кинематический расчет завершается таблицей, в которую сводятся результаты кинематического расчета: значения мощности, частот вращения, вращающих моментов и ориентировочных диаметров для каждого из валов (табл. 2.7) с обозначением их, начиная с вала электродвигателя, римскими цифрами.

33.1.4. Содержание проектировочных расчетов

Раздел включает: определение основных параметров зубчатых и червячных передач (модуль, диаметры и ширина колес, межосевые расстояния), ременных передач (диаметры шкивов, размеры сечения - для плоских ремней, профиль и число ремней или ребер - для клиновых и поликлиновых ремней, модуль и ширина - для зубчатых ремней); цепных передач (шаг цепи и диаметры звездочек); выбор типоразмера (габарита) муфт и в соответствии с характером действующих нагрузок и диаметров валов: типа, посадочного диаметра и серии подшипников, - а также параметров шпоночных и шлицевых соединений.

33.1.5. Содержание проверочных расчетов

Раздел включает: проверочный расчет всех передач, подшипников, валов, муфт, шпоночных, шлицевых, резьбо-болтовых и штифтовых соединений, других элементов конструкции.

В процессе выполнения проверочных расчетов зубчатые и червячные передачи проверяются на сопротивление усталости по изгибным и контактным напряжениям, а последние дополнительно на теплостойкость; ременные передачи - на прочность и долговечность; цепные передачи - на усталостную прочность и износостойкость; валы - на статическую, усталостную прочность (выносливость) и жесткость; подшипники качения - на долговечность по динамической грузоподъемности; подшипники скольжения - на износостойкость и тепло-

стойкость; муфты сцепные зубчатые (кулачковые) на прочность зубьев, - фрикционные по допускаемому давлению; шпоночные и шлицевые соединения - на прочность по напряжениям смятия; резьбо-болтовые соединения - в большинстве случаев на прочность по напряжениям растяжения, а штифтовые соединения - на прочность по напряжениям среза.

Перед выполнением проверочных расчетов подшипников и валов должна быть вычерчена пространственная схема действующих сил в передачах, выполняемая обычно на отдельном листе. При этом следует задаться произвольно направлением вращения быстроходного (входного) вала, а для лучшего восприятия схемы силы, действующие на ведущие и ведомые элементы передач, следует показывать различно, например, линиями разного цвета, либо сплошными и пунктирными. В правильно построенной схеме окружные силы для ведомых элементов совпадают с направлением их вращения, а для ведущих - противоположны направлению их вращения. Радиальные силы для каждого элемента направлены к оси вала, а осевые – вдоль ее. Направление сил, действующих на шкивы и звездочки ременных и цепных передач, определяется в соответствии с предполагаемой компоновкой привода на общем виде, задающей положение линии центров (по согласованию с консультантом). Пример выполнения схемы действующих в передачах сил приведен на рис.33.6. Правильность выполнения данной схемы проверяется консультантом. На ее основе выполняются схемы загрузки валов соответственно в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Эти схемы вычерчиваются под эскизом вала со всеми необходимыми для расчета размерами, которые принимаются в соответствии со сборочными чертежами. При наличии нескольких режимов, (при переключении передач) такие схемы строятся для каждого из них. С использованием этих схем определяются реакции в опорах и строятся эпюры изгибающих и вращающих моментов (рис.33.7). При угле между линией центров и вертикалью или горизонталью не более 20° допустимо не производить разложение действующих сил по взаимно перпендикулярным плоскостям. Эпюры изгибающих моментов строятся со стороны растянутых волокон вала.

Для расчета болтов крепления редуктора или коробки скоростей к плите, станине или фундаменту составляется эскиз конструкции в трех проекциях с указанием величин и расположения силовых факторов, расстояния между болтами, размеров опорных поверхностей.

Расчеты всех остальных узлов и деталей конструкции (передач, муфт, элементов управления, шпоночных и шлицевых соединений и т.д.) также сопровождаются эскизами и схемами в необходимом объеме.

В заключении расчета дается его анализ. При неудовлетворительном результате (расчетное напряжение превышает допускаемое, неоправданно большие запасы и т.д.) вводится корректировка в отдельные параметры с соответствующими комментариями и проводится повторный расчет.

Результаты основных этапов расчетов могут быть оформлены в виде таблиц. Например, «Силы, действующие в зацеплении», «Основные параметры зацепления», «Основные размеры и эксплуатационные характеристики подшипников» и т.д.

33.2. ОФОРМЛЕНИЕ СПЕЦИФИКАЦИЙ

Итогом творческой работы конструктора является механизм (машина), состоящая из отдельных деталей, подузлов и узлов.

Для изготовления деталей необходимо иметь: рабочие чертежи; для сборки узлов - сборочные чертежи этих узлов; для сборки привода - сборочный чертеж, представляющий собой общий вид изделия.

Для исключения путаницы в производстве при изготовлении деталей, сборке узлов и монтаже всей установки, необходимо, чтобы каждая деталь, подузел и узел имели свой номер, который обычно проставляется в спецификациях чертежей.

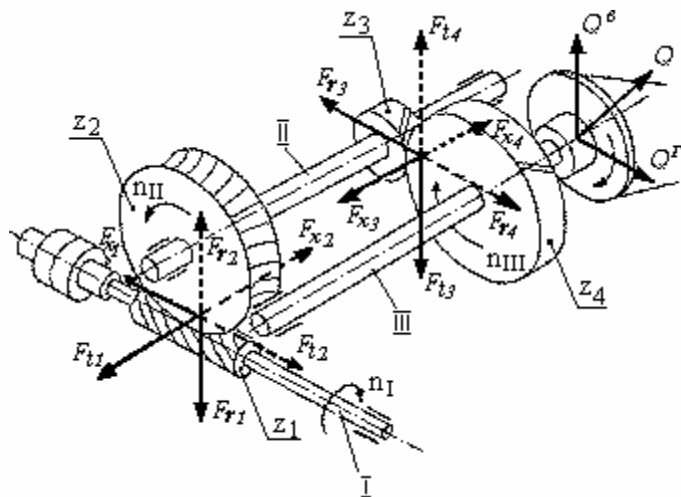
Система нумерации построена так, что по одному лишь номеру можно сказать, что это узел, подузел или деталь, к какому узлу относится эта деталь и к какому изделию.

Спецификацию, составленную на все проектируемые узлы, подузлы и детали изделия, помещают в конце пояснительной записки.

В курсовых проектах спецификация несколько упрощена и состоит из разделов, которые располагаются в следующей последовательности: документация, сборочные единицы, детали, стандартные изделия и материалы.

Пространственная схема
действующих в передачах сил

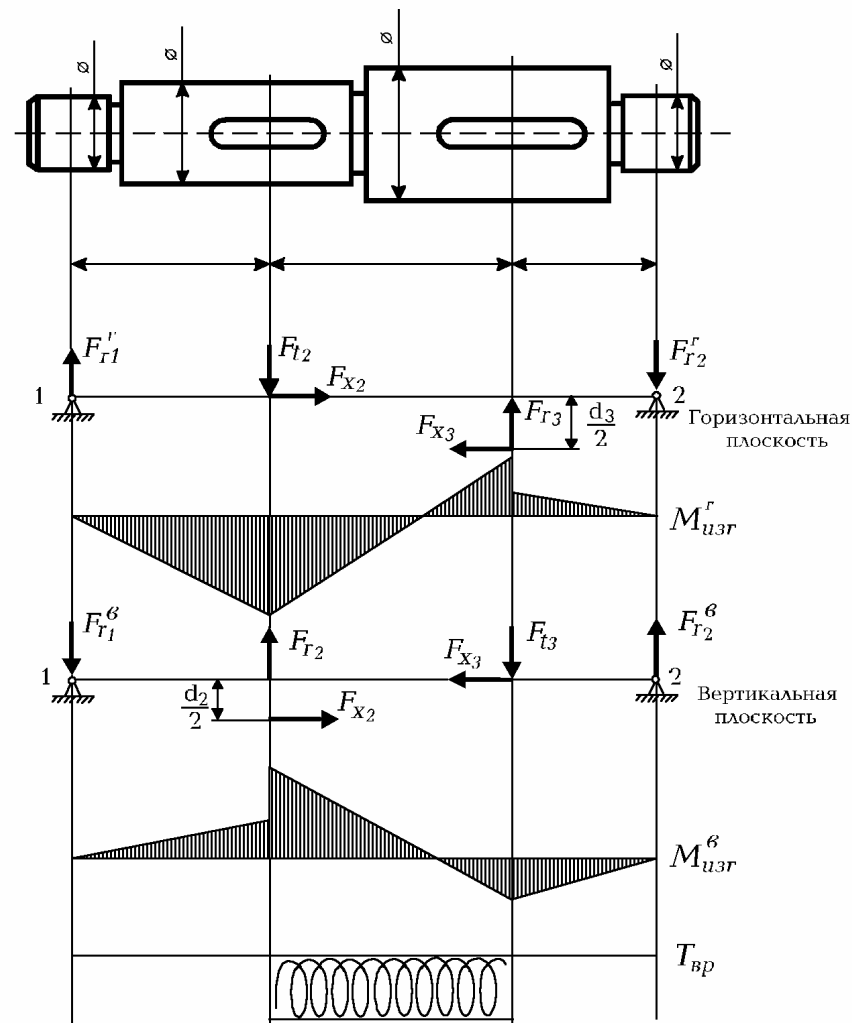
————> Ведущий элемент
.....> Ведомый элемент



Основная надпись (рис. 33.3,6)

Рис.33.6. Пример оформления схемы действующих в передачах сил

Вал II



Основная надпись (рис. 33.3,6)

Рис.33.7. Пример построения схем загрузки вала и эпюр изгибающих и вращающих моментов

В разделе «Документация» указываются сборочные чертежи (СБ1 и СБ2), чертежи общего вида привода (ОВ) и пояснительная записка (ПЗ). В разделе «Сборочные единицы» записываются: коробка скоростей или редуктор, сварные корпуса и рамы, муфты, червячные колеса в сборе и т.д. Все оригинальные детали конструкции (вне зависимости от их материала) составляют раздел «Детали», а изделия, применяемые по государственным, отраслевым, заводским стандартам и нормам, выносятся в раздел «Стандартные изделия». В пределах каждой категории стандартов запись производится по однородным группам (подшипники, шпонки и т.д.), в пределах группы - в алфавитном порядке наименований изделий (роликподшипники, шарикоподшипники и т.д.), в пределах наименования - в порядке возрастания обозначений стандартов, а в пределах обозначения - в порядке возрастания основных параметров или размеров изделия.

В разделе «Материалы» указываются смазочные материалы, прокладки, шнуры, пластмассы и т.д.

Спецификация составляется на отдельных листах формата А4 по соответствующей форме, устанавливаемой ГОСТ 2.108 (СТ СЭВ 2516).

Графа «Формат» для разделов «Стандартные изделия» и «Материалы» не заполняется. Для деталей, на которые чертежи не выпускаются, в ней указывается - Б4. Графы «Формат» и «Зона» в учебном проекте не заполняются.

Порядковые номера составных частей изделия указывают в графе «Позиция», причем разделу «Документация» номера позиции не присваиваются.

В графе «Обозначение» указывают обозначения записываемых документов, сборочных единиц и деталей. Для разделов «Стандартные изделия» и «Материалы» ее не заполняют.

Обозначение конструкторских документов состоит из букв вида конструкции (коробки скоростей - КС, редуктора - Р), номеров задания и варианта на проект, номера сборочной единицы и номера детали. Например, для курсового проекта при номерах задания 18 и варианта 3 на проектирование коробки скоростей (редуктора) конструкторский документ имеет обозначение КС 1803.00.000 (Р1803.00.000). Этот номер присваивается чертежу общего вида привода.

Номер сборочной единицы состоит из двух цифр. Первая - от 1 до 9 - обозначает номер сборочной единицы (узла), входящей в комплектацию привода. Если по чертежу общего вида коробка скоростей является сборочной единицей 1, то она будет иметь обозначение КС 1803.10.000. Вторая - от 1 до 9 - обозначает номер сборочной единицы (подузла), входящей в специфицируемое изделие. Например, сборочная единица 1 (муфта), входящая в комплектацию коробки скоростей, имеет обозначение КС 1803.11.000.

Порядковые номера деталей обозначаются тремя цифрами, например, деталь 12 (шків), входящая в комплектацию коробки скоростей, имеет обозначение КС 1803.10.012.

Учебные документы, относящиеся к специфицируемым изделиям (чертежи общего вида, сборочные чертежи, пояснительная записка, спецификация) имеют обозначения, одинаковые с обозначением специфицируемых сборочных единиц с добавлением в конце обозначения шифра соответствующего документа ОВ, СБ, ПЗ и СП.

Например, пояснительная записка для рассматриваемого примера имеет обозначение КС 1803.00.000 ПЗ.

В графе «Наименование» указывают: в разделе «Документация» - наименование документов; в разделах «Сборочные единицы», «Детали» и «Стандартные изделия» - их наименование, а для последних дополнительно ГОСТ или нормаль; в разделе «Материалы» - обозначения материалов в соответствии со стандартами и нормами. Наименование каждого раздела указывают в виде заголовка и подчеркивают.

В графе «Кол.» указывают количество деталей на одно изделие, а в графе «Примечание» - дополнительные сведения.

При составлении спецификации необходимо после каждого раздела оставлять 3-5 свободных строк для дополнительных записей.

Пример оформления спецификации на привод приведен на рис.33.8, а на сборочную единицу на рис.33.9.

6		6	8	70	63	10	22
15	формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
8					<u>Документация</u>		
				КС 1803.00.000 ОВ	Привод	1	Общий вид
					<u>Сборочные единицы</u>		
		1		КС 1803.10.000	Коробка скоростей (редуктор)	1	
		2		КС 1803.20.000	Станина	1	
					<u>Детали</u>		
		6		КС 1803.00.001	Плита подмоторная	1	
		7		КС 1803.00.002	Прокладка	4	
		8		КС 1803.00.003	Кожух	1	
					<u>Стандартные изделия</u>		
		13			Болт М16-6gx55.5.8	8	
					ГОСТ 7796-70		
		14			Винт В.М8-6gx20.5.6	4	
					ГОСТ 1491-80		
					Гайки ГОСТ 15521-70		
		15			М20-6Н.5	4	
		16			М16-6Н.5	8	
					Шайбы ГОСТ 6402-70		
		17			20.65Г	4	
		18			16.65Г	8	
		19			8.65Г	4	
		21			Двигатель испол.4А112М4У3	1	
					ГОСТ 19523-81		
		22			Муфта упругая втулочно-	1	
					-пальцевая 125-28-1 1-У3		
					ГОСТ 21424-75		
					КС 1803.00.000 СП (Р 1803.00.000 СП)		
	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Привод	
	Разраб.						
	Пров.						
	Н.контр.						
	Утв.						
						Лит.	Лист
							1
							1
						МГТУ"СТАНКИН"	
						Кафедра ОКМ	

Рис.33.8. Пример оформления спецификации на привод

[illegible]

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		26	КС 1803.10.019	Компенсатор	1	
		27	КС 1803.10.020	Прокладка Ст.О ГОСТ 380-71	2	Набор
		28	КС 1803.10.021	Камень	1	
		29	КС 1803.10.022	Випка	1	
		30	КС 1803.10.023	Блок зубчатых колес	1	
		31	КС 1803.10.024	Крышка - фланец	1	
		32	КС 1803.10.025	Вап	1	
		33	КС 1803.10.026	Маслоуказатель	1	
		34	КС 1803.10.027	Кольцо маслоотражательное	2	
				<u>Стандартные изделия</u>		
		39		Болт М16-6gx55.5.8 ГОСТ 7796-70	4	
				Винты ГОСТ 11738-84		
		40		М6-6gx20.6.8	16	
		41		М8-6gx30.6.8	8	
		42		Винт М6х16.5.6 ГОСТ 1478-75	1	
		43		Гайка М33х1,5-7Н.05.05	1	
				ГОСТ 11871-88		
		44		Кольцо 30 ГОСТ 13942-86	2	
				Манжеты ГОСТ 8752-79		
		45		1-35х50-3	1	
		46		1-50х70-3	1	
				Подшипники ГОСТ 831-75		
		47		46307	2	
		48		46309	2	
		49		Подшипник 306 ГОСТ 8338-75	2	
		50		Пробка 7009-0235 ГОСТ 12202-66	1	
				Шайбы ГОСТ 6402-70		
		51		16.65Г	4	
		52		8.65Г	8	
		53		Шарик 10 ГОСТ 3722-60	3	
				Шпонки ГОСТ 23360-78		
		54		10х8х50	1	
		55		12х8х85	1	
		56		Штифт 4х15 ГОСТ 3128-70	3	
				<u>Материалы</u>		
				Масло индустриальное И-Г-А-68	4,5 л	
				ГОСТ 20799		
				Лак герметик ТУ 6-10-1010-70	0,1 кг	
Изм.	Лист		№ докум.	Подп.	Дата	КС 1803.10.000 СП (Р 1803.10.000 СП)
						Лист 2

Рис.33.9. Пример оформления спецификации на коробку скоростей (редуктор)

ЧАСТЬ IV. ЭЛЕМЕНТЫ САПР ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ УЧЕБНОГО ПРОЕКТА

ГЛАВА 34 СИСТЕМЫ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Развитие техники сопровождается усложнением всех систем машин и технологического оборудования. Возрастает трудоемкость их создания при одновременном повышении требований к качеству и эффективности конструкции, что находится в противоречии с необходимостью сокращения сроков ее разработки и промышленного освоения. Ликвидация указанного противоречия наиболее полно реализуется при широком внедрении в проектирование вычислительной техники. Основное направление при этом - создание систем автоматизированного проектирования (САПР).

Целями создания САПР являются:

1. Повышение качества проектирования вследствие увеличения анализируемых конструкторских решений и более детального анализа каждого из них.
2. Сокращение срока разработки конструкции за счет автоматизации выполнения чертежных работ и расчетов, обработки исходной и полученной информации.
3. Уменьшение стоимости проектных работ путем сокращения их части, выполняемой без использования ЭВМ.

Эти цели достигаются применением совершенных математических методов и вычислительной техники, разработкой эффективных математических моделей, методов многовариантного проектирования и оптимизации, автоматизацией проведения расчетов и оформления графической документации.

34.1. СТРУКТУРА САПР

Основными структурными звеньями САПР являются подсистемы, обеспечивающие получение законченных проектных решений и соответствующих проектных документов. Подсистемы в зависимости от назначения подразделяются на проектирующие и обслуживающие.

Проектирующие подсистемы выполняют проектные процедуры и операции (проектирование деталей, сборочных единиц и т.д.) и представляют собой функционально законченные части системы, реализующие отдельные этапы процесса проектирования. Они подразделяются на объектно-ориентировочные, реализующие проектные процедуры для конкретного объекта автоматизированного проектирования, и объектно-независимые, выполняющие функции управления и обработки информации независимо от особенностей проектируемого объекта.

К примеру, в САПР коробки скоростей объектно-независимыми могут быть подсистемы проектирования валов, зубчатых передач, подшипниковых узлов, шпонок и т.д., а объектно-ориентировочными - подсистемы проектирования кинематической схемы коробки, узла переключения скоростей и т.д.

Обслуживающие подсистемы выполняют процедуры, поддерживающие работоспособность проектирующих подсистем (информационного поиска, графического отображения, документирования и т.д.). Они рассчитаны на выполнение типовых проектных процедур и являются независимыми (инвариантными).

Каждая подсистема формируется из отдельных самостоятельных блоков и модулей

(блочно-модульный принцип построения САПР), причем первые выполняют определенные задачи и имеет свою входную информацию, а вторые представляют собой наименьшие структурные элементы блока (модуль расчета напряжений, долговечности детали и т.д.).

В состав подсистем, обеспечивающих работу САПР, входят компоненты методического, программного, математического, лингвистического, технического, информационного и организационного обеспечения.

Компонентами методического обеспечения являются документы, в которых изложены: теории, способы, математические модели, алгоритмические языки для описания объектов, терминология, нормативы, стандарты и другие данные, определяющие методологию проектирования в подсистемах САПР.

Компонентами программного обеспечения являются программы, необходимые для функционирования соответствующих подсистем САПР. Программное обеспечение подразделяется на общесистемное (операционные системы, трансляторы с алгоритмических языков) и прикладное (пакеты прикладных программ, предназначенных для получения проектных решений).

Компонентами математического обеспечения являются методы и средства, позволяющие строить математические модели проектирования объектов конкретной САПР, решать задачи их оптимального проектирования.

Компонентами лингвистического обеспечения САПР являются совокупность используемых терминов и языков проектирования.

Компонентами технического обеспечения являются устройства вычислительной и организационной техники, средства передачи данных, необходимые для функционирования соответствующих подсистем САПР.

Компонентами информационного обеспечения являются файлы и блоки данных на магнитных носителях с записью документов, содержащих описание стандартных проектных процедур и решений, типовых элементов, комплектующих изделий, материалов и другие данные, совокупность которых образует информационную базу (базу данных).

Компонентами организационного обеспечения САПР являются методические и руководящие материалы, положения, инструкции и другие документы.

34.2. ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ САПР

Одной из основ методики автоматизированного проектирования является системный подход.

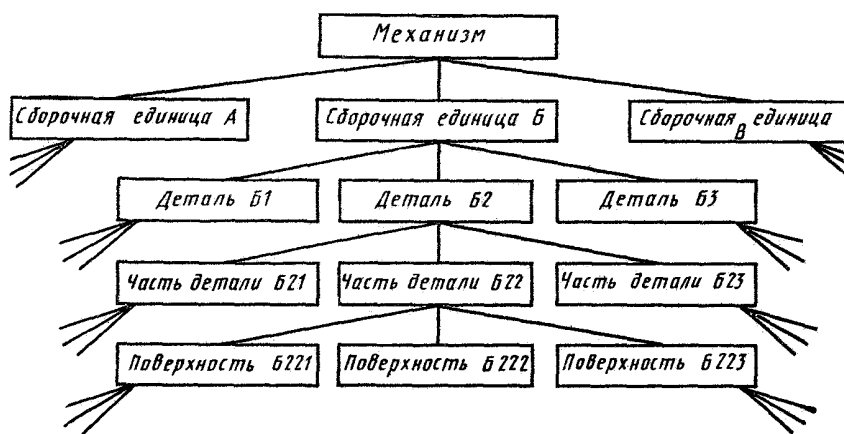


Рис.34.1. Структурная схема механизма

При данном подходе любой механизм рассматривается как совокупность сборочных единиц и деталей, которые находятся в определенной взаимосвязи и обеспечивают требуемое функционирование. На рис.34.1 показана иерархичность уровней, низший из которых включает в себя по-

верхности деталей, которые рассматриваются как базовые элементы, не подлежащие дальнейшему делению. Например, для зубчатого колеса такой поверхностью, в частности, является поверхность зуба, определяемая из расчета на контактную и изгибную прочность. Следующим уровнем является часть детали - зубчатый венец. На следующем уровне формируется конструкция детали - зубчатого колеса, в которую входят ее части: зубчатый венец, обод, диск, ступица.

Таким образом, в САПР системный подход используется при выделении характерных подсистем, рассмотрении связи между ними и влияния отдельных компонентов на функционирование всей системы при их изменении на основе анализа в процессе проектирования.

Составной частью данного подхода являются разработка структуры системы с распределением объектов и их элементов в соответствии с установленными признаками сходства. Такая классификация связана с требованиями, которые предъявляются к системе. Детали механизмов обычно классифицируются по функциональным признакам: корпусные детали, передачи, соединения, валы, подшипники и т.д. Иногда используются и производственно-технологические признаки при классификации деталей, например, по способу изготовления: на литые, штампованные, механически-обработанные.

В соответствии с классификацией по функциональным признакам отдельно рассматривается каждый элемент механизма, особенности его конструирования и расчета.

Таким образом, реализуется принцип блочно-модульного построения при разработке проектирующих подсистем и средств программного и математического обеспечения.

Совершенствование конструкции при проектировании обеспечивается ее оптимизацией по одному или нескольким критериям и проводится в двух направлениях: структурном, включающем в себя оптимизацию структуры (класс комбинаторных задач) и параметрическом, обеспечивающем оптимальные параметры элементов конкретной структуры (задачи параметрической оптимизации).

При оптимизации используются исходные условия, ограничения, управляющие (варьируемые) параметры, влияющие на показатели качества объекта. По принципу итерации САПР работает итеративно, т.е. путем последовательных приближений, постепенно уточняя и конкретизируя результаты.

Первоначально, исходя из предварительной оптимизации, формулируются технические предложения для основных параметров конструкции, которые поступают в блок анализа, где перерабатываются в более детальном виде технические характеристики различных типов и вариантов конструкций.

Требуемые параметры узлов и элементов, вытекающие из технических условий для всей конструкции, дают возможность выбрать их конструктивные схемы, определить размеры, массу, габариты и провести их локальную оптимизацию. К этому следует добавить экономические оценки - стоимость проектирования, производства и эксплуатации.

После детальной проработки отдельных элементов выполняется синтез проекта, в процессе которого по техническим характеристикам элементов уточняются параметры узлов и всей конструкции, поступающие в блок оптимизации, в котором вырабатываются указания по изменению параметров конструкции, и их новые значения поступают в линию анализа для второй итерации (второго цикла), и процесс итерации продолжается.

Таким образом, автоматизированное проектирование позволяет оценить характеристики модели и модифицировать ее в многошаговом процессе оптимизации конструкции, приняв решение в критических точках ветвления системы.

В результате автоматизации проектирования создается эскизный проект конструкции, содержащий его основные параметры, характеристики, схему конструкции и ее математическую модель, отражающую взаимосвязь между параметрами и критериями качества.

Автоматизированное проектирование осуществляет оптимальный синтез конструктивных элементов посредством ЭВМ. Схема дополняется конструктивной разработкой отдельных элементов (соединительных и переходных элементов, уплотнений и т.д.), проводится определение размеров, допусков, посадок и т.д.

34.3. ИНФОРМАЦИОННОЕ И ПРОГРАММНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ САПР

В процессе выполнения проектно-конструкторских работ важное значение имеет поиск научно-технической информации. Информационная база содержит сведения о стандартных методах расчета, существующих проектных решениях типовых деталей машин и других элементов конструкции, комплектующих изделиях, материалах, их характеристиках и другие данные. В память машины могут быть включены также графические данные, отображающие машиностроительные чертежи отдельных деталей: валов, подшипников, зубчатых колес и сборочных единиц из них.

Классификация информации предполагает процесс распределения заданного множества объектов на подмножества в соответствии с установленными признаками их сходства и кодирование- присвоение условных обозначений (кодов) различным объектам, что позволяет получить информацию, удобную для машинной обработки.

Для САПР изделий машиностроения характерно использование следующих классификаторов: изделий; узлов и деталей; материалов; единиц измерения; конструктивных параметров; элементарных графических изображений; поверхностей деталей; методов расчета; программных модулей и комплексов; массивов (файлов) информации; задач и подсистем САПР.

Система кодирования отображается в виде справочника наименований объектов кодирования- кодификатора, используемого при кодировании информации. Справочники наименований, записанные в виде массивов в памяти системы, необходимы для программного обеспечения САПР при декодировании информации, при выдаче результатов проектирования, а также при диалоге с ЭВМ.

Программное обеспечение - наиболее важная подсистема САПР, определяющая технический уровень системы автоматизированного проектирования и ее возможности.

Программы подразделяются на общесистемные и прикладные. К первым относятся общее программное обеспечение в виде операционной системы, включающей управляющие программы, трансляторы с языков программирования и базовое программное обеспечение машинной графики; вторые - специальное программное обеспечение, предназначенное для решения конкретных проектных задач.

Разработка САПР- это прежде всего разработка специального программного обеспечения, реализуемого на вычислительных машинах с помощью общего программного обеспечения.

Операционная система представляет собой комплекс программ, обеспечивающих эффективное выполнение вычислительных процессов на ЭВМ.

34.4. РЕЖИМЫ ОБРАБОТКИ ИНФОРМАЦИИ В САПР

Наиболее применяемыми режимами обработки информации в САПР являются пакетный и диалоговый.

В пакетном режиме происходит автоматическое решение задачи по составленной программе без возможности влиять на процесс решения задачи. Как правило, пакетный режим используется при решении громоздких задач моделирования объектов проектирования. Программы управления операционной системы осуществляют ввод пакета заданий в ЭВМ, их

выполнение и автоматический переход от одного задания к другому.

Для организации диалога в состав программного обеспечения должна быть включена система обслуживающих программ. Диалог ведется в форме обмена сообщениями, с помощью которых системе передаются указания о том, какую работу необходимо выполнить и сообщаются данные, необходимые для выполнения этой работы.

Большинство задач конструирования трудно формализуемо и поэтому решается эвристическими методами, т.е. на основе системы логических приемов и методических правил обработки имеющейся информации для улучшения конструктивного решения. Часть процедур в эвристических методах сравнительно просто программируется для ЭВМ, другая лучше выполняется конструктором. Поэтому применение эвристических методов в конструировании требует организации “диалога” между конструктором и ЭВМ, что представляет собой интерактивное автоматизированное проектирование. ЭВМ демонстрирует результаты и по указанию конструктора осуществляет корректировку исходных данных и текущих результатов решения, ставит вопросы о недостающей информации по ходу задачи, принимает решение о продолжении или окончании выполнения задания.

Важным этапом автоматизированного проектирования является формирование исходного изображения, которое может быть реализовано не только путем синтеза конструкции из отдельных типовых элементов, а на основе использования базового образа. При этом на экран выводится изображение проектируемой детали или механизма путем его вызова из банка данных или с помощью устройства для ввода графической информации. Затем конструктор редактирует изображение путем изменения на экране отдельных элементов, устранения ненужных и добавления других. ЭВМ получает исходную информацию и выполняет необходимые расчеты, результаты которых выдаются конструктору.

Оперативный диалог проектировщика и ЭВМ необходим, так как проектирование включает в себя трудно формализуемые этапы, требующие вмешательства человека при принятии тех или иных решений. В таких интерактивных системах ускоряется поиск научно-технической и нормативно-справочной информации, а также имеется возможность просмотреть за короткое время множество вариантов конструктивных решений и выбрать оптимальное.

34.5. ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

Оптимальное проектирование предполагает создание технического объекта, не только выполняющего заданные функции, но и отвечающего некоторым заранее установленным критериям качества.

Самый низкий уровень оптимального проектирования предполагает нахождение лучшего варианта конструкции, основанное на переборе нескольких, выполненных без использования вычислительной техники, математических моделей и соответствующих методов оптимизации вариантов. Например, при проектировании редуктора для двух-трех вариантов разбивки общего передаточного числа между отдельными ступенями можно выполнить проектировочные расчеты, для каждого варианта оценить какой-либо критерий качества (массу, размеры и т.д.), и затем окончательно выбрать наиболее подходящий вариант исполнения редуктора.

При более высоком уровне задачи оптимального проектирования, сформулированные в виде математических моделей, решаются с применением соответствующих математических методов оптимизации и на базе ЭВМ. К высшему уровню относятся задачи оптимального проектирования, решаемые в рамках САПР.

В САПР задачи оптимизации могут решаться на всех этапах процесса проектирования. Так, на этапе эскизной проработки задача оптимального проектирования может состоять в определении рациональных значений необходимого числа основных параметров проекта, определяющих будущий облик технического объекта. На этапах технического и рабочего проектирования задачи оптимизации могут носить более глубокий характер, охватывающий вопросы определения оптимальных значений основных параметров как объекта в целом, так и отдельных его узлов и деталей.

В процессе разработки САПР проблема оптимального проектирования заключается в решении следующих основных вопросов: определение этапов процесса автоматизированного проектирования, сопровождаемых решением тех или иных задач оптимизации; построение математических моделей оптимизации; подбор методов решения задач оптимизации и разработка машинных алгоритмов; создание или заимствование программного обеспечения решения задач оптимизации; разработка системы диалогового формирования и просмотра вариантов объекта проектирования с определением значений тех или иных показателей качества, а также формирования математических моделей и управления процессом решения соответствующих задач.

Совершенствование конструкции при проектировании обеспечивается ее оптимизацией по одному или нескольким критериям. Для различных механизмов критериями эффективности конструкции могут быть приняты: высокая надежность, минимальные межосевое расстояние или масса, габаритные размеры и стоимость, наибольший КПД, высокая точность и т.д. При этом часто критерии могут быть противоречивыми.

При структурной оптимизации можно анализировать различные типы редукторов, например, многоступенчатый цилиндрический, планетарный, волновой, комбинированный. Исходные данные при проектировании механизмов в соответствии с техническим заданием могут включать в себя следующие характеристики: мощность, скорость, ресурс, режим работы, циклограмма нагружения и т.д.

При параметрической оптимизации, например, зубчатых приводов управляющими параметрами могут быть: распределение передаточных чисел по ступеням, числа зубьев, относительная ширина и материал колес, геометрия зацепления, частота вращения двигателя и др.

Ограничения разделяют на кинематические (по передаточному числу одной пары, предельным окружным скоростям), прочностные (по условию контактной и изгибной прочности зубчатых колес), конструктивные (по габаритным размерам, условию регулирования элементов, их взаимодействию и соединению) и др.

При оптимизации по одному критерию задача решается наиболее просто. Например, решение можно получить перебором различных вариантов конструкции и выбором наилучшего.

Решение многокритериальных задач более сложно. Многокритериальная оптимизация используется, когда одного критерия для оценки качества недостаточно. Например, когда стоит задача обеспечения максимальной надежности и минимальной массы при проектировании редуктора или обеспечения максимальной грузоподъемности и минимальных размеров при проектировании транспортной машины.

В строгой математической постановке выбор оптимальных параметров машины не простая задача. Так, например, варьирование всего шести параметров (при 5% точности расчета) приводит к поиску на всем множестве решений из $(1/0,05)^6 = 64\,000\,000$ вариантов. В условиях развития САПР формализация процесса автоматизированного поиска технических решений и оптимизации параметров машиностроительных узлов вызывает значительные

трудности и требует применение специальных эвристических методов принятия решений, численных методов оптимизации и больших ресурсов по времени и мощности ЭВМ.

При конструировании приводов машин в силу технической целесообразности используются в основном два критерия: масса и объем. Массогабаритные характеристики в значительной степени зависят от выбора материала и термообработки. Недостаточность на начальном этапе исходной информации предопределяет проведение как проектировочных так и проверочных расчетов. При поисковом расчете сначала задаются некоторыми исходными параметрами, а затем рядом последовательных приближений их уточняют. Механические приводы машин представляют собой совокупность подсистем передач, валов и опор, связанных слабыми связями. Это дает возможность выполнять их комплексный расчет и анализ по частям, т.е. по элементам.

Каждой из перечисленных целей оптимального проектирования соответствует свой критерий оптимальности. Критерий оптимальности выражается целевыми функциями $Q(x)$, представляющими собой математические зависимости их значений от параметров проектируемого объекта. В простейшем случае качество системы может определяться одним критерием, зависящим от одного параметра, т.е.

$$Q(x) = \Phi(\alpha) = \text{extremum}, \quad (34.1)$$

где $\Phi(\alpha)$ - частный критерий оптимизации.

В общем случае проектируемая система зависит от n варьируемых параметров $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$, которые являются координатами точки $\alpha = (\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n)$ в n -мерном пространстве параметров. Параметрам задаются пределы, в которых они могут изменяться (ограничения).

Для системы при k частных критериях $\Phi_1(\alpha), \Phi_2(\alpha), \dots, \Phi_k(\alpha)$ для выделенной с учетом ограничений области независимых параметров условие оптимальности представляется в виде экстремума с целевой функцией

$$Q(x) = [\Phi_1(\alpha), \Phi_2(\alpha), \dots, \Phi_k(\alpha)] = \text{extremum}, \quad (34.2)$$

включающей в себя частные критерии.

В зависимости от вида целевой функции, а также вида ограничений используются следующие виды оптимизации: исследования функций классического анализа; метод множителей Лагранжа; вариационное исчисление; методы линейного и нелинейного программирования; методы динамического программирования; методы случайного поиска.

Например, для решения задач с несколькими переменными, когда известны аналитическое выражение целевой функции и ограничения на переменные в виде равенств, можно использовать метод множителей Лагранжа. Суть метода заключается во введении p неопределенных множителей λ и построении функции Лагранжа

$$F(x) = Q(x) - \sum_{j=1}^p \lambda_j q_j(x). \quad (34.3)$$

Для определения оптимальных значений переменных x_i ($i=1, 2, \dots, n$) решается система из $n+p$ уравнений:

$$\partial F / \partial x_i = 0, \quad i = 1, 2, \dots, n; \quad q_j(x) = 0, \quad j = 1, 2, \dots, p \quad (34.4)$$

относительно неизвестных x и λ .

Так как система (34.4) представляет лишь необходимые условия существования экстремума, найденные из решения значения переменных необходимо проверить на экстремум анализом производных более высокого порядка или другими методами.

Группа методов связана с вычислением на каждом шаге движения к оптимальному решению значения функции цели. Наиболее простым является метод прямого перебора или метод сканирования, который используется при малом числе переменных. Однако он требует

больших затрат времени. В более эффективных методах осуществляется выбор направления поиска оптимума по результатам последовательных вычислений целевой функции.

Отдельные методы решения многокритериальных задач связаны с использованием различных приемов, которые преобразуют их в одну либо несколько однокритериальных. Обычно для этого применяется метод ограничений, обобщенные критерии или критерии более высокого уровня.

В первом случае, наиболее распространенном, на все целевые функции, кроме одной, вводятся ограничения в виде неравенств. Задача сводится к определению максимума этой функции при принятых ограничениях.

Во втором - множество критериев сводится в один обобщенный критерий. Среди способов построения обобщенного критерия наиболее часто используется метод взвешенных сумм, согласно которому обобщенный критерий

$$Q(x) = \sum_{i=1} \lambda_i Q_i(x), \quad (34.5)$$

где $Q_i(x)$ - i -ый критерий оптимальности; λ_i - весовой коэффициент.

Решение задачи сводится к определению экстремальных значений обобщенного критерия. Значение весового коэффициента устанавливается исходя из степени важности того или иного критерия на основе опыта, расчетов аналогичных наиболее совершенных конструкций, интуиции или метода экспертных оценок. Наличие элемента субъективизма в определении λ_i - недостаток рассматриваемого метода.

Возможно решение этой задачи для нескольких сочетаний весовых коэффициентов с выбором наиболее подходящего. Метод взвешенных сумм наиболее удобен для критериев оптимальности, измеряемых в одинаковых единицах или в относительных величинах.

В третьем случае выбором из нескольких критерия более высокого уровня задача сводится к однокритериальной. Оптимизацию выполняют с учетом остальных критериев в виде ограничений на их значения.

К группе компромиссных методов относится метод последовательных уступок, метод Парето и другие.

Метод последовательных уступок применяется, когда показатели эффективности могут быть расположены в порядке убывания их важности. После установки последовательности оптимизации решается задача оптимизации с одним первым критерием и находится его оптимальное значение Q_1 . Далее решается задача оптимизации по второму критерию, но при этом в модель вводится дополнительное ограничение $Q_1(x) = Q_1 + \delta_1$, где δ_1 - уступка по первому критерию.

При заданных значениях уступок находится оптимальная величина варьируемого параметра.

Метод Парето основан на следующих допущениях: степень достижения общей цели возрастает, если увеличивается эффективность всех частных показателей по сравнению с некоторыми начальными условиями, либо возрастают один или несколько показателей, а остальные не изменяются. Состояние, при котором нельзя больше увеличивать хотя бы один из критериев качества, не уменьшая хотя бы один из остальных, свидетельствует о достижении оптимума Парето.

ГЛАВА 35

АВТОМАТИЗАЦИЯ ОТДЕЛЬНЫХ ЭТАПОВ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МЕХАНИЗМОВ, ИХ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ

Использование САПР в процессе конструирования имеет три направления: 1) автоматизация расчетов; 2) создание банков данных, состоящих из параметров стандартных узлов (электродвигателей, подшипников, муфт и т.д.) или графических данных - чертежей деталей общего назначения (валов, зубчатых колес и т.д.), а так же каталогов готовых решений и пакета прикладных программ; 3) автоматизация конструкторских и графических работ.

В основе решения различных задач конструирования с помощью ЭВМ в указанных направлениях лежат принципы поискового проектирования в диалоговом режиме с нахождением оптимального варианта.

В области конструирования проводится в основном параметрическая оптимизация с обеспечением рациональных параметров элементов заданной или принятой конструкции без изменения ее структуры (например, без изменения схемы редуктора).

Эвристические процедуры в диалоговом режиме обеспечивают решение проблемных задач конструирования за счет машинного анализа влияния различных параметров на качественные показатели и выбор оптимального варианта или нескольких для дальнейшего анализа на следующем уровне оптимизации.

Частично формализованные эвристические методы, в которых часть процедур обрабатывает ЭВМ, а часть реализуется в диалоге, являются наиболее оптимальными в процессе конструирования и осуществляются на базе человеко-машинных программ.

35.1. СИСТЕМЫ АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ ПОДДЕРЖКИ ИНЖЕНЕРНЫХ РЕШЕНИЙ

Технология создания больших программных систем основывается на структурном программировании, в основе которого лежит ряд новых методологий нисходящего проектирования программ.

В настоящее время получила распространение объектно-ориентированная (ОО) технология, основу которой составляют методологии анализа, проектирования и программирования. При использовании ОО технологии анализ, проектирование и разработка системы проводятся с помощью объектов. Под объектом понимается «разумный», самодостаточный агент, отвечающий за выполнение определенных задач.

Если при структурном программировании декомпозиция задачи воспринимается как обычное разделение алгоритмов, то при объектно-ориентированном проектировании в качестве критерия декомпозиции системы выбирается принадлежность ее элементов к различным абстракциям предметной области. Опыт показывает, что при выборе раздела сложной системы по алгоритмам или по объектам целесообразнее сначала применить объектный подход. Это поможет лучше понять структуру будущей программной системы. Объектная декомпозиция уменьшает риск создания сверхсложных программных систем, так как она предполагает эволюционный путь развития системы на базе относительно небольших подсистем.

Целью данного раздела является на конкретном примере показать способы формализации задач, возникающих в процессе проектирования для решения их на ЭВМ. В качестве примера рассмотрим задачи, которые возникают при проектировании редукторов (рис. 35.1). Данный пример не претендует на полноту рассмотрения проблемы проектирования редукторов.

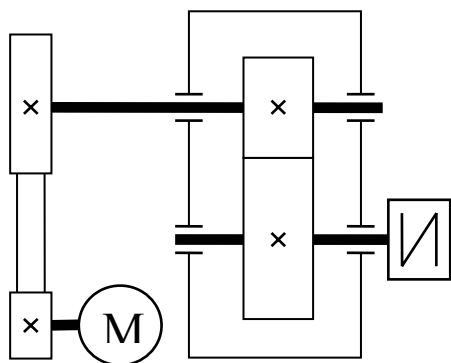


Рис. 35.1. Пример схемы редуктора

35.1.1. Объектно-ориентированное проектирование

Основные методы решения конструкторско-технологических задач сложились задолго до появления средств вычислительной техники и имеют свою специфику. Главное в этой специфике связано с накопленным за многие десятилетия опытом проектирования на базе известных параметризованных технических решений. Для создания автоматизированной системы необходимо определить множество решений, которые помогут конструктору в проектировании конкретного изделия. Например, если рассматривать систему проектирования редукторов, то в качестве типовых технических решений могут выступать узел ременной передачи, узел зубчатой передачи, вал с подшипниками и т.д.

Каждое типовое решение представляет собой объект, который характеризуется набором свойств и областью допустимых значений для них. Между отдельными свойствами объекта существуют зависимости, определяемые через аналитические выражения, таблицы и параметризованные чертежи. Проектирование объекта заключается в выполнении упорядоченного набора действий, в результате которых будут получены конкретные значения его свойств.

Общая схема проектирования редуктора состоит из следующих основных этапов:

1. Выбор электродвигателя. Кинематический расчет.
 2. Расчет конкретных узлов (передач, валов, подшипников и т.д.).
 3. Проверка технических требований (сравнение расчетных и заданных частот вращения и вращающих моментов выходного вала).
- Следовательно, редуктор в целом имеет набор свойств, зависимости между ними и методику проектирования. Поэтому он также может выступать в качестве типового объекта (параметризованного технического решения).

Одним из возможных вариантов автоматизации является типовая конструкция, т.е. в целом редуктор можно рассматривать в качестве типового объекта. При этом все расчеты можно объединить в единый модуль и получить традиционную типовую САПР. Недостатком этого варианта является ограничение проектируемых конструкций, а преимуществом - упрощение проектирования.

Другим вариантом является автоматизация проектирования набора редукторов, а данный принимать, как пример представителя этого набора. В этом случае объектами, из которых состоит конкретный редуктор (рис. 35.1) являются следующие: 1) весь редуктор в целом; 2) узел ременной передачи; 3) узел зубчатой передачи и т.д. Каждый объект характеризуется набором свойств, отношений между ними, имеет методику проектирования и графическое представление в виде параметризованных чертежей или их фрагментов.

35.1.2. Представление знаний предметной области

При выполнении инженерных расчетов в машиностроении сложились определенные формы представления значений (формулы, таблицы). Примеры записи таких знаний (в виде таблицы) приведены в табл. 35.1. В такой форме накоплена большая база нормативно-

справочной информации, которая содержится в справочниках, стандартах и т.д.

По существу знания, представленные в приведенной таблице, являются правилами, реализующими следующий алгоритм:

ЕСЛИ значения исходных данных удовлетворяют определенным условиям,
ТО требуемые значения определяются по таблице.

Таблица 35.1.

Зависимость КПД и предельной допустимой скорости зубчатой передачи от степени точности колес

Передача	Вид зубьев	Окружная скорость м/с, КПД	Степень точности			
			6	7	8	9
Цилиндрическая	Прямые	v кпд	20 0.99	15 0.98	6 0.96	2 0.94
	Косые	v кпд	35 0.99	25 0.98	10 0.96	4 0.94
Коническая	Прямые	v кпд	12 0.98	8 0.97	4 0.95	1.5 0.92
	Круговые	v кпд	25 0.98	16 0.97	8 0.95	3 0.92

Традиционным способом представления знаний для ЭВМ является программа на языке программирования. Любое изменение в правилах, записанных в таблице, добавление или удаление строки потребует повторного программирования задачи. Кроме того, если информация в исходной таблице понятна и доступна большинству инженеров, то эта же информация "размыта" по программе и работа с ней требует определенной квалификации в области программирования. Данное обстоятельство важно в силу того, что, как правило, инженеры-конструкторы имеют минимальные знания в области программирования, а программисты не обладают достаточными знаниями в предметной области и не могут самостоятельно поставить задачу автоматизации проектирования технического устройства.

Блоки принятия решений (БПР) представляют собой удобную и простую форму спецификации знаний предметной области (рис. 35.2). Основой для заполнения БПР является традиционная нормативно-справочная информация и формулы. БПР построены так, чтобы они могли использоваться в качестве документации на созданные с их помощью программные продукты.

Основные преимущества представления знаний в форме блоков принятия решений перед традиционным программированием приведены ниже:

1. Анализ традиционно сложившейся нормативно-справочной среды в машиностроении показывает, что БПР являются наиболее массовой и естественной формой представления знаний предметной области.
2. Использование БПР позволяет разработчику выполнить функциональное структурирование знаний с целью упрощения и пояснения полной картины о предметной области.
3. Предложенный формат БПР обладает уровнем формализации, достаточным для реализации таких знаний на ЭВМ. При этом значительно снижаются требования к уровню специальной подготовки пользователей в области вычислительной техники.
4. Для пользователей использование БПР позволяет не только автоматизировать получение исходного текста программ, но и существенно сократить затраты на поддержание текущей версии документации на программную разработку.
5. При использовании планировщика на базе множества БПР может быть создана специализированная программная система.

Использование БПР позволяет специалистам самостоятельно (без привлечения программистов) переносить накопленные нормативно-справочные данные и знания в программную среду. При этом представление знаний в ЭВМ максимально приближено к традицион-

ным формам, используемым в справочниках, т.е. в виде таблиц, формул и комментариев к ним на естественном языке. При использовании инструментальных средств поддержки БПР на ЭВМ существенно снижаются требования к программной подготовке специалистов, участвующих в разработке программного обеспечения. Фактически специалисту необходимо иметь простейшие навыки работы с клавиатурой ЭВМ и уметь пользоваться одним из текстовых редакторов.

Блок: В01

Разработчик:

Наименование: Расчет КПД зубчатой передачи

Источник информации: Проектирование узлов и деталей машин

Наименование параметра	Значение	Имя
1. Тип передачи 2. Вид зубьев 3. Степень точности	цилиндрическая	
4. Предельная допустимая скорость передачи, м/с 5. КПД передачи		

Вид зубьев	Степень точности			
	6	7	8	9
прямые	20; 0.99	15; 0.98	6; 0.96	2; 0.94
косые	35; 0.99	25; 0.98	10; 0.96	4; 0.94

Рис. 35.2. Пример блока принятия решений для табл. 35.1.

Другим способом представления информации в машиностроении являются таблицы баз данных. Под таблицей базы данных предполагается способ представления данных в виде обычной таблицы, состоящей из колонок и строк. В основном к таким таблицам относятся данные из ГОСТов. При большом количестве различных таблиц существуют определенные критерии, по которым можно определить, следует создавать таблицу базы данных или нет.

Критериями представления таблицы в виде базы данных являются задачи, решаемые с помощью таблицы и объем таблицы.

Строки таблицы базы данных определяют набор решений, из которых пользователь в диалоговом режиме выбирает одну или несколько строк. Например, выбор материала из некоторого множества. Критерии выбора решений из таблицы не поддаются формализации, поэтому выбор делает обычно конструктор. Возможен предварительный отбор данных из таблицы с последующим выбором или подтверждением выбора конструктором. Как правило, использование таблицы базы данных требуют вмешательства человека в процесс выполнения расчетов. Таблицы, записываемые в виде БПР, обычно занимают один или два листа по 60-80 строк.

Основными способами представления знаний для ЭВМ (кроме программ на языке программирования), доступными специалисту предметной области, являются следующие: 1. Блоки принятия решений; 2. Таблицы баз данных; 3. Параметризованные графические фрагменты и чертежи (рис. 35.3.).

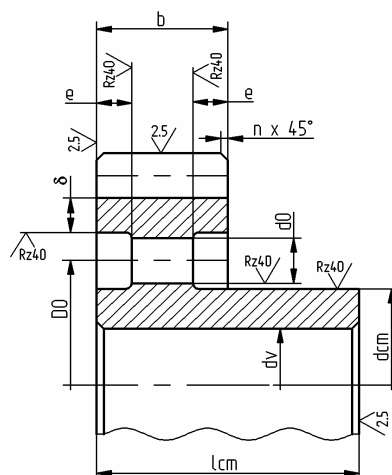


Рис. 35.3. Пример параметризованного фрагмента чертежа шестерни

35.1.3. База знаний объекта проектирования

База знаний проектируемого объекта включает следующие основные компоненты:

1. Словарь понятий предметной области, определяющий набор свойств объекта.
2. Список таблиц, построенных на основе параметров словаря понятий, причем каждая таблица задает некоторую зависимость между параметрами.
3. Набор параметризованных прототипов чертежей или их фрагментов.
4. Методику проектирования объекта, т.е. последовательность проектных процедур.
5. Набор вычислительных моделей на основе блоков принятия решений.
6. Запросы к базе данных и другие проектные процедуры.

Словарь понятий содержит определение терминов, применяемых при решении задач предметной области, и хранится в текстовом файле. По умолчанию файл, содержащий словарь понятий, имеет имя SLOVAR.TXT. Словарь понятий представляет собой таблицу, состоящую из трех колонок: идентификатор (имя) атрибута; шаблон (формат) атрибута; полное название атрибута.

Каждая строка таблицы содержит описание одного атрибута (термина, понятия, параметра) предметной области. В качестве разделителя между колонками используется символ пробел. При заполнении отдельных колонок следует учитывать следующее:

1. Идентификатор атрибута состоит из букв латинского алфавита или цифр и начинается с буквы. Длина идентификатора не должна превышать 5 символов.
2. Шаблон значений атрибута несет информацию о типе его данных и о формате их представления в вычислительной среде (табл. 35.2.).

Таблица 35.2.

Определение шаблона атрибута

Тип данных атрибута	Шаблон	Примеры
Целый	I<максимальное число символов>	12, 14, 16
Вещественный	F<максимальное число символов>. <число символов дробной части>	F7.2 (интервал чисел от -999.99 до 9999.99), F8.0,F4.1.
Символьный	A<максимальное число символов>, S<максимальное число символов>	A15, A20, S65.

Если наименование атрибута в словаре понятий имеет тип данных 'A', то необходимо наличие специального списка значений (ассоциативного списка), содержащего все допустимые символьные значения этого атрибута. Ассоциативный список является таблицей, состоящей из двух колонок: код значения (6 символов); собственно символьное значение атрибута (до 80 символов).

Ассоциативные списки подготавливаются пользователем для каждого атрибута с типом 'А' и хранятся на ЭВМ в отдельных файлах. Имя файла, содержащего ассоциативный список, строится на базе имени идентификатора с добавлением расширения ".KOD". Допустимыми значениями атрибута с типом данных 'А' являются только те значения, которые перечислены в соответствующем ассоциативном списке.

35.1.4. Структура БПР

Исходные тексты на языке спецификации БПР хранятся в текстовых файлах с расширением .BPR. Блок принятия решений состоит из трех частей (рис. 35.4.): заголовок блока; таблица условий применения; таблица решений.

Заголовок блока

Блок: <имя блока>

Разработчик:

Наименование:

Область применения:

Источник информации:

Таблица условий применения

Наименование атрибута	Значение	Имя
1. 2.Описание входных атрибутов и ... ограничений на допустимые значения N.		
N+1.Описание выходных атрибутов ...		

Таблица решений

Наименование входного атрибута i	Наименование входного атрибута j	...	Наименование входного атрибута K
			Интервалы значений входного атрибута K
			Наименование входного атрибута L
			Интервалы значений входного атрибута L
			...
Интервалы значений входных атрибутов i, j, ...			значения выходных атрибутов

Рис. 35.4. Структура БПР

Заголовок блока содержит справочные сведения о нем, которые включают имя блока, фамилию разработчика, развернутое наименование его содержимого, область применения и источник информации. Сведения из заголовка используются как комментарий. Заголовок начинается со слова "Блок:", за которым следует его имя, состоящее из латинских букв и цифр. Имя блока должно совпадать с именем файла. В настоящей версии имя блока не превышает 6 символов.

Таблица условий применения блока обычно разделена четырьмя горизонтальными линиями на три части: 1. Шапка таблицы; 2. Определение входных атрибутов; 3. Определение выходных атрибутов.

Число позиций, отводимых под эти линии, определяет размер таблицы условий приме-

нения по ширине и не должно превышать 132 символа. Все четыре горизонтальные линии должны быть равны между собой. Обычно для горизонтального разделителя используется символ '-' (минус), а для вертикального - '|' (код 124). Содержимое шапки таблицы условий применения блока обеспечивает справочную роль при чтении БПР.

По вертикали таблица условий применения блока разбита на три колонки. Первая колонка содержит список наименований входных и выходных атрибутов блока. Пользователю следует обратить внимание на то, что наименования атрибутов в БПР должны в точности совпадать с наименованиями соответствующих атрибутов в словаре понятий. Это связано с тем, что часть букв русского и латинского алфавитов визуально неразличимы. Последнее не относится к разделяющим пробелам между отдельными словами и к написанию больших и малых букв русского алфавита. Входные и выходные атрибуты в таблице условий применения БПР имеют единую сквозную нумерацию целыми числами, начиная с единицы. Номер отделяется от наименования атрибута точкой.

Вторая колонка может содержать ограничения на допустимую область определения значений для каждого из входных атрибутов блока. Область определения входного атрибута может быть записана в виде последовательности констант или интервалов, разделенных запятыми. Константа обычно соответствует целому, вещественному или символьному типу данных. Для атрибутов, имеющих целый или вещественный тип данных, могут использоваться цифры 0...9 (следует отличать букву О от цифры 0), а также специальные символы: + (плюс); - (минус); . (точка).

Символьные данные имеют тип 'А' (ассоциативный список) и допускают любые символы кроме ',' (запятая). Например, отдельные значения целого, вещественного или символьного типа: 8, 36.5, Быстрорежущая сталь.

Интервал допустимых значений записывается в виде двух чисел, разделенных запятой и заключенных в круглые или квадратные скобки. Первое число соответствует нижней границе интервала, а второе - верхней. Квадратная скобка означает, что число включается в интервал, а круглая скобка указывает на то, что данное число в интервал не включается. Отсутствие значения на месте нижней или верхней границы интервала указывает на его использование, неограниченного с одной стороны. Например:

1. Ограниченные интервалы: [5.,20.6], (1,9), (15,100], [-2.,40.).
2. Неограниченные интервалы: [10,), (,12], (6,).

Если значение какого-либо входного атрибута не принадлежит соответствующей области определения, то считается, что блок не применим к данной совокупности его значений. Если для входного атрибута область определения не указана, то считается, что блок применим при любых его значениях.

В третьей колонке указывается имя (идентификатор) атрибута. Ее заполнение необязательно. Эту колонку необходимо использовать тогда, когда связь между входными и выходными атрибутами задается аналитически (в виде формулы).

Таблица решений составляется пользователем на основе справочных таблиц и аналитических зависимостей, сложившихся в предметной области. Форма таблицы решений представляет собой прямоугольник, разделенный на четыре области тремя горизонтальными и вертикальными линиями (рис. 35.5.). Длина горизонтальных линий определяет размер таблицы решений и не должна превышать 132 символа. Все три линии должны быть равны между собой.

1	2
3	4

Рис. 35.5. Форма таблицы решений

Все входные атрибуты условно разбиты на две группы. Первая группа записывается сверху от матрицы значений выходных атрибутов (область 2), а вторая группа - слева (области 1 и 3). Запись атрибутов включает их наименование и интервалы значений. Выходные

значения таблицы решений записаны в виде матрицы и располагаются в правом нижнем углу таблицы решений (область 4).

Работа с таблицей решений построена по следующему алгоритму. Для нахождения значений выходных атрибутов необходимо проверить принадлежность значений двух групп входных атрибутов определенным интервалам, записанным в таблице решений сверху по горизонтали и слева по вертикали. Наименование и интервалы первой группы атрибутов расположены в верхних горизонтальных строках таблицы (область 2). Наименование и интервалы второй группы атрибутов расположены в левой части таблицы по вертикали (область 1 - для наименований, область 3 - для интервалов). Поиск значений выходных атрибутов по таблице решений предусматривает определение принадлежности значений входных атрибутов заданным интервалам и нахождение клеточки со списком значений выходных атрибутов на пересечении соответствующего столбца и строки. Пользователю следует помнить о том, что интервалы одного атрибута не должны пересекаться. При поиске решений значения выдаются из первого обнаруженного интервала. Например, если два интервала заданы следующим образом: $[1., 10.] \mid (5., 25.]$, то к первой колонке всегда будет обращение при задании входного параметра в интервале от 1 до 10. Ко второй колонке будет обращение при задании входного параметра в интервале от 10 до 25. Для данного примера правильно записанные интервалы должны иметь вид: $[1., 10.] \mid (10., 25.]$.

Значения выходных атрибутов могут быть представлены в виде констант или арифметических выражений. Константы могут относиться к числовому или символьному типу данных. В арифметических выражениях допустимы следующие операции: + (сложение); - (вычитание); * (умножение); / (деление); ** (возведение в степень).

При вычислении арифметического выражения операции одного приоритета выполняются последовательно слева направо. Если необходимо изменить порядок выполнения операций, то следует использовать круглые скобки. В арифметических выражениях могут использоваться функции.

Число и порядок перечисления выходных значений в таблице решений определяется числом и порядком их записи в таблице условий применения блока. Разделителем отдельных выходных значений выступает символ ';' (запятая). Выходные значения могут присутствовать не во всех клетках таблицы решений, т.е. она может быть заполнена не полностью. Если выходных атрибутов в блоке несколько, то таблица решений должна быть заполнена таким образом, чтобы всем им в одной клеточке значения либо присваивались, либо нет. Интервалы в условиях выбора выходных атрибутов и возможность заполнения не всех клеточек таблицы решений по сути является уточнением области определения блока. Если возникает ситуация обращения к незаполненной клеточке таблицы решений, то вызвавшему этот блок модулю будет сообщено о выходе за допустимую область определения.

35.1.5. Соглашения о связи БПР с языком Си

Формально, каждый блок - это функция, которая на языке Си записывается следующим образом: `int имя_блока(вх.атрибут 1, ..., вх.атрибут N, вых.атрибут N+1, ..., вых.атрибут Z).`

Входные атрибуты передаются по значению, выходные - по ссылке. Атрибуты целого типа соответствуют типу данных "int". Атрибуты вещественного типа соответствуют типу данных "double". Функция возвращает следующие значения:

- 0 - успешное окончание блока;
- 1 - значения параметров не соответствуют ограничениям в таблице условий применения блока;
- 2,3 - значения параметров не соответствуют ограничениям в таблице решений для первой или второй группы входных атрибутов;
- 4 - решение отсутствует для данного набора входных значений (обращение к пустой клетке таблицы решений).

35.1.6. Пример расчета с применением БПР

Рассмотрим объект проектирования - редуктор в целом. Исходными данными в примере являются частота вращения выходного вала, выходной вращающий момент, время наработки на отказ и синхронная частота вращения электродвигателя. На этапе кинематического расчета решаются следующие задачи:

1. Определение коэффициента полезного действия (КПД) редуктора:

$$KPD = KPD_{\text{рем}} * KPD_{\text{зуб}} = 0.95 * 0.98 = 0.931,$$

где $KPD_{\text{рем}}$ - КПД ременной передачи; $KPD_{\text{зуб}}$ - КПД зубчатой передачи.

2. Определение потребляемой мощности:

$$P = T_{\text{вых}} * N_{\text{вых}} / 9550 / KPD = 310. * 280. / 9550 / 0.931 = 9.76 \text{ кВт},$$

где P - потребляемая мощность, кВт; $T_{\text{вых}}$ - выходной вращающий момент, Н*м; $N_{\text{вых}}$ - частота вращения выходного вала, мин⁻¹.

3. Выбор электродвигателя по табл. 35.3. (табл. П.1):

Таблица 35.3.

Электродвигатели закрытые обдуваемые

Мощность Р, кВт	Синхронная частота			
	3000	1500	1000	750
5.5	IOOL2/2880	112M4/1445	132S6/965	132M8/720
7.5	112M2/2900	132S4/1455	132M6/970	160S8/730
11	132M2/2900	132M4/1460	160S6/975	160M8/730
15	160S2/2940	160S4/1465	160M6/975	180M8/730
18.5	160M2/2940	160M4/1465	180M6/975	

Примечание: Перед косой чертой обозначен тип двигателя единой серии А4, после черты - асинхронная частота, мин⁻¹.

В качестве выбранного принят электродвигатель 132M4 мощностью 11кВт и частотой вращения 1460 мин⁻¹. Диаметр вала этого электродвигателя 38 мм.

4. Определение общего передаточного числа:

$$U = N_{\text{эл.дв}} / N_{\text{вых}} = 1460 / 280 = 5.21.$$

5. После расчета параметров ременной и зубчатой передач требуется проверить отклонение реальной частоты вращения выходного вала от заданной:

$$dIN = (N_{\text{зуб}} - N_{\text{вых}}) / N_{\text{вых}} * 100 = (280.8 - 280) / 280 * 100 = 0.3\%,$$

где dIN – отклонение частоты вращения в процентах.

Примеры словаря понятий, ассоциативного списка и блоков принятия решений для кинематического расчета приведены на рис. 35.6 - 35.11.

P	F7.2	Потребляемая мощность, кВт.
KPD	F5.2	КПД редуктора.
Tout	F7.2	Вращающий момент выходного вала. Н*м.
Nout	F7.2	Частота вращения выходного вала, мин ⁻¹ .
dvDI	F7.2	Диаметр вала электродвигателя, мм
dvN	F7.2	Частота вращения электродвигателя, мин ⁻¹ .
dvNP	I3	Число полюсов электродвигателя.
dvP	F7. 2	Мощность электродвигателя, кВт.
dvTYP	A6	Тип электродвигателя серии А4.
NSdv	I4	Синхронная частота электродвигателя, мин ⁻¹ .
U	F7.2	Передаточное число редуктора.
dIN	F7.2	Отклонение частоты вращения, проц.
t4	F8.0	Время наработки на отказ, час.

Рис. 35.6. Пример словаря понятий (файл "SLOVAR.TXT")

1	100L	5	160S
2	112M	6	160M
3	132S	7	180S
4	132M	8	180M

Рис. 35.7. Пример ассоциативного списка (файл "DVTYP.KOD")

Блок: В1

Разработчик:

Наименование: Расчет КПД и потребляемой мощности редуктора

Источник информации:

Наименование параметра	Значение	Имя
1. Вращающий момент выходного вала, Н*м		Tout
2. Частота вращения выходного вала, мин ⁻¹		Nout
3. КПД редуктора		KPD
4. Потребляемая мощность, кВт		P

Вращающий момент выходного вала Н*м	КПД редуктора	
	(0.,)	
(0.,)	Tout*Nout/9550./KPD	

Рис. 35.8. Пример блока для расчета потребляемой мощности (файл "B1.BPR")

Блок: В2

Разработчик:

Наименование: Двигатели закрытые обдуваемые серии А4

Источник информации:

Наименование параметра	Значение	Имя
1. Потребляемая мощность, кВт		
2. Синхронная частота электродвигателя, мин ⁻¹		
3. Тип электродвигателя серии А4		
4. Число полюсов электродвигателя		
5. Частота вращения электродвигателя, мин ⁻¹		
6. Мощность электродвигателя, кВт		

Потребляемая мощность, кВт	Синхронная частота электродвигателя, мин ⁻¹			
	3000	1500	1000	750
(4, 5.5]	100L, 2, 2880, 5.5	112M, 4, 1445, 5.5	132S, 6, 965, 5.5	132M, 8, 720, 5.5
(5.5, 7.5]	112M, 2, 2900, 7.5	132S, 4, 1445, 7.5	132M, 6, 970, 7.5	160S, 8, 730, 7.5
(7.5, 11.]	132M, 2, 2900, 11.	132M, 4, 1460, 11.	160S, 6, 975, 11.	160M, 8, 730, 11.
(11., 15.]	160S, 2, 2940, 15.	160S, 4, 1465, 15.	160M, 6, 975, 15.	180M, 8, 730, 15.
(15., 18.5]	160M, 2, 2940, 18.5	160M, 4, 1465, 18.5	180M, 6, 975, 18.5	

Рис. 35.9. Пример блока для выбора электродвигателя (файл "B2.BPR")
в соответствии с табл.35.3

Блок: В3

Разработчик:

Наименование: Двигатели закрытые обдуваемые серии А4

Основные размеры:

Источник информации:

Наименование параметра	Значение	Имя
1. Тип электродвигателя серии А4		dvTYP
2. Число полюсов электродвигателя		dvNP
3. Диаметр вала электродвигателя, мм		dvDI

Тип электродвигателя серии А4	Число полюсов электродвигателя	
	2	4, 6, 8
100L	28	28
112M	32	32
132S, 132M	38	38
160S, 160M	42	48
180S, 180M	48	55

Рис. 35.10. Пример блока для выбора диаметра вала электродвигателя (файл "B3.BPR")

Блок: В4

Разработчик:

Наименование: Расчет общего передаточного числа редуктора

Источник информации:

Наименование параметра	Значение	Имя
1. Частота вращения электродвигателя, мин ⁻¹		dvN
2. Частота вращения выходного вала, мин ⁻¹		Nout
3. Передаточное число редуктора		U

Частота вращения электродвигателя, мин ⁻¹	Частота вращения выходного вала, мин ⁻¹
	(0.,)
(0.,)	dvN/Nout

Рис. 35.11. Пример блока для расчета общего передаточного числа (файл "B4.BPR")

35.1.7. Вычислительная модель и планировщик

Решение задач автоматизации процессов проектирования с помощью ЭВМ опирается на отображении знаний, накопленных в предметной области, в программную среду. В данном случае единицей представления знаний предметной области выступает блок принятия решений. В совокупности множество БПР представляет собой описание предметной области, которое охватывает проблему с большей или меньшей степенью детализации.

Набор БПР, который предназначен для решения определенной задачи с применением ЭВМ, будем называть вычислительной моделью. Пример содержимого вычислительной модели, построенной на основе блоков (рис. 35.8. - 35.11.), приведен на рисунке 35.12. Здесь показаны атрибуты словаря понятий и блоки, из которых определяется значение конкретного атрибута. Для каждого блока указывается набор входных и выходных параметров. Входным параметрам блока предшествует символ '<' (меньше). Атрибуты словаря, у которых вместо блока поставлены звездочки, являются исходными данными вычислительной модели.

Планировщик осуществляет поиск решений на основе вычислительной модели и его работа строится на следующих предпосылках:

1. Имеется словарь понятий, отражающих свойства объектов предметной области.
2. Имеется набор БПР, который задает взаимосвязи между отдельными атрибутами, причем для каждого блока известно его имя, список входных и выходных параметров.
3. Постановка задачи для планировщика формулируется в терминах 'ЧТО ДАНО' и 'ЧТО ТРЕБУЕТСЯ' получить и осуществляется в виде набора входных и выходных атрибутов словаря понятий, которые представляются в виде входной и выходной таблицы.

На основе указанных пользователем исходных данных и атрибутов, которые требуется определить, планировщик автоматически строит план действий, в виде последовательности блоков вычислительной модели, который следует выполнить для достижения поставленной цели. Планировщик автоматически реализует составленный план действий до получения требуемого результата. Если результата достигнуть не удастся, то он позволяет получить информацию о полноте накопленных знаний и последовательности решения задачи. Эта информация доступна пользователю после работы планировщика в форме протокола (рис. 35.13.).

Наличие планировщика дает следующие преимущества в разработке программных систем:

1. Разработчики прикладных систем получают возможность сосредоточиться на существе решаемых задач и формализации знаний предметной области, а не на программировании и отладке программ.
2. В 5 - 10 раз сокращается время создания прикладной системы потому, что отпадают проблемы составления алгоритмов, написания и отладки программ, упрощается подготовка документации.
3. Значительно облегчается сопровождение созданных систем. Для внесения изменений в систему достаточно изменить БПР, составляющие вычислительную модель, а не исправлять и вновь отлаживать программы.

KPD	F5.2 * * *	КПД редуктора
NSdv	I4 * * *	Синхронная частота электродвигателя, мин ⁻¹
Nout	F7.2 * * *	Частота вращения выходного вала, мин ⁻¹
P	F7.2 b1 <Tout <Nout <KPD P	Потребляемая мощность, кВт
Tout	F7.2 * * *	Вращающий момент выходного вала, Н*м
U	F7.2 b4 <dvN <Nout U	Передаточное число редуктора
dvD1	F7.2 b3 <dvTYP <dvNP dvD1	Диаметр вала электродвигателя, мм
dvN	F7.2 b2 <P <NSdv dvTYP dvNP dvN dvP	Частота вращения электродвигателя, мин ⁻¹
dvNP	I3 b2 <P <NSdv dvTYP dvNP dvN dvP	Число полюсов электродвигателя
dvP	F7.2 b2 <P <NSdv dvTYP dvNP dvN dvP	Мощность электродвигателя, кВт
dvTYP	A6 b2 <P <NSdv dvTYP dvNP dvN dvP	Тип электродвигателя серии A4

Рис. 35.12. Пример вычислительной модели

Имя модели: MR		Дата: Mon May 25 14:30:21 1998	

Исходные данные (таблица TINP):			
Tout	= 310	; Вращающий момент выходного вала, Н*м	
Nout	= 280	; Частота вращения выходного вала, мин ⁻¹	
NSdv	= 1500	; Синхронная частота электродвигателя, мин ⁻¹	
KPDr	= 0.95	; КПД ременной передачи	
KPDz	= 0.98	; КПД зубчатой передачи	
Nz	= 1	; Число зубчатых передач	

Определение параметра KPD			
Блок: b1			
<KPDr	= 0.95	; КПД ременной передачи	
<KPDz	= 0.98	; КПД зубчатой передачи	
<Nz	= 1	; Число зубчатых передач	
<Tout	= 310	; Вращающий момент выходного вала, Н*м	
<Nout	= 280	; Частота вращения выходного вала, мин ⁻¹	
KPD	= 0.93	; КПД редуктора	
P	= 9.76	; Потребляемая мощность, кВт	
Определение параметра dvN			
Блок: b2			
<P	= 9.76	; Потребляемая мощность, кВт	
<NSdv	= 1500	; Синхронная частота электродвигателя, мин ⁻¹	
dvTYP	= 132M	; Тип электродвигателя серии A4	
dvNP	= 4	; Число полюсов электродвигателя	
dvN	= 1460.00	; Частота вращения электродвигателя, мин ⁻¹	
dvP	= 11.00	; Мощность электродвигателя, кВт	
Определение параметра U			
Блок: b4			
<dvN	= 1460.00	; Частота вращения электродвигателя, мин ⁻¹	
<Nout	= 280	; Частота вращения выходного вала, мин ⁻¹	
U	= 5.21	; Передаточное число редуктора	
Определение параметра dvD1			
Блок: b3			
<dvTYP	= 132M	; Тип электродвигателя серии A4	
<dvNP	= 4	; Число полюсов электродвигателя	
dvD1	= 38.00	; Диаметр вала электродвигателя, мм	

Рис.35.13. Пример протокола расчета по вычислительной модели

35.1.8. Процесс проектирования с помощью системы автоматизированной поддержки инженерных решений

Перед началом проектирования конструктору известно техническое задание, т.е. что требуется проектировать. А также набор объектов и соответствующих баз знаний, которые он может использовать в процессе проектирования. Как правило, объекты, используемые конструктором в процессе проектирования, разрабатывались специально для решения данной задачи [5].

В случае проектирования редукторов возможный список объектов проектирования может быть следующим: 1. Общая схема редуктора. 2. Узел ременной передачи. 3. Узел зубчатой передачи. Функциональное наполнение этих объектов изложено выше.

Для проектирования конкретного редуктора конструктор выбирает объекты, из которых он состоит. При этом, например, узел зубчатой передачи может быть учтен в составе проекта несколько раз, если редуктор включает два или больше таких узлов. После этого необходимо связать параметры различных объектов ввиду того, что параметры одного объекта могут использоваться другим объектом. Например, КПД узлов ременной и зубчатой передачи могут использоваться для расчета общего КПД редуктора. Если аналогичный проект уже выполнялся или ранее была разработана типовая конструкция, то вероятно связи между параметрами уже приняты. В дальнейшем выполняются проектные процедуры для каждого объекта в последовательности, определяемой соответствующей конструкцией. Приведем примерную последовательность расчетов для нашего примера.

Для общей схемы редуктора:

1. Кинематический расчет.
2. Выполнить проектирование узла ременной передачи.
3. Выполнить проектирование узла зубчатой передачи.
4. Проверить отклонение частоты вращения выходного вала.

Для узла ременной передачи:

1. Кинематический расчет.
2. Выбор материала и типа ремня.
3. Расчет параметров передачи.
4. Проверочный расчет.

Для узла зубчатой передачи:

1. Кинематический расчет.
2. Выбор марки материала и вида термообработки для зубчатых колес.
3. Расчет параметров передачи.
4. Проверочный расчет.

Если проектирование принято законченным, следует переходить к оформлению чертежей, в противном случае следует изменить параметры или конструкцию проектируемого изделия и повторить расчет.

35.2. ОПТИМИЗАЦИЯ КИНЕМАТИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ

При конструировании одноступенчатых редукторов существующие программы позволяют произвести их расчеты с варьированием материалов или видов термической обработки. При этом с учетом налагаемых ограничений выбирается оптимальный вариант. Существенное влияние термообработки на размеры колес очевидно из того, что у цементованных по сравнению с улучшенными колесами масса уменьшается в 2,5... 3 раза. Однако масса редуктора при этом снижается примерно на 20%, так как большая часть массы одноступенчатого редуктора приходится на корпус и валы.

В качестве ограничений при этом обычно принимают следующие факторы: для конического редуктора диаметр вала-шестерни должен быть достаточным для нарезания зубьев, обеспечена необходимая жесткость и возможность подбора подшипников; для цилиндрического редуктора следует обеспечить размещение при горизонтальной плоскости разъема между подшипниками валов болтов крепления крышки к корпусу редуктора.

При заданной частоте вращения тихоходного вала редуктора выбор частоты вращения вала электродвигателя и передаточного числа редуктора находятся в следующем соотношении: с увеличением частоты вращения масса электродвигателя уменьшается, а с увеличением передаточного числа редуктора его масса увеличивается. Из условия получения минимальной суммарной массы редуктора и электродвигателя выбираются оптимальные значения передаточного числа редуктора и частоты вращения вала электродвигателя. В качестве ограничений здесь должны быть приняты значения синхронных частот вращения электродвигателя: 3000, 1500, 1000, 750 мин⁻¹ и предельных передаточных чисел для передач, используемых в

редукторе.

Для двух и трех ступенчатых редукторов оптимизация конструкции связана в значительной степени с распределением известного общего передаточного числа редуктора U_p между отдельными его ступенями. В качестве критерия оптимальности могут быть приняты: длина редуктора L_p , площадь основания редуктора A_p , объем редуктора V_p и масса зубчатых колес или объем зубчатых колес V_k .

Каждой из перечисленных целей оптимального проектирования соответствует свой критерий оптимальности, выражаемый функциями $Q(x)$, представляющими собой математические зависимости их значений от параметров проектируемого объекта.

Каждый из критериев имеет минимум, который достигается при вполне определенном распределении передаточных чисел между ступенями: $u_1; u_2; \dots u_i; \dots u_k$.

Наиболее предпочтительной является в данном случае оптимизация разбивки передаточных чисел между ступенями для многоступенчатых редукторов исходя из минимального объема (массы) всех колес.

Из условия сопротивления усталости по изгибу диаметр i -ой шестерни

$$d_{li} = K_i \sqrt[3]{\frac{T_K}{\prod_{v=i}^K u_v} \left(\frac{(Z_1 Y_F)_i}{\sigma_{FPi}} \right)}, \quad (35.1)$$

где T_K - вращающий момент на выходном валу редуктора;

$$K_i = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 10^3 K_{Fi}}{\psi_{bdi}}};$$

Z_{1i} - число зубьев шестерни i -ой ступени; Y_{Fi} - коэффициент формы зуба; ψ_{bdi} - коэффициент ширины зубчатого венца, $\psi_{bdi} = b_i/d_i$; σ_{FPi} - допускаемые изгибные напряжения; K_{Fi} - коэффициент нагрузки.

Объем зубчатых колес редуктора складывается из объемов колес отдельных ступеней

$$V_k = V_{d1} + V_{D1} + V_{d2} + V_{D2} + \dots + V_{di} + V_{Di} + \dots + V_{dk} + V_{Dk}, \quad (35.2)$$

$$\text{где } V_{di} = \frac{\pi}{4} \psi_{bdi} K_i^3 T_K \frac{1}{\prod_{v=i}^K u_v} \left(\frac{(Z_1 Y_F)_i}{\sigma_{FPi}} \right); \quad V_{Di} = u_i^2 V_{di}.$$

Для упрощения примем $\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \dots \frac{b_i}{d_i} = \text{const}$ и $K_F = \text{const}$, что соответственно позволяет принять $K = \text{const}$.

Делением объема зубчатых колес на постоянный параметр $\frac{\pi}{4} \psi_{bd} K^3 T_K \left(\frac{(Z_1 Y_F)_1}{\sigma_{FP1}} \right)$ определяется объемный показатель

$$\begin{aligned} V_K^* &= \frac{V_K}{\frac{\pi}{4} \psi_{bd} K^3 T_K \left(\frac{(Z_1 Y_F)_1}{\sigma_{FP1}} \right)} = \left(\frac{(Z_1 Y_F)_K \sigma_{FP1}}{(Z_1 Y_F)_1 \sigma_{FPK}} \right) \left(\frac{1 + u_K^2}{u_K} \right) + \left(\frac{(Z_1 Y_F)_{K-1} \sigma_{FP1}}{(Z_1 Y_F)_1 \sigma_{FPK-1}} \right) \left(\frac{1 + u_{K-1}^2}{u_K u_{K-1}} \right) + \\ &+ \dots + \left(\frac{(Z_1 Y_F)_i \sigma_{FP1}}{(Z_1 Y_F)_1 \sigma_{FPi}} \right) \left(\frac{1 + u_i^2}{u_K u_{K-1} \dots u_i} \right) + \dots + \frac{1 + u_1^2}{u_K u_{K-1} \dots u_1} = \sum_{i=1}^K \left(\frac{(Z_1 Y_F)_i \sigma_{FP1}}{(Z_1 Y_F)_1 \sigma_{FPi}} \right) \frac{1 + u_i^2}{\prod_{v=i}^K u_v}. \end{aligned} \quad (35.3)$$

При приблизительно равных значениях чисел зубьев шестерни и допускаемых напряжений изгиба для передач каждой из ступеней редуктора

$$V_K^* = \frac{1+u_K^2}{u_K} + \frac{1+u_{K-1}^2}{u_K u_{K-1}} + \dots + \frac{1+u_i^2}{u_K u_{K-1} \dots u_i} + \dots + \frac{1+u_1^2}{u_K u_{K-1} \dots u_1} = \sum_{i=1}^K \frac{1+u_i^2}{\prod_{v=i}^K u_v}. \quad (35.4)$$

Объемный показатель V_K^* является целевой функцией и при $(Z_1 Y_F) = \text{const}$, $\psi_{bd} = \text{const}$, $\sigma_{FP} = \text{const}$ зависит только от соотношения передаточных чисел отдельных ступеней и может служить для непосредственного сравнения между собой зубчатых передач редуктора.

Передаточные числа отдельных ступеней редуктора будут оптимальными, когда объемный показатель V_K^* для заданного общего передаточного числа имеет min. Математическая проблема представляет собой задачу на определение экстремального значения (35.4) с соблюдением условия

$$u_p = u_1 u_2 \dots u_K = \prod_{v=1}^K u_v. \quad (35.5)$$

Решение данной задачи производится методом множителей Лагранжа, при этом функция Лагранжа определяется выражением (34.3).

Множитель Лагранжа λ имеет простой смысл. Он равен скорости изменения экстремального значения при изменении параметра $q_i(x)$ в условии. В данном случае в качестве $q_i(x)$ имеет место равенство $u_1 u_2 \dots u_K - u_p = 0$, т.е. $u_1, u_2, \dots, u_K$ не являются независимыми между собой, а связаны добавочным условием. В связи с этим в рассматриваемом случае функция Лагранжа имеет вид

$$F = \sum_{i=1}^K \frac{1+u_i^2}{\prod_{v=i}^K u_v} + \lambda(u_1 u_2 \dots u_K). \quad (35.6)$$

В результате последовательного дифференцирования функции Лагранжа по u от u_1 до u_K получается система нелинейных уравнений, решение которых совместно с уравнением (35.5) позволяет найти значения λ и оптимальные значения передаточных чисел $u_1, u_2, \dots, u_K$.

В общем случае аналитическое решение системы нелинейных уравнений представляет значительные трудности и может быть получено только для частных случаев при числе ступеней не более трех. Проведение более полного анализа, в частности при разных допускаемых напряжениях отдельных передач редуктора решение систем нелинейных уравнений следует проводить с использованием ЭВМ. В общем случае частная производная функции Лагранжа по u_i имеет вид

$$\frac{\partial F}{\partial u_i} = \frac{u_i^2 - 1}{u_i u_{i+1} \dots u_K} - \frac{1+u_{i-1}^2}{u_{i-1} \dots u_K} - \frac{1+u_{i-2}^2}{u_{i-2} \dots u_K} - \dots + \lambda u_p = 0. \quad (35.7)$$

При принятых выше условиях для каждой из передач имеем:

для двухступенчатого редуктора:

$$\left. \begin{aligned} F &= \frac{1+u_2^2}{u_2} + \frac{1+u_1^2}{u_1 u_2} + \lambda(u_1 u_2); \\ \frac{\partial F}{\partial u_1} &= \frac{u_1^2 - 1}{u_1 u_2} + \lambda u_p = 0; \\ \frac{\partial F}{\partial u_2} &= \frac{u_2^2 - 1}{u_2} - \frac{1+u_1^2}{u_1 u_2} + \lambda u_p = 0; \\ u_1 u_2 - u_p &= 0. \end{aligned} \right\}$$

для трехступенчатого редуктора:

$$\left. \begin{aligned} F &= \frac{1+u_3^2}{u_3} + \frac{1+u_2^2}{u_2 u_3} + \frac{1+u_1^2}{u_1 u_2 u_3} + \lambda(u_1 u_2 u_3); \\ \frac{\partial F}{\partial u_1} &= \frac{u_1^2 - 1}{u_1 u_2 u_3} + \lambda u_p = 0; \\ \frac{\partial F}{\partial u_2} &= \frac{u_2^2 - 1}{u_2 u_3} - \frac{1+u_1^2}{u_1 u_2 u_3} + \lambda u_p = 0; \\ \frac{\partial F}{\partial u_3} &= \frac{u_3^2 - 1}{u_3} - \frac{1+u_2^2}{u_2 u_3} - \frac{1+u_1^2}{u_1 u_2 u_3} + \lambda u_p = 0; \\ u_1 u_2 u_3 - u_p &= 0. \end{aligned} \right\}$$

Решение данных систем уравнений позволяет определить оптимальные передаточные числа отдельных передач для двухступенчатого и трехступенчатого редукторов.

Результаты этих решений приведены в главе 2 в виде выражений (2.6) и (2.7). и графиков на рис.2.3 и 2.4.

Из графиков следует, что при u_p больше некоторого граничного значения минимальное значение критерия V_K достигается при больших передаточных числах быстроходной ступени u_δ и соответственно меньших передаточных числах последующих передач. Подобная закономерность соблюдается и при выборе в качестве критериев оптимальности L_p , V_p и частично A_p . На рис. 35.14. приведены зависимости критериев L_p , A_p , V_p и V_K от отношения u_δ/u_T для двухступенчатого редуктора при $u_p = 20$, откуда следует, что минимальные значения этих критериев обеспечиваются при следующих соотношениях;

$$\left(\frac{u_\delta}{u_T}\right)_{A_p} < \left(\frac{u_\delta}{u_T}\right)_{V_K} < \left(\frac{u_\delta}{u_T}\right)_{L_p} < \left(\frac{u_\delta}{u_T}\right)_{V_p},$$

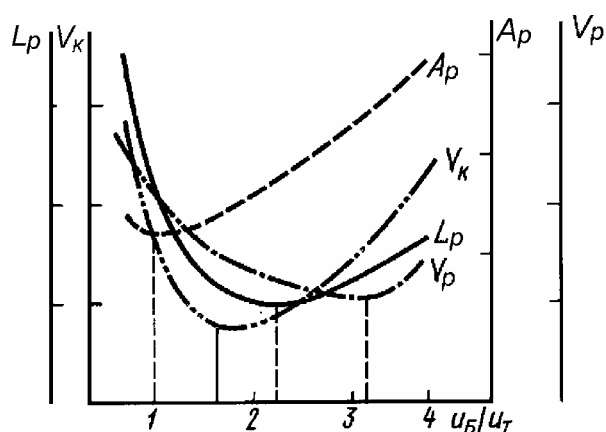


Рис. 35.14. Зависимость критериев оптимизации от u_δ/u_T

По мере увеличения общего передаточного числа u_p минимальные значения критериев оптимизации смещаются в сторону больших значений отношений u_δ/u_T .

Более нагруженные зубчатые колеса тихоходной ступени могут иметь другую термообработку и более высокие допускаемые напряжения. С ростом допускаемых напряжений тихоходной ступени отношение

u_δ/u_T уменьшается примерно пропорционально $\sqrt[1,2]{\sigma_{PT} / \sigma_{P\delta}}$.

Следовательно, оптимальное распределение передаточных чисел между ступенями редуктора зависит от значений u_p и соотношения допускаемых напряжений.

Выбранный оптимальный вариант с точки зрения соотношения передаточных чисел и допускаемых напряжений для отдельных передач редуктора должен быть проверен на возможность его реализации сопоставлением получаемых расчетом результатов с принятыми конструктивными ограничениями.

К конструктивным ограничениям при компоновке редуктора относятся (рис. 35.15.):

- 1) возможность размещения подшипников валов с учетом расположения между ними болта соединения крышки с корпусом редуктора - для быстроходной и тихоходной ступеней соответственно параметры $\Delta_{пб}$ и $\Delta_{пт}$;
- 2) возможность размещения колеса быстроходной ступени - параметр Δ_a ;
- 3) возможность изготовления неврезной шестерни - параметр d_l .

При этом следует иметь в виду, что с уменьшением отношения u_δ/u_T проще удовлетворяются конструктивные ограничения Δ_a , $\Delta_{пт}$, а также неврезное исполнение шестерни (d_l) и труднее обеспечивается ограничение $\Delta_{пб}$. Удовлетворение этих ограничений затрудняется так же с повышением допускаемых напряжений σ_p .

Если оптимальный вариант соотношения передаточных чисел ступеней редуктора не противоречит ни одному из указанных критериев, он принимается для дальнейшей разработки эскизного проекта.

В случае, если одно или несколько из ограничений не удовлетворяются, то следует, варьируя соотношения передаточных чисел передач и термообработку колес, выбрать конструктивную схему, соответствующую не минимальному значению критерия оптимизации, а наименьшему возможному по условию выполнения лимитирующего (одного или нескольких) ограничений.

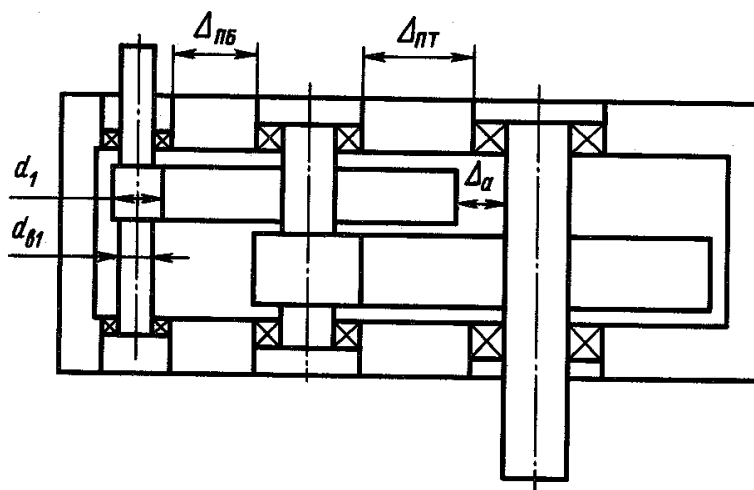


Рис. 35.15. Варианты конструктивных ограничений при компоновке редуктора

35.3. ПОИСКОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЭВМ

Укрупненная схема алгоритма поискового проектирования цилиндрической зубчатой передачи показана на рис.35.16. В ходе проектировочного расчета на прочность определяются минимально допустимые величины основных геометрических параметров зубчатой передачи: модуль (блок 3), межосевое расстояние (блок 4), удовлетворяющие критериям сопротивления усталости зубьев при заданных внешних нагрузках, параметрах прочности материала и условиях эксплуатации передачи. По результатам этого этапа проектирования в диалоге с ЭВМ имеется возможность выбрать из стандартного ряда ближайший модуль передачи на основе его расчетных значений по контактным и изгибным напряжениям (блок 5).

В ходе проверочного расчета по основным критериям работоспособности устанавливается запас прочности по контактным (блок 7) и изгибным (блок 8) напряжениям, т.е. отношение допускаемых напряжений к фактическим. В процессе проведения проверочных расчетов проводится анализ вариантов проектирования зубчатой передачи по критерию минимизации их массы. По результатам проверочного расчета исходя из запасов прочности может быть по-разному организован поиск оптимального решения.

Для цилиндрической передачи возможны следующие альтернативы:

- а) уточнение материала и его термообработки (блок 11);
- б) изменение ширины зубчатого венца передачи (блок 12);
- в) изменение суммы зубьев шестерни и колеса с сохранением передаточного числа (блок 13);
- г) введение смещений исходного контура передачи x_1 и x_2 (блок 14);
- д) изменение угла наклона линии зуба колес (блок 15).

Выбор одной из альтернатив поиска обычно определяется конструктивными или технологическими соображениями, а также значениями запасов прочности. С учетом практики проектирования зубчатых передач в пределах допустимого считается перегрузка до 5% и недогрузка до 10...20 % по наиболее слабому критерию прочности. Рядом последовательных приближений с использованием пакета программ автоматизированного расчета можно обеспечить заметное снижение массогабаритных параметров и стоимости передачи.

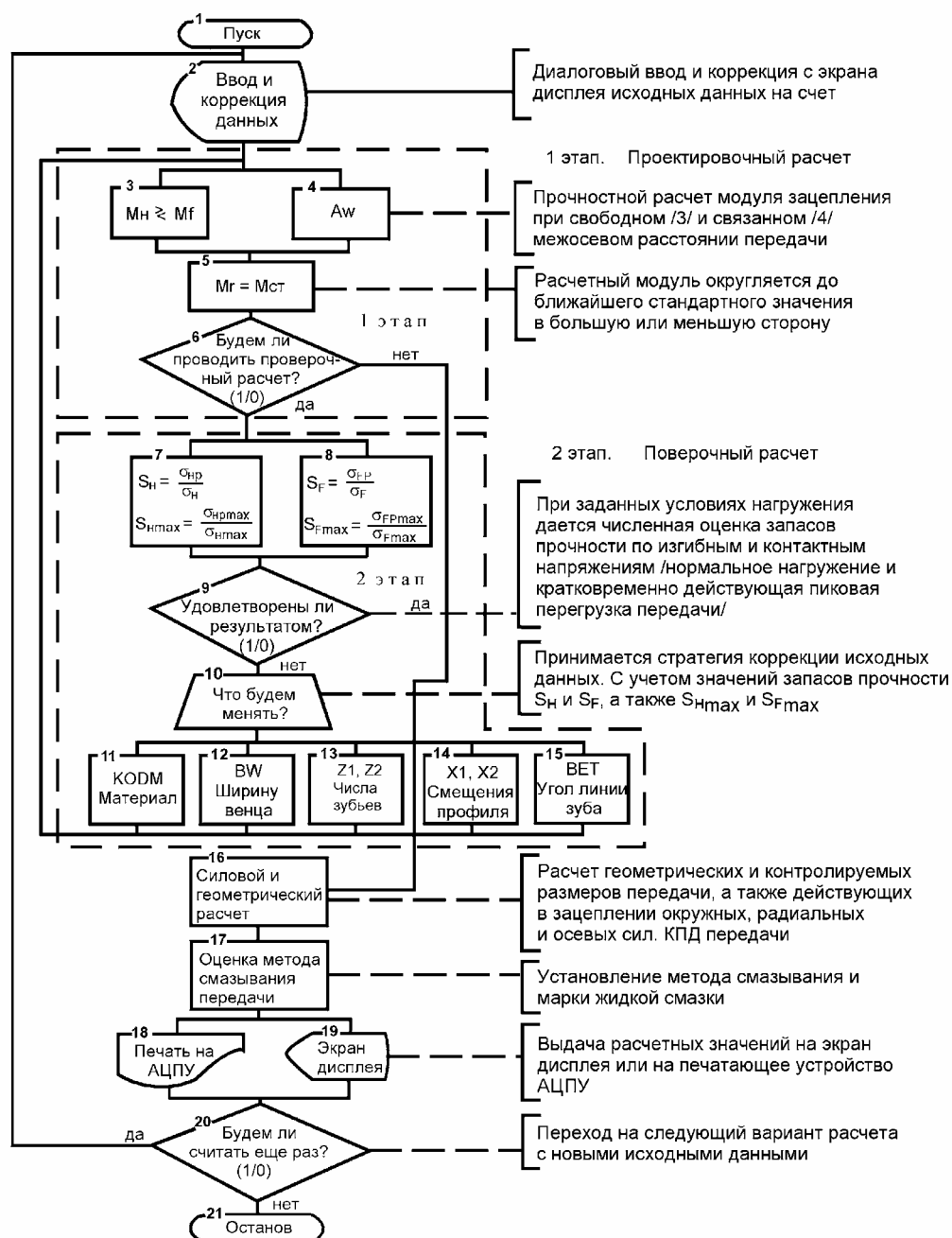


Рис. 35.16. Укрупненная схема алгоритма поискового проектирования цилиндрической зубчатой передачи

На основных этапах на экран дисплея выдаются результаты расчета, необходимые рекомендации и справочные данные. В диалоговом пакете автоматизированного расчета зубчатых передач реализована высокая степень выдаваемой на экран справочной и диагностической информации, что позволяет проводить расчет передач практически без дополнительных справочников.

В результате геометрического расчета (блок 16) находятся основные кинематические, габаритные и контрольные размеры, необходимые для выполнения рабочих чертежей, изготовления и контроля качества передачи.

В процессе силового расчета (блок 16) определяются силы в зацеплении. На основе этих данных могут быть найдены опорные реакции, используемые в расчете валов и подшипников.

На основании результатов прочностного расчета в диалоге с ЭВМ производится выбор марки масла и рационального метода смазывания передач, а также оценка необходимого количества смазки, заливаемой в картер коробки скоростей или редуктора.

Таким образом, комплексный подход к проектированию зубчатой передачи предусматривает оценку запасов прочности по контактной и изгибной выносливости, сил, действующих в зацеплении, основных размеров и условий смазывания передачи. Направленный поиск лучшего варианта из множества возможных позволяет на экране дисплея наглядно проследить влияние основных конструктивных и эксплуатационных параметров на качество передачи. Окончательный выбор варианта должен удовлетворять конструктивным (минимально допустимое из условия размещения опор межосевое расстояние), технологическим (условие изготовления неврезной шестерни) и другим ограничениям.

На рис 35.17. приведена структурная схема автоматизированного проектирования зубчатых колес.

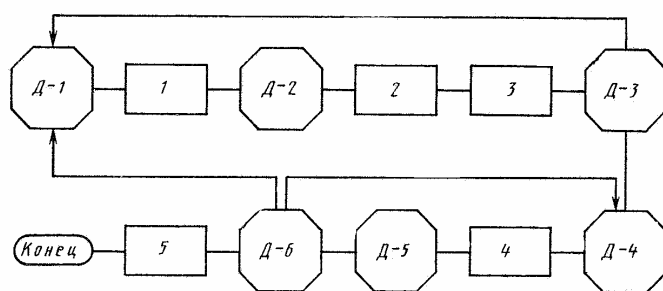


Рис. 35.17. Структурная схема автоматизированного проектирования зубчатых колес

В точке диалога Д-1 на экран дисплея выводится опросный бланк, заполнение которого обеспечивает ввод числовых значений исходных данных, а при повторном счете — их редактирование. После выполнения проектных расчетов цилиндрической зубчатой передачи (блок 1) в точке Д-2 результатов расчетов (геометрические параметры зубчатого венца) выводятся на экран дисплея и при необходимости уточняются. В блоке 2 выполняются проверочные расчеты передачи и результаты выводятся на экран (блок 3). На основании анализа полученных результатов в точке Д-3 принимается решение об окончании расчетов или повторении счета с соответствующим уточнением данных в Д-1. Далее осуществляется формирование изображения (блок 4), которое требует ввода дополнительных исходных данных в точке Д-4 (диаметр вала, характер соединения и т.д.). В точке Д-5 изображение выводится на экран, и в конструкцию могут вноситься изменения. В точке Д-6 принимается решение о повторении счета или формировании изображения с необходимыми изменениями. Уточнение данных выполняется в точках Д-1 и Д-4. Далее осуществляется формирование окончательного изображения (блок 5).

Программные модули диалогового пакета программ поискового расчета обычно представляют собой одну или несколько главных программ с набором вызываемых подпрограмм и процедур-функций. Модульный принцип построения пакета программ предусматривает возможность его корректировки в различных подсистемах САПР. Существующие программы, обеспечивающие автоматизированное конструирование, позволяют получить тот или иной вариант конструкции цилиндрического колеса, отличающиеся наличием или отсутствием диска (с диском или сплошное), расположением ступиц относительно венца, соединением вал-ступица, набором поверхностей, подвергаемых механической обработке.

Предварительно на экране дисплея формируются варианты внешнего контура зубчатого колеса с различным расположением ступицы относительно венца (рис. 36.18,а). На следующем этапе выбирается вид соединения ступицы с валом (35.18,б).

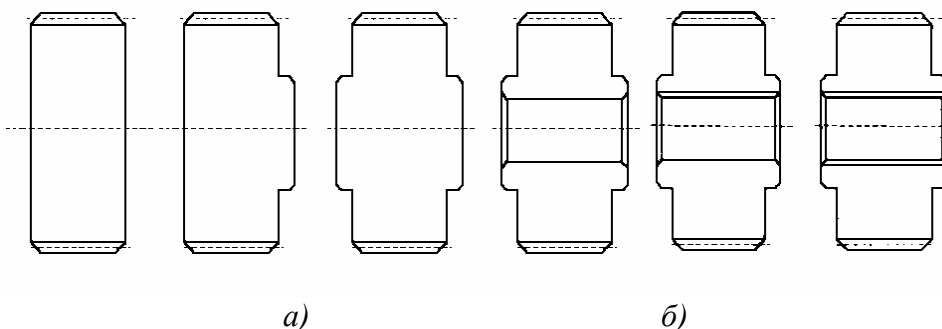


Рис. 35.18. Вариант конструкции зубчатого колеса в зависимости от а - расположения ступицы и б - ее соединения с валом

на внешний диаметр, шероховатости поверхностей, размеров фасок.

Далее в процессе диалога в соответствии с запрашиваемыми программой сведениями заполняется основная надпись, таблица параметров зубчатого венца и необходимые пункты технических требований, после чего ЭВМ окончательно оформляет рабочий чертеж зубчатого колеса.

В точке диалога Д-1 на экран дисплея выводится опросный бланк, заполнение которого обеспечивает ввод числовых значений исходных данных, а при повторном счете — их редактирование. После выполнения проектных расчетов цилиндрической зубчатой передачи (блок 1) в точке Д-2 результатов расчетов (геометрические параметры зубчатого венца) выводятся на экран дисплея и при необходимости уточняются. В блоке 2 выполняются проверочные расчеты передачи и результаты выводятся на экран (блок 3).

После введения данных: m ; z ; β ; b ; x ; $l_{ст}$, $d_{отв}$ и степень точности для принятого исполнения вычерчивается конструкция зубчатого колеса с определением некоторых параметров: допуска

Приложения

I. Уточняющие расчеты

I.1. Выбор электродвигателей переменного тока при различных режимах работы

Длительный режим работы

В общем машиностроении обычно используются асинхронные электродвигатели трехфазного тока с короткозамкнутым ротором, которые непосредственно включаются в сеть. Их преимущества: простота конструкции, сравнительно низкая стоимость, простота обслуживания и надежность. Недостатки: меньшие КПД и $\cos\varphi$ относительно синхронных электродвигателей; ограниченная возможность регулирования по сравнению с электродвигателями постоянного тока и асинхронными электродвигателями с фазовым ротором, имеющих скользящие контакты для включения реостата в цепь ротора.

Тяговая характеристика трехфазного асинхронного электродвигателя с короткозамкнутым ротором приведена на рис. П1.

Синхронная частота вращения соответствует холостому ходу. Под нагрузкой частота вращения электродвигателя уменьшается.

Номинальному (паспортному) режиму эксплуатации электродвигателя соответствует номинальная частота $n_{ном}$ и номинальная мощность $P_{ном}$. В этом режиме электродвигатель работает длительное время без перегрева и КПД близок к максимальному. Момент, соответствующий $P_{ном}$, является номинальным - $T_{ном}$.

В каталоге указывается также отношение $T_{max}/T_{ном}$ и $T_{пуск}/T_{ном}$. При пуске ($n=0$) двигатель развивает момент $T_{пуск}$. В процессе разгона электродвигателя вращающий момент первоначально возрастает до T_{max} (при $n_{кр}$), а затем снижается до момента $T_{ном}$ (при $n_{ном}$). Участок характеристики от $T=0$ (холостой ход) до T_{max} близок к прямолинейному, т.е. момент в указанных пределах пропорционален скольжению, однако благодаря «жесткости» механической характеристики значительное изменение нагрузки вызывает несущественное изменение частоты вращения.

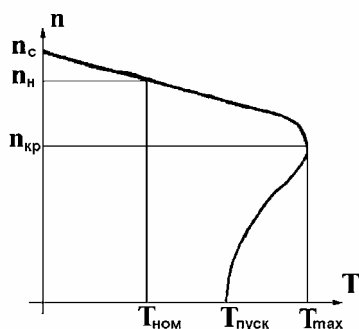


Рис. П1. Тяговая характеристика асинхронного электродвигателя

В каталоге указывается номинальная частота вращения $n_{ном}$, мин^{-1} , принимаемая за расчетную, например, при определении общего передаточного числа механизма.

Если электродвигатель работает при установившемся режиме ($n_{ном}$ и $T_{ном}$), а затем подвергается перегрузке, его частота вращения падает. При этом должно быть обеспечено даже для кратковременного момента перегрузки $T_n \leq T_{max}$. Поэтому частота вращения, соответствующая T_{max} , является критической $n_{кр}$.

Следовательно, при выборе электродвигателя необходимо согласовать его характеристику с режимом нагрузки механизма. Например, для транспортеров указывается характер нагрузки и отношение $(T_{пуск}/T_{ном})_м$. Необходимо соблюдение условия $(T_{пуск}/T_{ном})_м \leq (T_{пуск}/T_{ном})_д$.

Если это условие не соблюдается для данного типа электродвигателя, необходимо выбрать другой тип или предусмотреть в системе привода устройство, позволяющее разгонять электродвигатель вхолостую, а затем плавно включать нагрузку, например, с помощью фрикционной управляемой муфты.

Длительный режим работы характеризуется его продолжительностью, достаточной для того, чтобы температура нагрева двигателя достигала установившегося значения.

При постоянных значениях момента и частоты вращения ($T=const$ и $n=const$) необходимая мощность электродвигателя определяется зависимостью (2.1). Действие переменного момента заменяется эквивалентным постоянным

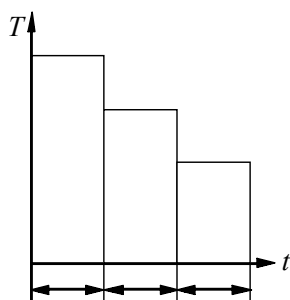
$$T_{\text{экв}} = \sqrt{\sum_{i=1}^k T_i^2 \frac{t_i}{\sum_i t_i}},$$

где T_i ; t_i - ступень нагрузки (Нм) и соответствующее ей время работы по гистограмме на рис. П2, а; $\sum t_i$ - суммарное время работы под нагрузкой.

Для коробок скоростей так же возможен расчет необходимой мощности при отсутствии обратной пропорциональной зависимости между изменением величин частот вращения и вращающих моментов по эквивалентному моменту с учетом эквивалентной частоты вращения (рис. П2, б)

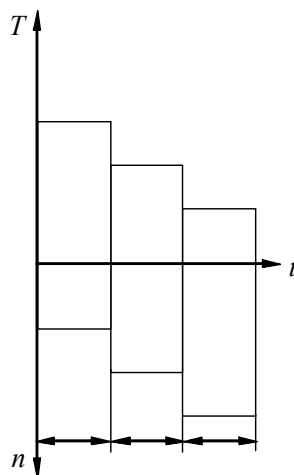
$$n_{\text{экв}} = \sqrt{\sum_{i=1}^k n_i^2 \frac{t_i}{\sum_i t_i}},$$

где n_i - частота вращения i -ой ступени нагрузки.



а)

Рис. П2. Гистограммы нагружения



б)

Повторно-кратковременный режим работы

В грузоподъемных машинах и металлургическом оборудовании используются двигатели переменного тока МТ, МТВ (с контактными кольцами) и МТК, МТВК (с короткозамкнутым ротором), допускающие работу с частыми пусками и большими перегрузками.

При повторно-кратковременном режиме работы с частыми пусками и остановками температура двигателя за время его включения ($t_{\text{вкл}}$) не успевает достигнуть установившегося значения, а за время остановки ($t_{\text{ост}}$) не успевает опуститься до температуры окружающей среды. Продолжительность одного цикла ≤ 10 мин.

Продолжительность включения двигателя (%) характеризуется фактической величиной

$$ПВ_{\phi} = \frac{t_{\text{вкл}}}{t_{\text{вкл}} + t_{\text{ост}}} \cdot 100\%.$$

Величина $ПВ_{\phi}$ обычно задана или рассчитывается по заданным значениям $t_{\text{вкл}}$ и $t_{\text{ост}}$.

При выборе электродвигателя стандартная продолжительность его включения из значений $ПВ_{\text{ст}}$, указанных в каталоге, должна быть ближайшей к $ПВ_{\phi}$. Потребная мощность электродвигателя при постоянной частоте вращения ротора

$$P_{\text{номр}} = \frac{T_{\text{экв}} n}{9550 \eta_{\text{max}}} \sqrt{\frac{ПВ_{\phi}}{ПВ_{\text{ст}}}},$$

где $T_{\text{экв}}$ - эквивалентный момент для одного характерного блока нагружения.

По каталогу подбирается электродвигатель с номинальной мощностью $P_{\text{номр}}ПВ \leq P_{\text{номПВ}}$, исключаяющей его перегрев.

1.2. Методика расчета ресурса работы подшипников качения с учетом состояния смазочного слоя

В процессе эксплуатации во многих случаях причиной выхода из строя подшипников качения является повреждение их контактирующих поверхностей инородными частицами, попадающими в зоны контакта тел и дорожек качения со смазочным материалом. Надежный гидродинамический режим смазывания для подшипников имеет место при условии, что отношение между толщиной слоя масла и величиной шероховатости обеих контактирующих поверхностей находится в диапазоне от 2 до 4. Если присутствующие в смазочном материале инородные частицы достаточно больших размеров по отношению к толщине масляной пленки, то они вызывают образование вмятин на поверхностях качения, из-за чего возникают локальные напряжения, превышающие “герцевские”. При условии, что эти напряжения превысят граничное усталостное напряжение, вызывающее возникновение усталостных трещин и выход их на поверхность детали, ресурс работы подшипника качения может значительно (в 3...5 раз) сократиться по отношению к расчетному в соответствии с классической теорией. С другой стороны, при особо высокой чистоте смазочного материала ресурс работы подшипника может быть повышен многократно. Таким образом, из сказанного следует вывод о существенном влиянии состояния смазочного материала – его относительной вязкости и загрязнения (наличия инородных частиц) – на ресурс работы подшипника качения по усталости.

Новая теория долговечности подшипников качения, разработанная фирмой SKF, позволяет дать более обоснованную оценку ресурса работы подшипника и выполнить расчетное исследование воздействия на его долговечность состояния смазочного материала.

В новой методике в качестве одной из основных причин снижения ресурса по усталости рассматривается воздействие загрязняющих частиц с учетом действующей на подшипник нагрузки. В соответствии с этим принят следующий вид зависимости (12.11)

$$L_{h\text{ aSKF}} = a_{1\text{ aSKF}} L_h,$$

где коэффициент скорректированного ресурса a_{23} в уравнении (12.11) заменен коэффициентом a_{SKF} , отражающим сложные взаимосвязи нескольких факторов: относительной вязкости смазочного материала (параметр K), загрязнения – наличия инородных частиц (коэффициент η_c), граничной нагрузки по усталости (P_y , H), эквивалентной нагрузки на подшипник (P , H).

Во вновь введенном параметре P_y – граничной нагрузке по усталости, характеризующей начало процесса усталостного разрушения, – отражено улучшение качества стали, совершенствование конструкции, повышение качества изготовления подшипников, использование более точных методов контроля, что позволило нормировать его значения для каждого типо-размера подшипника, приведенных в каталоге SKF. Значения параметра P_y – на основе данных каталога фирмы SKF – приведены в табл. П.9...П.20 для отдельных типов подшипников. В данном случае их применимость является условной, а при значительном различии грузоподъемностей, приведенных в таблицах с данными каталога, следует использовать (приближенно) значения P'_y .

Относительная вязкость смазочного материала определяется параметром $K=v/v_1$, где v_1 – минимальная кинематическая вязкость, необходимая для эффективного смазывания при рабочей температуре подшипника, $\text{мм}^2/\text{с}$ (рис. П.3); v – кинематическая вязкость применяемого масла при рабочей температуре подшипника, $\text{мм}^2/\text{с}$ (рис. П.4).

Загрязнение, характеризующее наличие инородных частиц в смазочном материале, определяется коэффициентом загрязнения – η_c . Расчетные зависимости для определения значения коэффициента загрязнения η_c основаны на установлении связи между локальными напряжениями, возникающими в районе вмятин, образованных загрязняющими частицами, с физическими характеристиками этих частиц. Ввиду сложности вычисления в первом приближении коэффициент η_c можно выбирать по табл. П.1 и П.2. Меньшей степени загрязнения соответствуют большие значения коэффициента η_c . Большим из представленных в табл. П.2 значениям η_c соответствуют: большее значение среднего диаметра подшипника; более частая замена смазочного материала в системе смазывания; более эффективная система уплотнений;

наличие устройств, уменьшающих степень загрязнения опоры продуктами изнашивания (установка фильтров в циркуляционной системе смазывания).

Анализ загрязнения смазочных материалов и характеризующего его коэффициента η_c являются важными средствами обеспечения оптимальной конструкции подшипниковых узлов, так как отрицательное воздействие загрязнений на ресурс подшипников может перекрыть положительное воздействие образования устойчивой масляной пленки, выражаемое параметром К. Простой и ремонт оборудования, вызванные загрязнением подшипниковых узлов, обходятся часто дороже, чем рациональное изменение конструкции последних и использование более эффективных систем фильтрации масла.

Таблица П.1

Значения коэффициента η_c для различных степеней загрязнения смазочного материала

Характеристика степени загрязнения	Значение η_c	Характеристика степени загрязнения	Значение η_c
Очень чисто. Размеры загрязняющих частиц одного порядка с толщиной масляного слоя. Обеспечивается при сверхтонкой фильтрации масла.	0,8...1,0	Загрязнено. Обычные условия для подшипников без встроенных контактных или бесконтактных уплотнений либо специальных внешних уплотнений. Смазочное масло очищается фильтром грубой очистки. Возможны разрывы масляной пленки, а также наличие в смазывающем материале продуктов износа или твердых частиц внешнего загрязнения.	0,1...0,3
Чисто. Тонкая фильтрация масла при циркуляционном смазывании. Характерно для подшипников с заложенным при его изготовлении пластичным смазочным материалом и встроенными двусторонними контактными уплотнениями. Размер загрязняющих частиц обычно на порядок больше толщины масляной пленки.	0,5...0,8	Сильно загрязнено. Характерно для подшипников, не имеющих уплотнений, при отсутствии фильтрации масла (смазывание масляной ванной или циркуляционное смазывание без фильтра), при попадании продуктов износа в подшипники. Подшипники без встроенных уплотнений, смазываемые пластичным смазочным материалом, в который могут проникнуть частицы загрязнений из окружающей среды.	0,01...0,1
Нормально. Нормальная фильтрация масла. Тоже, что в предыдущем случае для подшипников с заложенным при его изготовлении пластичным смазочным материалом при наличии в конструкции подшипника защитных шайб, т.е. двусторонних бесконтактных уплотнений. Размер загрязняющих частиц обычно на два порядка больше толщины масляной пленки.	0,3...0,5	Чрезвычайно сильное загрязнение. При исключительно сильном загрязнении преобладает абразивное изнашивание; в этом случае ресурс подшипников значительно ниже, чем расчетный ресурс по усталости.	0,0 (расчетная оценка не возможна)

Из изложенного очевидно, что расчет ресурса подшипников можно проводить либо по данной методике, либо по методике, изложенной в гл. 12, различных по своей сложности, а также в зависимости от того, с какой точностью определены условия работы подшипников и достоверны значения граничной нагрузки по усталости.

Значения коэффициента a_{SKF} для различных типов подшипников приведены на рис. П.5 в форме семейства кривых для различных значений отношения относительной вязкости К и аргумента $\eta_c \cdot (P_y/P)$.

Значения коэффициента η_c для различных изделий

Вид изделий или подшипникового узла	Значение коэффициента η_c		Вид изделий или подшипникового узла	Значение коэффициента η_c	
	Общий диапазон	Вероятные значения		Общий диапазон	Вероятные значения
Промышленные электродвигатели: средних размеров крупногабаритные	0,15...0,40 0,30...0,50	0,20...0,30 -	Упорные подшипники опор судовых винтов	0,10...0,40	-
Тяговые электродвигатели	0,20...0,40	-	Опоры судовых валов	0,10...0,50	-
Малогабаритные электродвигатели промышленные и бытовые	0,05...0,50	0,10...0,20	Судовые редукторы	0,01...0,30	0,03...0,05
Вибродвигатели	0,10...0,30	-	Подшипники блоков для канатов	0,02...0,30	-
Редукторы промышленные: малые и средние крупногабаритные	0,01...0,20 0,01...0,20	0,03...0,05 0,05...0,10	Ролики конвейеров	0,03...0,40	-
Прокатные станы	0,04...0,35	-	Приводные ролики конвейеров	0,10...0,30	-
Станки: токарные	0,30...0,50	-	Центробежные насосы	0,01...0,20	0,05...0,08
сверлильные	0,30...0,50	-	Вентиляторы: малые и средние	0,01...0,15 0,10...0,30	0,03...0,06 -
фрезерные	0,30...0,60	-	крупные		
шлифовальные	0,30...0,80	-	Барабанные мельницы	0,05...0,35	-
полировальные и доводочные	0,30...0,50	-	Дробилки ударного действия	0,15...0,40	-
Деревообрабатывающие станки-пилы	0,02...0,30	-	Опоры ротора роторного экскаватора	0,10...0,50	0,20...0,30
Шпиндельные узлы деревообрабатывающих станков: токарных	0,01...0,20 0,01...0,30	- 0,06...0,10	Смесители	0,05...0,15	-
фрезерных			Машины для обжима	0,30...0,50	-
Коробки передач автомобилей	0,05...0,20	0,08...0,12	Машины для брикетирования	0,30...0,50	-
Подшипники: колес автомобилей	0,15...0,40	-	Центрифуги	0,15...0,40	-
задних мостов автомобилей	0,05...0,35	0,10...0,20	Машины для обработки резины и пластмасс	0,01...0,40	-
осей железнодорожных вагонов	0,03...0,30	0,05...0,10	Каландры для прокатки резины	0,05...0,40	-
осей железнодорожных локомотивов	0,20...0,55	0,25...0,40	Машины для обработки кожи	0,02...0,20	-
Редукторы железнодорожных локомотивов	0,05...0,30	0,08...0,15	Дисководы компьютеров	0,70...0,85	-

Представленные на рис. П.5 зависимости справедливы для смазочных материалов без антизадирных присадок. Наличие таких присадок может увеличивать ресурс работы подшипника при условии, что $K \leq 1$. Максимально возможное увеличение ресурса можно оценить путем умножения коэффициента a_{SKF} на множитель $(4-3K)$. Не рекомендуется использовать этот множитель для значений η_c менее 0,5 (при отсутствии тонкой фильтрации масла). Произведение $(4-3K) \cdot a_{SKF}$ не должно превышать значение a_{SKF} , полученного по соответствующему рисунку для $K=1$.

Из анализа представленных на рис. П.5 зависимостей следует значительное влияние загрязнения в смазочном материале на уменьшение коэффициента a_{SKF} . На его уменьшение также значительно влияет снижение относительной вязкости смазочного материала.

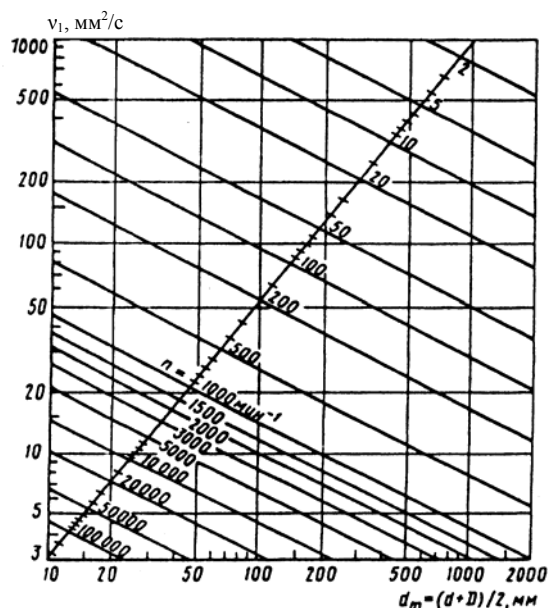


Рис. П.3. Зависимость потребной минимальной вязкости масла v_1 от среднего диаметра подшипника d_m и частоты его вращения n

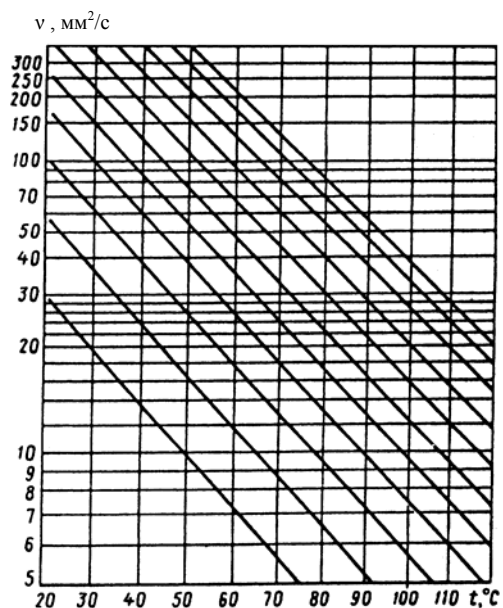


Рис. П.4. Зависимость вязкости масла v от температуры t

Следовательно, с использованием новой теории долговечности при названных выше условиях относительно параметров η_c и P_y можно достаточно точно прогнозировать ресурс работы подшипников в зависимости от условий смазывания и наличия инородных частиц (загрязнения). С использованием графиков на рис. П.5 возможно также решение обратной задачи, т.е. для обеспечения определенного значения коэффициента a_{SKF} рекомендовать необходимые для этого значения коэффициента η_c (за счет применения устройств фильтрации масла, подшипников со встроенными уплотнениями, усовершенствования конструкции внешних уплотнений подшипниковых узлов и т.д.) и значения параметра K (за счет подбора по значению потребной минимальной кинематической вязкости по рис. П.3 и П.4 соответствующей вязкости предполагаемого к применению масла с возможным снижением его рабочей температуры). Таким образом, новая методика расчета позволяет проводить сопоставление различных систем смазки и иных конструктивных изменений, направленных на повышение ресурса работы подшипников.

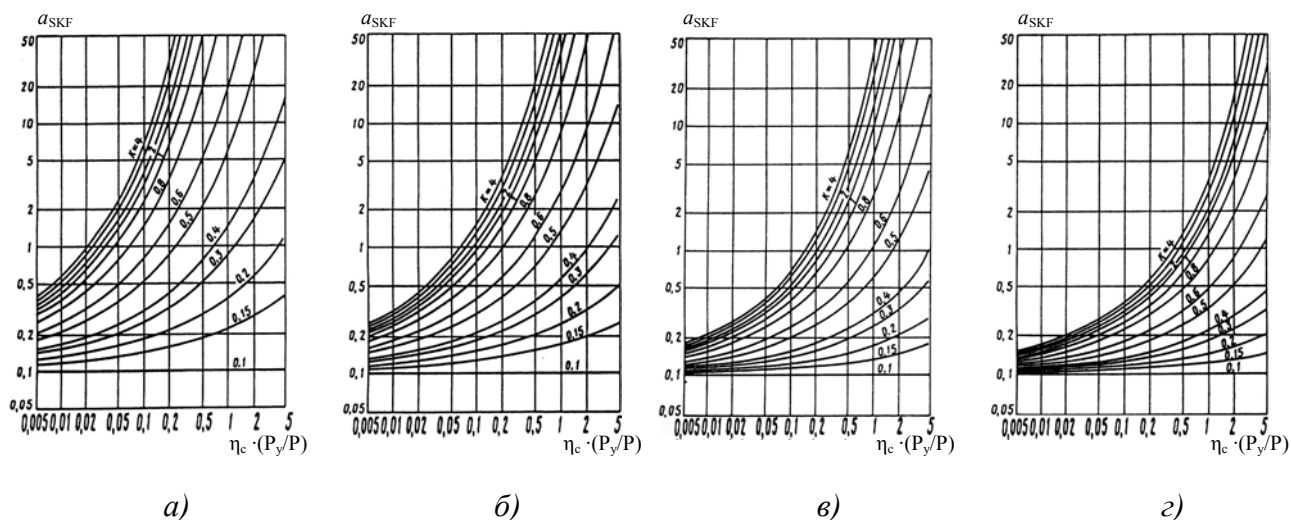


Рис. П.5. Зависимости коэффициента a_{SKF} от значений аргумента $\eta_c \cdot (P_y/P)$ и относительной вязкости K для подшипников: а – радиальных шариковых; б – радиальных роликовых; в – радиально-упорных шариковых; г – радиально-упорных роликовых

II. Справочные таблицы

Ниже приведены справочные таблицы закрытых обдуваемых электродвигателей, подшипников качения и других деталей (болтов, винтов, штифтов и т.д.), применяемых в машиностроении, а также другие справочные материалы, используемые при проектировании.

АСИНХРОННЫЕ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О СЕРИЙНЫХ АСИНХРОННЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯХ

Асинхронные электродвигатели – самые распространенные из всех видов электрических машин из-за их простоты, надежности, меньшего в сравнении с другими машинами веса, габаритов, стоимости и иных достоинств. До настоящего времени в нашей стране выпускаются асинхронные двигатели в виде единых серий: 4А и АИ (АИР) мощностью 0,06-400 кВт (АИ - асинхронный Интерэлектро). В серии 4А и АИР 17 габаритов, число ступеней мощности составляет 33, высоты осей вращения 50-355 мм.

В последние годы в России освоен выпуск новых асинхронных двигателей серий РА (0,37-100 кВт), 5А (0,37-400 кВт) и 6А (90-200 кВт). Разработка двигателей серий 4А, АИ, РА, 5А и 6А базировалась, кроме отечественных стандартов, на рекомендациях МЭК (Международной электротехнической комиссии).

Ниже приведены некоторые серии и типы асинхронных трехфазных двигателей общепромышленного применения.

Некоторые серии трехфазных асинхронных двигателей

Серия, тип, высоты оси вращения	P _н , кВт	n _c (синхр.), мин ⁻¹	U _н , В	Исполнение, область применения
<i>Двигатели с короткозамкнутым ротором</i>				
<i>Двигатели общего применения</i>				
4А (56-355мм)	0,06-400	500;600;750;1000; 1500;3000	220/380, 380/660, 220/380	защищенные и закрытые, обдуваемые, широкого применения
4АР	15-45	750;1000;1500	380/660, 220/380	закрытые, обдуваемые, с повышенным пусковым моментом
4АС	0,3-63 при ПВ=40%	750;1000;1500; 3000	220,380, 220/380, 380/660	закрытые, обдуваемые, с повышенным скольжением
АИР (50-355мм)	0,19-315	750;1000;1500; 3000	220/380, 380/660	открытое, защищенное, закрытое, обдуваемое, продуваемое, широкого применения
РА (71-280мм)	0,37-100	750;1000;1500; 3000	220/380	защищенные и закрытые, обдуваемое, широкого применения
5А (5АН) (71-335мм)	0,37-400	750;1000;1500; 3000	220/380, 380/660	защищенные и закрытые, обдуваемое, широкого применения
6А (315мм)	90-200	750;1000;1500; 3000	220/380, 380/660	закрытые, обдуваемые, широкого применения
<i>Краново-металлургические двигатели</i>				
МТКФ	1,4-22 при ПВ=40%	750;1000	380/220, 500	характеризуется повышенной перегрузочной способностью, большими пусковыми моментами, изоляция класса F, для привода крановых механизмов
МТКН	3-37 при ПВ=40%	750;1000	380/220, 500	то же, изоляция класса H, для приводов металлургического производства
<i>Двигатели с фазным ротором</i>				
4АНК, 4АК	15-400	750;1000;1500	220/380, 380/660	защищенные (4АНК) или закрытые (4АК), общего назначения
5АНК	45-400	650;750;1000;1500	220/380, 380/660	защищенные или закрытые, общего назначения
АКП	55-125	1000;1500	220/380, 380/660	защищенные, для привода прессов, работающих в закрытых помещениях
МТФ, МТН	1,4-30 3-118	600;750;1000	220/380, 240/415, 400;500	защищенные, с независимой вентиляцией, для привода крановых механизмов (МТФ) и механизмов металлургического производства (МТН)

Асинхронные двигатели различаются по степени защиты (например: IP 23, IP 44; IP - означает International Protection, 23 - защищенное, 44 - закрытое исполнение), способу охлаждения (например: IC 01, IC 0141; IC - International Cooling, 01 - машина с самовентиляцией, IC 0141 - машина, обдуваемая наружным вентилятором, расположенном на ее валу), способу монтажа (например: IM 1001; IM - International Mounting; IM 1001 - машина на лапах, с двумя подшипниковыми щитами, с горизонтальным расположением вала, с цилиндрическим концом).

Электродвигатели подразделяются по климатическим условиям эксплуатации. Используются следующие обозначения климатического исполнения электродвигателей: для районов с умеренным климатом - У; с холодным климатом - ХЛ; с влажным тропическим - ТВ; с сухим тропическим - ТС; с сухим влажным - Т; общеклиматическое исполнение - О.

Примеры обозначения асинхронных электродвигателей:

4A200L4Y3, 4AH200L4Y3 - асинхронный электродвигатель 4 серии; закрытый, обдуваемый, Н – защищенного исполнения; 200 - высота оси вращения, L - большая длина корпуса по установочным размерам, 4 - число полюсов (1500 мин^{-1}). У - для районов с умеренным климатом, 3 - категория размещения.

A02-81-2Y3 - асинхронный обдуваемый электродвигатель; 8 - габарит; 1 - первой длины; 2 - двухполюсный (3000 мин^{-1}); У - климатическое исполнение; 3 - категория размещения.

АИР132S6 - асинхронный электродвигатель Интерэлектро; Р - вариант увязки мощностей и установочных размеров; 132 - высота оси вращения, мм; S - длина малая корпуса по установочным размерам; 6 - число полюсов (1000 мин^{-1}).

РА100М4 - российский асинхронный электродвигатель; 100 - высота оси вращения, мм; М - длина средняя корпуса по установочным размерам; 4 - число полюсов (1500 мин^{-1}).

5A250М-4 - асинхронный электродвигатель 5 серии; 250 - высота оси вращения, мм; М - длина средняя корпуса по установочным размерам; 4 - число полюсов (1500 мин^{-1}).

МТКФ 311-6, МТКН-311-6 - асинхронный электродвигатель кранометаллургический, работающий при повышенных температурах; F, H - классы нагревостойкости, 3 - габарит; 1 - первая серия; 1 - первая длина; 6 - число полюсов (1000 мин^{-1}).

АСИНХРОННЫЕ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ СЕРИИ 4А С КОРОТКОЗАМКНУТЫМ РОТОРОМ

Двигатели серии 4А основного исполнения рассчитаны на частоту 50 Гц, имеют степень защиты IP 44 или IP 23. В соответствии с ГОСТ 13267 имеют ряд мощностей от 0,06 до 400 кВт и высоту оси вращения от 50 до 335 мм.

Двигатели мощностью до 0,37 кВт изготавливают на номинальные напряжения 220 В и 380 В; мощностью от 0,55 кВт - 220, 380, 660 В.

Технические данные электродвигателей приведены в табл. П.1.1, а основные размеры в табл. П.1.2.

Таблица П.1.1

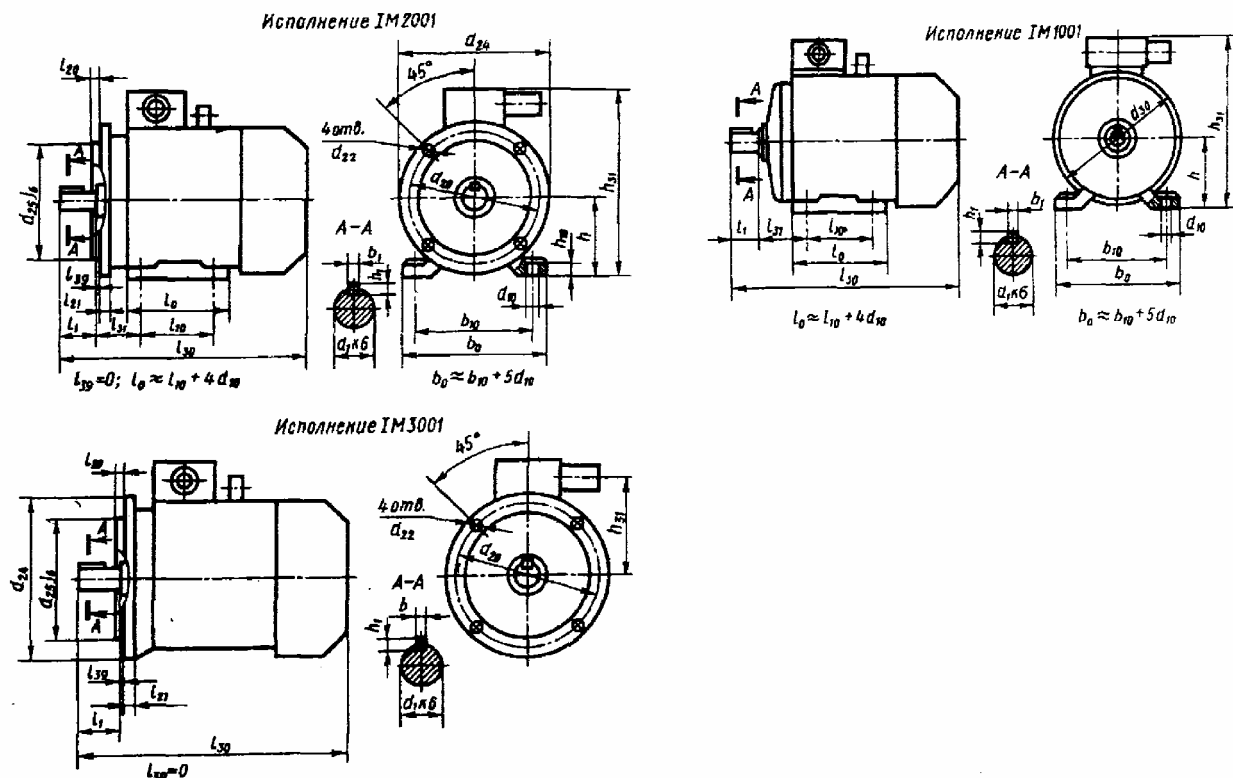
Технические данные двигателей серии 4А, исполнение по степени защиты IP 44, способ охлаждения IC A0141

Тип двигателя	P _н , кВт	При номинальной нагрузке			$\frac{M_n}{M_n}$	$\frac{M_{max}}{M_n}$	$\frac{M_{min}}{M_n}$	$\frac{I_n}{I_n}$	Момент инерции J, кг·м ²
		n _н , мин ⁻¹	η, %	cosφ					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
<i>Синхронная частота вращения 3000 мин⁻¹</i>									
4A63A2Y3	0,37	2750	70	0,86	2	2,2	1,2	5	$7,63 \cdot 10^{-4}$
4A63B2Y3	0,55	2740	73	0,86	2	2,2	1,2	5	$9 \cdot 10^{-4}$
4A71A2Y3	0,75	2840	77	0,87	2	2,2	1,2	5,5	$9,75 \cdot 10^{-4}$
4A71B2Y3	1,1	2810	77,5	0,87	2	2,2	1,2	5,5	$10,5 \cdot 10^{-4}$
4A80A2Y3	1,5	2850	81	0,85	2	2,2	1,2	6,5	$18,3 \cdot 10^{-4}$
4A80B2Y3	2,2	2850	83	0,87	2	2,2	1,2	6,5	$21,3 \cdot 10^{-4}$
4A90L2Y3	3	2840	84,5	0,88	2	2,2	1,2	6,5	$35,3 \cdot 10^{-4}$

Продолжение табл. П.1.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
4A100S2Y3	4	2880	86,5	0,89	2	2,2	1,2	7,5	$59,3 \cdot 10^{-4}$
4A100L2Y3	5,5	2880	87,5	0,91	2	2,2	1,2	7,5	$75 \cdot 10^{-4}$
4A112M2Y3	7,5	2900	87,5	0,88	2	2,2	1	7,5	$1,0 \cdot 10^{-2}$
4A132M2Y3	11	2900	88	0,9	1,6	2,2	1	7,5	$2,25 \cdot 10^{-2}$
4A160S2Y3	15	2940	88	0,91	1,4	2,2	1	7,5	$4,75 \cdot 10^{-2}$
4A160M2Y3	18,5	2940	88,5	0,92	1,4	2,2	1	7,5	$5,25 \cdot 10^{-2}$
4A180S2Y3	22	2940	88,5	0,91	1,4	2,2	1	7,5	$7,0 \cdot 10^{-2}$
4A180M2Y3	30	2945	90,5	0,9	1,4	2,2	1	7,5	$8,5 \cdot 10^{-2}$
4A200M2Y3	37	2945	90	0,89	1,4	2,2	1	7,5	$14,5 \cdot 10^{-2}$
<i>Синхронная частота вращения 1500 мин⁻¹</i>									
4A63B4Y3	0,37	1365	68	0,69	2	2,2	1,2	5	$13 \cdot 10^{-4}$
4A71A4Y3	0,55	1390	70,5	0,70	2	2,2	1,6	4,5	$13,8 \cdot 10^{-4}$
4A71B4Y3	0,75	1390	72	0,73	2	2,2	1,6	4,5	$14,3 \cdot 10^{-4}$
4A80A4Y3	1,1	1420	75	0,81	2	2,2	1,6	5	$32,3 \cdot 10^{-4}$
4A80B4Y3	1,5	1415	77	0,83	2	2,2	1,6	5	$33,3 \cdot 10^{-4}$
4A90L4Y3	2,2	1425	80	0,83	2	2,2	1,6	6	$56 \cdot 10^{-4}$
4A100S4Y3	3,0	1435	82,0	0,83	2,0	2,4	1,6	6,0	$86,8 \cdot 10^{-4}$
4A100L4Y3	4,0	1430	84,0	0,84	2,0	2,4	1,6	6,0	$1,13 \cdot 10^{-2}$
4A112M4Y3	5,5	1445	85,5	0,85	2,0	2,2	1,6	7,0	$1,75 \cdot 10^{-2}$
4A132S4Y3	7,5	1455	87,5	0,86	2,2	3,0	1,7	7,5	$2,75 \cdot 10^{-2}$
4A132M4Y3	11,0	1460	87,5	0,87	2,2	3,0	1,7	7,5	$4 \cdot 10^{-2}$
4A160S4Y3	15,0	1465	88,5	0,88	1,4	2,3	1,0	7,0	$10,3 \cdot 10^{-2}$
4A160M4Y3	18,5	1465	89,5	0,88	1,4	2,3	1,0	7,0	$12,8 \cdot 10^{-2}$
4A180S4Y3	22,0	1470	90,0	0,90	1,4	2,3	1,0	6,5	$19 \cdot 10^{-2}$
4A180M4Y3	30,0	1470	91,0	0,90	1,4	2,3	1,0	6,5	$23,3 \cdot 10^{-2}$
4A200M4Y3	37,0	1475	91,0	0,90	1,4	2,5	1,0	7,0	$36,8 \cdot 10^{-2}$
<i>Синхронная частота вращения 1000 мин⁻¹</i>									
4A71A6Y3	0,37	910	64,5	0,69	2,0	2,2	1,8	4,0	$19,3 \cdot 10^{-4}$
4A71B6Y3	0,55	900	67,5	0,71	2,0	2,2	1,8	4,0	$20,3 \cdot 10^{-4}$
4A80A6Y3	0,75	915	69,0	0,74	2,0	2,2	1,6	4,0	$46 \cdot 10^{-4}$
4A80B6Y3	1,10	920	74,0	0,74	2,0	2,2	1,6	4,0	$46,3 \cdot 10^{-4}$
4A90L6Y3	1,50	935	75,0	0,74	2,0	2,2	1,7	4,5	$73,5 \cdot 10^{-4}$
4A100L6Y3	2,20	950	81,0	0,73	2,0	2,2	1,6	5,0	$1,31 \cdot 10^{-2}$
4A112MA6Y3	3,00	955	81,0	0,76	2,0	2,5	1,8	6,0	$1,75 \cdot 10^{-2}$
4A112MB6Y3	4,0	960	82,0	0,81	2,0	2,5	1,8	6,0	$2,0 \cdot 10^{-2}$
4A132S6Y3	5,50	965	85,0	0,80	2,0	2,5	1,8	6,5	$4,0 \cdot 10^{-2}$
4A132M6Y3	7,50	970	85,5	0,81	2,0	2,5	1,8	6,5	$5,75 \cdot 10^{-2}$
4A160S6Y3	11,0	975	86,0	0,86	1,2	2,0	1,0	6,0	$13,8 \cdot 10^{-2}$
4A160M6Y3	15,0	975	87,5	0,87	1,2	2,0	1,0	6,0	$18,3 \cdot 10^{-2}$
4A180M6Y3	18,5	975	88,0	0,87	1,2	2,0	1,0	5,0	$22,0 \cdot 10^{-2}$
4A200M6Y3	22,0	975	90,0	0,90	1,3	2,4	1,0	6,5	$40 \cdot 10^{-2}$
4A200L6Y3	30,0	980	90,5	0,90	1,3	2,4	1,0	6,5	$45,3 \cdot 10^{-2}$
<i>Синхронная частота вращения 750 мин⁻¹</i>									
4A80A8Y3	0,37	675	61,5	0,65	1,6	1,7	1,2	3,5	$33,8 \cdot 10^{-4}$
4A80B8Y3	0,55	700	64,0	0,65	1,6	1,7	1,2	3,5	$40,5 \cdot 10^{-4}$
4A90LA8Y3	0,75	700	68,0	0,62	1,6	1,9	1,2	3,5	$67,5 \cdot 10^{-4}$
4A90LB8Y3	1,10	700	70,0	0,68	1,6	1,9	1,2	3,5	$86,3 \cdot 10^{-4}$
4A100L8Y3	1,50	700	74,0	0,65	1,6	1,9	1,2	4,0	$1,3 \cdot 10^{-2}$
4A112MA8Y3	2,20	700	76,5	0,71	1,9	2,2	1,4	5,0	$1,75 \cdot 10^{-2}$
4A112MB8Y3	3,0	700	79,0	0,74	1,9	2,2	1,4	5,0	$2,5 \cdot 10^{-2}$
4A132S8Y3	4,0	720	83,0	0,70	1,9	2,6	1,4	5,5	$4,25 \cdot 10^{-2}$
4A132M8Y3	5,50	720	83,0	0,74	1,9	2,6	1,4	5,5	$5,75 \cdot 10^{-2}$
4A160S8Y3	7,50	730	86,0	0,75	1,4	2,2	1,0	6,0	$13,8 \cdot 10^{-2}$
4A160M8Y3	11,0	730	87,0	0,75	1,4	2,2	1,0	6,0	$18 \cdot 10^{-2}$
4A180M8Y3	15,0	730	87,0	0,82	1,2	2,0	1,0	6,0	$25 \cdot 10^{-2}$
4A200M8Y3	18,5	735	88,5	0,84	1,2	2,2	1,0	5,5	$40 \cdot 10^{-2}$
4A200L8Y3	22,0	735	88,5	0,84	1,2	2,0	1,0	5,5	$45,3 \cdot 10^{-2}$
4A225M8Y3	30,0	735	90,0	0,81	1,3	2,1	1,0	6,0	$73,8 \cdot 10^{-2}$
4A250S8Y3	37,0	735	90,0	0,83	1,2	2,0	1,0	6,0	1,16

Электродвигатели асинхронные. Основные размеры, мм



Тип двигателя	Число полно- сов	Исполнение																			
		IM1001	IM1001, IM2001, IM3001						IM1001, IM2001							IM2001, IM3001					
			d_{30}	l_1	l_{30}	d_1	b_1	h_1	l_{10}	l_{31}	d_{10}	b_{10}	h	h_{10}	h_{31}	l_{20}	l_{21}	d_{20}	d_{22}	d_{24}	d_{25}
71A,B	2,4,6,8	170	40	285	19	6	6	90	45	7	112	71	9	201	3,5	10	165	12	200	130	
80A		186	50	300	22			100	50		10	125	80	10							218
80B				320																	
90L		208		350	24	8	7	125	56		140	90	11	243	4	12	215	15	250	180	
100S		235	60	362	28			112	63	12	160	100	12	263							
100L				392				140													
112M		260	80	452	32	10	8		70		190	112		310		16	265		300	230	
132S		302		480	38				89		216	132	13	350	5	18	300	19	350	250	
132M			530				178														
160S	2	358	110	624	42	12		108	15	254	160	18	430		15						
	4,6,8				48	14														9	
160M	2	410		627	42	12	8	210													
	4,6,8				48	14	9														
180S	2	410		662	48	14	9	203	121		279	180	20	470		18	350		400	300	
	4,6,8				55	16	10														
180M	2	410		702	48	14	9	241													
	4,6,8				55	16	10														

АСИНХРОННЫЕ ЭЛЕКТОРОДВИГАТЕЛИ СЕРИИ АИ

Серия двигателей АИ (Асинхронные Интерэлектро) были разработаны в рамках международной организации Интерэлектро специалистами бывших стран социалистического содружества, в которых был освоен их выпуск. Двигатели серии АИ отвечают всем рекомендациям МЭК, отечественных стандартов и стандартов СЭВ (1348-78-4744-84). Двигатели основного исполнения имеют степень защиты IP23.

Способы охлаждения, принятые в серии - IC0141 для двигателей со степенью защиты IP54 и IP44. 01 означает обдув внешней поверхности двигателя вентилятором, посаженным

на вал машины и охлаждающим ее окружающим воздухом. Цифра 41 означает, что воздух внутри машины циркулирует под действием ротора, либо дополнительного внутреннего вентилятора.

В таблице П.1.3 приводятся технические данные двигателей серии АИ основного исполнения.

Таблица П.1.3

Технические данные двигателей серии АИ

Тип двигателя	P _н , кВт	При номинальной нагрузке			M _п , M _н	M _{max} , M _н	M _{min} , M _н	I _п , I _н	Момент инерции J, кг·м ²	Масса, кг
		n _н , мин ⁻¹	η, %	cosφ						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
<i>Синхронная частота вращения 3000 мин⁻¹</i>										
АИР63А2	0,37	2730	72	0,86	2,2	2,2	1,8	5	0,00076	4,7
АИР63В2	0,55	2730	75	0,85	2,2	2,2	1,8	5	0,0009	5,45
АИР71А2	0,75	2805	78,5	0,83	2,1	2,2	1,6	6	0,00097	6,5
АИР71В2	1,1	2820	79	0,83	2,1	2,2	1,6	6	0,0011	8,8
АИР80А2	1,5	2850	81	0,85	2,1	2,2	1,6	7	0,0018	9,8
АИР80В2	2,2	2850	83	0,87	2	2,2	1,6	7	0,0021	13,2
АИР90L2	3	2850	84,5	0,88	2	2,2	1,6	7	0,0035	16,7
АИР100S2	4	2850	87	0,88	2	2,2	1,6	7,5	0,0059	21,6
АИР100L2	5,5	2850	88	0,89	2	2,2	1,6	7,5	0,0075	27,4
АИР112M2	7,5	2895	87,5	0,88	2	2,2	1,6	7,5	0,01	41
АИР132M2	11	2910	88	0,9	1,6	2,2	1,2	7,5	0,023	64
АИР160S2	15	2910	90	0,89	1,8	2,7	1,7	7	0,039	100
АИР160M2	18,5	2910	90,5	0,9	2	2,7	1,8	7	0,043	110
АИР180S2	22	2920	90,5	0,89	2	2,7	1,9	7	0,057	160
АИР180M2	30	2925	91,5	0,9	2,2	3	1,9	7,5	0,07	180
АИР200M2	37	2940	91,5	0,87	1,6	2,8	1,5	7	0,13	220
<i>Синхронная частота вращения 1500 мин⁻¹</i>										
АИР63В4	0,37	1320	68	0,7	2,3	2,2	1,8	5	0,0014	5,6
АИР71А4	0,55	1360	70,5	0,7	2,3	2,2	1,8	5	0,0013	7,8
АИР71В4	0,75	1350	73	0,76	2,2	2,2	1,6	5	0,0014	8,8
АИР80А4	1,1	1395	75	0,81	2,2	2,2	1,6	5,5	0,0032	9,9
АИР80В4	1,5	1395	78	0,83	2,2	2,2	1,6	5,5	0,0033	12,1
АИР90L4	2,2	1395	81	0,83	2,1	2,2	1,6	6,5	0,0056	17
АИР100S4	3	1410	82	0,83	2	2,2	1,6	7	0,0087	21,6
АИР100L4	4	1410	85	0,84	2	2,2	1,6	7	0,011	27,3
АИР112M4	5,5	1435	85,5	0,86	2	2,5	1,6	7	0,017	41
АИР132S4	7,5	1435	87,5	0,86	2	2,5	1,6	7,5	0,028	58
АИР132M4	11	1445	87,5	0,87	2	2,7	1,6	7,5	0,04	70
АИР160S4	15	1455	90	0,89	1,9	2,9	1,8	7	0,078	100
АИР160M4	18,5	1455	90,5	0,89	1,9	2,9	1,8	7	0,1	110
АИР180S4	22	1465	90,5	0,87	1,7	2,4	1,5	7	0,15	170
АИР180M4	30	1470	92	0,87	1,7	2,7	1,5	7	0,19	190
АИР200M4	37	1470	92,5	0,89	1,7	2,7	1,6	7,5	0,28	245
<i>Синхронная частота вращения 1000 мин⁻¹</i>										
АИР71А6	0,37	915	65	0,65	2	2,2	1,6	4,5	0,0017	7,8
АИР80В6	1,1	920	74	0,74	2	2,2	1,6	4,5	0,0046	13,4
АИР90L6	1,5	925	76	0,72	2	2,2	1,6	6	0,0073	16,9
АИР100L6	2,2	940	81	0,74	2	2,2	1,6	6	0,013	22,8
АИР112МА6	3	950	81	0,76	2	2,2	1,6	6	0,017	35
АИР112МВ6	4	950	82	0,81	2	2,2	1,6	6	0,021	40,4
АИР132S6	5,5	960	85	0,8	2	2,2	1,6	7	0,04	57
АИР132М6	7,5	960	85,5	0,81	2	2,2	1,6	7	0,058	68
АИР160S6	11	970	88	0,83	2	2,7	1,6	6,5	0,12	100
АИР160М6	15	970	88	0,85	2	2,7	1,6	6,5	0,15	120
АИР180М6	18,5	980	89,5	0,85	1,8	2,4	1,6	6,5	0,2	180

Продолжение табл. П.1.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
АИР200М6	22	980	90	0,83	1,6	2,4	1,4	6,5	0,36	225
АИР200L6	30	980	90	0,85	1,6	2,4	1,4	6,5	0,4	250
АИР225М6	37	980	91	0,85	1,5	2,3	1,4	6,5	0,61	305
<i>Синхронная частота вращения 750 мин⁻¹</i>										
АИР80А8	0,37	695	60	0,61	1,8	1,9	1,4	4	0,0034	13,8
АИР80В8	0,55	700	64	0,63	1,8	1,9	1,4	4	0,0041	13,5
АИР90LА8	0,75	700	70	0,66	1,6	1,7	1,2	3,5	0,0067	19,7
АИР90LB8	1,1	705	72	0,70	1,6	1,7	1,2	3,5	0,0086	22,3
АИР100L8	1,5	705	76	0,73	1,6	1,7	1,2	5,5	0,013	31,3
АИР112МА8	2,2	710	76,5	0,71	1,8	2,2	1,4	6	0,017	36
АИР112МВ8	3	710	79	0,74	1,8	2,2	1,4	6	0,025	41
АИР132S8	4	715	83	0,7	1,8	2,2	1,4	6	0,042	56
АИР132М8	5,5	720	83	0,74	1,8	2,2	1,4	6	0,057	70
АИР160S8	7,5	725	87	0,75	1,6	2,4	1,4	5,5	0,12	100
АИР160М8	11	725	87,5	0,75	1,6	2,4	1,4	6	0,15	120
АИР180М8	15	730	89	0,82	1,6	2,2	1,5	5,5	0,23	180
АИР200М8	18,5	730	89	0,81	1,6	2,3	1,4	6	0,36	225
АИР200L8	22	730	90	0,81	1,6	2,3	1,4	6	0,4	250
АИР225М8	30	735	90,5	0,81	1,4	2,3	1,3	6	0,61	305
АИР250S8	37	735	92,5	0,78	1,5	2,3	1,4	6	1,1	400

АСИНХРОННЫЕ ЭЛЕКТОРОДВИГАТЕЛИ НОВЫХ СЕРИЙ РА, 5А и 6А

Ярославским электромеханическим заводом (ЯЭМЗ) разработан и освоен выпуск новой серии асинхронных двигателей РА (русский асинхронный), в диапазоне мощностей от 0,37 до 100 кВт. Серия является развитием идей, заложенных в машинах 4А и АИ, и отвечает требованиям МЭК по всем параметрам. В таблице П.1.4 приводятся данные из каталога ЯЭМЗа. Степень защиты: IP 44, IP 54, частота питающей сети 50 Гц, монтажное исполнение IM 1001, IM 2001, IM 3001.

Таблица П.1.4

Технические данные двигателей серии РА

Тип двигателя	P _н , кВт	При номинальной нагрузке			M _н , Мн	M _{max} , Мн	J _н при 380В, А	I _н , J _н	J, кг·м ²	Масса, кг
		n _н , мин ⁻¹	η, %	cosφ						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
<i>Синхронная частота вращения 3000 мин⁻¹</i>										
РА71А2	0,37	2800	71	0,81	2,3	2,4	1,5	5,0	0,0004	5
РА71В2	0,55	2850	74	0,84	2,3	2,4	1,8	6,5	0,0005	6
РА80А2	0,75	2820	74	0,83	2,5	2,7	2	5,3	0,0008	9
РА80В2	1,1	2800	77	0,86	2,6	2,8	2	5,2	0,0012	11
РА90S2	1,5	2835	79	0,87	2,8	3,0	3	6,5	0,0010	13
РА90L2	2,2	2820	82	0,87	2,9	3,4	4	6,5	0,0015	15
РА100L2	3,0	2895	83	0,86	2,4	2,6	6	7,0	0,0038	20
РА112М2	4,0	2895	84	0,87	2,2	3,3	9	6,8	0,0082	41
РА132SA2	5,5	2880	89	0,89	2,4	3,0	11	6,5	0,0155	43
РА132SB2	7,5	2890	89	0,89	2,5	3,2	15	7,0	0,0185	49
РА160МА2	11	2940	87,5	0,89	2,0	3,3	22	6,8	0,0438	112
РА160МВ2	15	2940	90	0,86	2,0	3,2	29	7,5	0,0470	116
РА160L2	18,5	2940	90	0,88	2,0	3,2	35	7,5	0,0533	133
РА180М2	22	2940	90,5	0,89	2,1	3,5	42	7,5	0,0604	147
РА200LA2	30	2950	92	0,89	2,4	3,0	55	7,5	0,1164	170
РА200LB2	37	2950	92	0,89	2,4	3,0	68	7,5	0,1326	230

Продолжение табл. П.1.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
<i>Синхронная частота вращения 1500 мин⁻¹</i>										
RA71B4	0,37	1375	66	0,76	2,0	2,0	1	3,7	0,0008	6
RA80A4	0,55	1400	71	0,80	2,3	2,8	1	5,0	0,0018	8
RA80B4	0,75	1400	74	0,80	2,5	2,8	2	5,0	0,0023	10
RA90S4	1,1	1420	77	0,80	2,3	2,6	3	5,5	0,0034	13,5
RA90L4	1,5	1420	78,5	0,80	2,3	2,8	4	5,5	0,0042	15,5
RA100LA4	2,2	1420	79	0,82	2,2	2,6	5	6,0	0,0048	22
RA100LB4	3,0	1420	81	0,81	2,2	2,6	7	6,2	0,0058	24
RA112M4	4,0	1430	85,5	0,84	2,2	2,9	9	6,5	0,0103	37
RA132S4	5,5	1450	85	0,85	2,4	3,0	11	7,0	0,0229	45
RA132M4	7,5	1455	83	0,83	2,8	3,2	15	7,0	0,0277	52
RA160MA4	11	1460	88,5	0,86	1,8	2,8	22	6,5	0,0613	110
RA160ML4	15	1460	90	0,87	1,9	2,9	29	7,0	0,0862	129
RA180M4	18,5	1460	90,5	0,89	1,9	2,9	35	7,0	0,1038	149
RA180L4	22	1460	91	0,88	2,1	2,9	42	7,0	0,1121	157
RA200L4	30	1475	91	0,86	2,7	3,2	59	7,7	0,3200	200
<i>Синхронная частота вращения 1000 мин⁻¹</i>										
RA80A6	0,37	910	62	0,72	2,0	2,5	1	3,3	0,0027	8
RA80B6	0,55	915	63	0,72	2,0	2,5	1	3,3	0,0030	11
RA90S6	0,75	935	70	0,72	2,2	2,5	2	4,0	0,0040	13
RA90L6	1,1	925	72	0,72	2,2	3,0	2	4,0	0,0052	15
RA100L6	1,5	925	76	0,76	2,0	2,1	4	4,5	0,0063	22
RA112M6	2,2	960	78	0,74	1,9	2,5	5	5,5	0,0185	36
RA132S6	3,0	960	79	0,79	2,2	2,6	7	5,9	0,0252	41
RA132MA6	4,0	960	80	0,80	2,2	2,6	9	6,0	0,0368	50
RA132MB6	5,5	950	82	0,82	2,2	2,5	12	6,0	0,0434	56
RA160M6	7,5	970	87	0,80	2,0	2,8	16	6,0	0,0916	110
RA160ML6	11	970	88,5	0,82	2,2	2,9	23	6,5	0,1232	133
RA180L6	15	970	89	0,82	2,3	3,0	31	7,0	0,1512	155
RA200LA6	18,5	970	87	0,82	1,8	2,7	38	5,5	0,3100	182
RA200LB6	22	970	87	0,84	2,0	2,5	45	6,0	0,3600	202
<i>Синхронная частота вращения 750 мин⁻¹</i>										
RA112M8	1,5	700	73	0,70	1,7	2,1	5	4,5	0,0225	36
RA132S8	2,2	720	70	0,70	1,7	2,1	6	5,0	0,0530	65
RA132M8	3,0	715	70	0,70	1,8	2,4	8	6,0	0,0625	73
RA160MA8	4	730	84	0,71	1,8	2,2	10	4,8	0,1031	107
RA160MB8	5,5	730	84	0,71	1,8	2,2	14	4,8	0,1156	112
RA160L8	7,5	730	85	0,73	1,8	2,4	18	5,5	0,1443	131
RA180L8	11	730	87	0,75	1,8	2,4	26	5,5	0,1897	145
RA200L8	15	730	88	0,80	2,0	2,5	34	5,7	0,3600	202

Асинхронные двигатели серии 5А выпускаются в последние годы Владимирским электромоторным заводом (ВЭМЗ) и Московским электромеханическим заводом им. Владимира Ильича (ЗВИ). Мощность двигателей серии привязана к установочным размерам по ГОСТ 28330. Двигатели серии 5А полностью взаимозаменяемы с соответствующими типами электродвигателей серии 4А и АИР.

Технические данные двигателей серии 5А (табл. П.1.5) приведены по каталогам заводов-изготовителей ЗВИ и ВЭМЭ. Номинальные мощности указаны для длительного режима работы S1 от сети переменного тока частотой 50Гц, напряжением 220, 380, 660 В.

Таблица П.1.5

Асинхронные электродвигатели серии 5А

Тип двигателя	Мощность Р _н , кВт	Частота вращения n _н , мин ⁻¹	η, %	cosφ	Масса, кг
<i>Синхронная частота вращения 3000 мин⁻¹</i>					
5А80МА2	1,5	2850	81,5	0,84	14
5А80МВ2	2,2	2850	82,5	0,86	15,5
5А160S2	15	2925	90,5	0,89	126
5А160М2	18,5	2925	91	0,90	138
5А200М2	37	2940	93	0,90	235
<i>Синхронная частота вращения 1500 мин⁻¹</i>					
5А80МА4	1,1	1410	75	0,80	13
5А80МВ4	1,5	1410	77	0,82	14,7
5А160S4	15	1450	89	0,86	127
5А160М4	18,5	1455	90	0,86	140
5А200М4	37	1465	92	0,86	245
<i>Синхронная частота вращения 1000 мин⁻¹</i>					
5А80МА6	0,75	930	71	0,70	14
5А80МВ6	1,1	930	73	0,72	16
5А160S6	11	970	88,5	0,83	124
5А160М6	15	970	88,5	0,84	150
5А200L6	30	980	90	0,84	245
5А225М6	37	980	91	0,83	300
<i>Синхронная частота вращения 750 мин⁻¹</i>					
5А80МА8	0,37	675	60	0,62	13,5
5А80МВ8	0,55	700	61	0,64	15,7
5А160S8	7,5	725	87	0,75	123
5А160М8	11	725	87,5	0,75	149
5А200М8	18,5	735	89,8	0,79	240
5А200L8	22	735	90	0,80	260
5А225М8	30	735	90,5	0,79	340
5АМ250S8	37	735	92	0,75	430

Московским электромеханическим заводом имени Владимира Ильича освоен выпуск асинхронных электродвигателей новой серии 6А на частоту тока 50 Гц с высотой оси вращения 315 мм. Степень защиты: IP54 (закрытое), IP44; монтажное исполнение IM1001; климатическое исполнение УЗ.

По данным каталога завода-изготовителя электродвигатели этой серии выпускаются мощностью от 90 до 200 кВт.

ЭЛЕКТОРОДВИГАТЕЛИ СЕРИИ 4А С ФАЗНЫМ РОТОРОМ

Двигатели с фазным ротором 4АК и 4АНК (табл.П.1.6) предназначены для приводов механизмов с тяжелыми условиями пуска, либо требующих дискретного или плавного регулирования частоты вращения. Двигатели выпускаются закрытые, обдуваемые (степень защиты IP44) и защищенные - IP23. Буква К в обозначении означает наличие фазного ротора с контактными кольцами.

Таблица П.1.6

Асинхронные электродвигатели серии 4А с фазным ротором

Тип двигателя	P_n , кВт	n_n , мин ⁻¹	η , %	$\cos\phi$	$M_{\max}$, $M_{\text{ном}}$	Ток ротора, А	Напряжение ротора, В	Масса, кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9
<i>Синхронная частота вращения 1500 мин⁻¹</i>								
4AK160S4Y3	11	1425	86,5	0,86	3	22	305	160
4AK160M4Y3	14	1440	88,5	0,87	3,5	29	300	185
4AK180M4Y3	18	1450	89	0,88	4	38	295	250
4AK200M4Y3	22	1460	90	0,87	4	45	340	305
4AK200L4Y3	30	1460	90,5	0,87	4	55	350	325
4AK225M4Y3	37	1450	90	0,87	3	160	160	415
<i>Синхронная частота вращения 1000 мин⁻¹</i>								
4AK160S6Y3	7,5	950	82,5	0,77	3,5	18	300	170
4AK160M6Y3	10	955	84,5	0,76	3,8	20	310	200
4AK180M6Y3	13	955	85,5	0,8	4	25	325	240
4AK200M6Y3	18,5	965	88	0,81	3,5	35	360	300
4AK200L6Y3	22	965	88	0,8	3,5	45	330	315
4AK225M6Y3	30	965	89	0,85	2,5	150	140	405
4AK250S6Y3	37	965	89	0,84	2,5	165	150	540
<i>Синхронная частота вращения 750 мин⁻¹</i>								
4AK160S8Y3	5,5	700	80	0,7	2,5	14	300	170
4AK160M8Y3	7,5	705	82	0,7	3	16	290	200
4AK180M8Y3	11	720	0,72	4	3,5	25	270	260
4AK200M8Y3	15	725	85,5	0,72	3	28	360	300
4AK200L8Y3	18,5	725	86	0,73	3	40	300	320
4AK225M8Y3	22	715	87	0,82	2,2	140	102	400
4AK250S8Y3	30	705	88,5	0,81	2,2	155	125	540
4AK250M8Y3	37	725	89	0,8	2,2	155	148	595
<i>Синхронная частота вращения 1500 мин⁻¹</i>								
4АНК160S4Y3	14	1425	86,5	0,85	3	27	330	140
4АНК160M4Y3	17	1425	88	0,87	3,5	34	315	160
4АНК180S4Y3	22	1420	87	0,86	3,2	43	300	190
4АНК180M4Y3	30	1430	88	0,81	3,3	63	290	220
4АНК200M4Y3	37	1455	90	0,88	3	62	360	290
<i>Синхронная частота вращения 1000 мин⁻¹</i>								
4АНК180S6Y3	13	930	83,5	0,81	3	42	205	180
4АНК180M6Y3	17	940	85	0,82	3	32,5	335	200
4АНК200M6Y3	22	965	88	0,81	3	37	380	285
4АНК200L6Y3	30	960	88,5	0,82	3	46	375	315
4АНК225M6Y3	37	960	89	0,86	1,9	180	140	400
<i>Синхронная частота вращения 750 мин⁻¹</i>								
4АНК180S8Y3	11	710	85	0,72	3,2	22,5	315	195
4АНК180M8Y3	14	715	0,69	4,5	3,5	28	310	225
4АНК200M8Y3	18,5	715	86,5	0,69	2,5	30	380	285
4АНК200L8Y3	22	715	87	0,79	2,5	40	330	315
4АНК225M8Y3	30	710	86,5	0,8	1,8	165	120	400
4АНК250SA8Y3	37	710	87,5	0,8	2,2	190	115	475

**КРАНОВЫЕ И КРАНО-МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИЕ АСИНХРОННЫЕ
ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ СЕРИЙ МТФ, МТКФ, МТКН**

Двигатели этих серий выпускались для электроприводов крановых механизмов общепромышленного назначения (МТФ и МТКФ) и приводов металлургических и иных производств, где приводы работают при повышенных температурах (МТН и МТКН).

Двигатели рассчитаны для работы в повторно-кратковременном режиме (ПВ=40%), обладают повышенной перегрузочной способностью, большими пусковыми моментами при сравнительно небольших пусковых токах. Классы нагревостойкости F (ТИ=155 °С) и H (ТИ=180 °С). Двигатели имели две модификации: с короткозамкнутым (МТК) и фазным (МТ) ротором. Номинальное напряжение двигателей 220/280 и 500 В. Технические данные этих электродвигателей приведены в табл.П.1.7 и П.1.8.

Таблица П.1.7

Крановые электродвигатели серии МТКФ и МТКН с короткозамкнутым ротором

Тип двигателя	Р _н , кВт при ПВ=40%	n _н , мин ⁻¹	cosφ	η, %	M _н , Нм	M _{max} , Нм	I _н при 380В, А	J, кг·м ²	Масса, кг
МТКФ011-6	1,4	875	0,66	61,5	42	42	15	0,02	47
МТКФ012-6	2,2	880	0,69	67	67	67	22	0,0275	53
МТКФ111-6	3,5	885	0,79	72	104	105	35	0,045	70
МТКФ112-6	5	895	0,74	74	175	175	53	0,065	80
МТКФ211-6	7,5	880	0,77	75,5	210	220	78	0,11	110
МТКФ311-8	11	910	0,76	77,5	380	390	130	0,213	155
МТКФ312-6	15	930	0,78	81	590	600	205	0,3	195
МТКФ411-6	22	935	0,79	82,5	720	780	275	0,475	255
МТКФ412-6	30	935	0,78	83,5	950	1000	380	0,638	315
МТКФ311-8	7,5	690	0,71	73,5	320	330	95	0,275	155
МТКФ312-8	11	700	0,74	78	470	510	150	0,388	195
МТКФ411-8	15	695	0,71	80	650	670	185	0,538	255
МТКФ412-8	22	700	0,69	80,5	950	1000	295	0,75	315
МТКН111-6	3	910	0,7	68	98	99	32	0,045	70
МТКН112-6	4,5	900	0,75	71,5	157	158	50	0,065	80
МТКН211-6	7	895	0,7	73	220	230	88	0,11	110
МТКН311-6	11	910	0,76	77,5	380	390	130	0,213	155
МТКН312-6	15	930	0,78	81	590	600	205	0,3	195
МТКН411-6	22	935	0,79	82,5	720	780	275	0,475	255
МТКН412-6	30	935	0,78	83,5	950	1000	380	0,638	315
МТКН311-8	7,5	690	0,71	73,5	320	330	95	0,275	155
МТКН312-8	11	700	0,74	78	470	510	150	0,388	195
МТКН411-8	15	695	0,71	80	650	670	185	0,538	255
МТКН412-8	22	700	0,69	80,5	950	1000	295	0,75	315
МТКН511-8	28	695	0,77	83	1150	1150	336	1,075	440
МТКН512-8	37	695	0,78	83	1420	1500	460	1,425	540

Таблица П.1.8

Крановые электродвигатели серии МТФ и МТН с фазным ротором 50Гц, 220/380 и 500В

Тип двигателя	Р _н , кВт при ПВ=40%	n _н , мин ⁻¹	cosφ	η, %	M _{max} , Нм	J, кг·м ²	Масса, кг
МТФ011-6	1,4	885	0,65	61,5	40	0,0213	51
МТФ012-6	2,2	890	0,68	64	57	0,0288	58
МТФ111-6	3,5	890	0,73	70	87	0,0488	76
МТФ112-6	5	930	0,7	75	140	0,0675	88
МТФ211-6	7,5	930	0,7	77	195	0,115	120
МТФ311-6	11	945	0,69	79	320	0,225	170
МТФ312-6	15	955	0,73	82	480	0,313	210
МТФ411-6	22	965	0,73	83,5	650	0,5	280
МТФ412-6	30	970	0,71	85,5	950	0,675	345
МТФ311-8	7,5	695	0,68	73	270	0,275	170
МТФ312-8	11	705	0,71	77	430	0,388	210
МТФ411-8	15	710	0,67	81	580	0,538	280
МТФ412-8	22	720	0,63	82	900	0,75	345
МТН111-6	3	895	0,67	65	85	0,0488	76
МТН112-6	4,5	910	0,71	69	120	0,0675	88
МТН211-6	7	920	0,64	73	200	0,115	120
МТН311-6	11	940	0,69	78	320	0,225	170
МТН312-6	15	950	0,73	81	480	0,313	210
МТН411-6	22	960	0,73	82,5	650	0,5	280
МТН412-6	30	965	0,71	84,5	950	0,675	345
МТН311-8	7,5	690	0,68	71,5	270	0,275	170
МТН312-8	11	700	0,69	78	430	0,313	210
МТН411-8	15	705	0,67	79	580	0,538	280
МТН412-8	22	715	0,63	80,5	900	0,75	345
МТН511-8	28	705	0,72	83	1020	1,075	470
МТН512-8	37	705	0,74	85	1400	1,425	570

ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ ПОСТОЯННОГО ТОКА

Машины постоянного тока находят широкое применение главным образом как двигатели в регулируемых электроприводах постоянного тока.

Электродвигатели серии 2П в настоящее время заменяются новой серией 4П. По ряду конструктивных особенностей (деталям, сборочным единицам, способу охлаждения, защиты и т.д.) машины этой серии унифицированы с асинхронными машинами серий 4А и АИ.

Электродвигатели защищенного и закрытого исполнения с независимой вентиляцией от постороннего вентилятора (4ПФ, 4ПО) допускают при номинальной нагрузке регулирование частоты вращения от номинальной до единиц оборотов в минуту.

Таблица П.2.1

Электродвигатели постоянного тока серии 2ПФ

h, мм	P _н , кВт	U _н , В	n _н , мин ⁻¹	n _{max} , мин ⁻¹	η, %	R _я , Ом	R _{сн} , Ом	R _{ов} , Ом	L _я , мГн	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
132L	2,8	110	750	3750	66,5	0,269	0,22	89	5,7	
		220	750	2500	67	1,08	0,915	25	23	
		440	750	1850	69	4,05	2,92	76	86	
	4,2	110	950	4000	72	0,167	0,124	20,6	3,5	
		220	1000	3000	73	0,67	0,445	76	14	
		440	1000	2500	73	2,8	1,96	20,6	55	
	5,5	110	1500	4200	79	0,08	0,066	76	1,8	
		220	1600	4200	80,5	0,269	0,22	20,6	5,7	
		440	1600	3750	80,5	1,08	0,915	167	23	
	7,5	110	2200	4000	83	0,055	0,039	43	1,1	
		220	2120	4000	83,5	0,167	0,124	76	3,5	
		440	2200	4000	86	0,67	0,445	20,6	13,8	
	11	220	3000	4000	85,5	0,08	0,066	76	1,8	
		440	3150	4000	86,5	0,322	0,27	20,6	7,1	
	160M	4,2	110	800	3750	74,5	0,11	0,087	53,1	3,1
			220	750	2500	73	0,516	0,407	12,6	14
			440	750	1850	73	2,06	1,785	82	56
		6	110	1000	4000	78	0,081	0,056	21,9	2,2
220			1000	3000	79	0,326	0,208	53,1	9	
440			1000	2500	79	1,304	1,05	12,6	46	
7,5		220	1500	4200	83	0,145	0,101	82	4	
		440	1600	3750	83,5	0,516	0,407	21,9	14	
13		220	2240	4000	87	0,081	0,056	53,1	2,2	
		440	2240	4000	87	0,278	0,175	12,6	8,1	
16		220	3150	4000	87	0,037	0,024	53,1	0,99	
		440	3150	4000	88	0,145	0,101	12,6	4	
180L	10	110	750	3300	77,5	0,065	0,044	72	2,2	
		220	750	2500	79	0,203	0,145	20	7,3	
		440	750	1850	78	0,99	0,644	46,7	32	
	14	220	1000	3300	82	0,136	0,084	13	4,4	
		440	1000	2500	83	0,585	0,462	46	20	
	18,5	220	1500	3500	87	0,065	0,044	13	2,2	
		440	1500	3500	87	0,26	0,183	72	9	
	25	220	2120	3500	89	0,042	0,03	20	0,81	
		440	2200	3500	89,5	0,136	0,084	46,7	4,4	
	32	440	3150	3500	90,5	0,065	0,044	13	2,2	
Примечание: Климатическое исполнение двигателей – УХ, категория размещения – 4, М – первая, L – вторая длина сердечника якоря.										

Таблица П.2.2

Электродвигатели постоянного тока серии 4ПО

Типоразмер двигателя	Р _н , кВт	U _н , В	I _н , А	n _н , мин ⁻¹	n _{max} , мин ⁻¹	Типоразмер двигателя	Р _н , кВт	U _н , В	I _н , А	n _н , мин ⁻¹	n _{max} , мин ⁻¹
4ПО100S2	0,55	110 220	8,6 3,8	750	3000 1500	4ПО112M1	1,5	110 220	19 9	1000	2000
	0,75	110 220	10,4 4,8	1000	4000 2000		2,2	110 220	26 12,8	1500	3000
	0,55	75 110	11,9 13,8	1000	-		3	110 220	34,7 17	2200	4000
	1,1	220 110	6,1 19,3	1500	4000		4	110 220	44,8 22	3000	4000
	1,5	220 110	9,5 26,2	2200	4000						
	2,2	220	13,4	3000	4000						
4ПО100L1	0,75	110 220	11 5,2	750	3000 11500	4ПО112M2	1,5	110 220	19,1 9,6	750	1500
	1,1	110 220	15,4 7,2	1000	4000 2000		2,2	110 220	27,9 13,6	1000	2000
	1,5	110 220	19 9,3	1500	4000		3	110 220	33,8 16,6	1500	3000
	2,2	110 220	28 13,9	2200	4000		4	110 220	45 22	2200	4000
	3	110 220	37,2 18,4	3000	4000		5,5	110 220	60 30	3000	4000

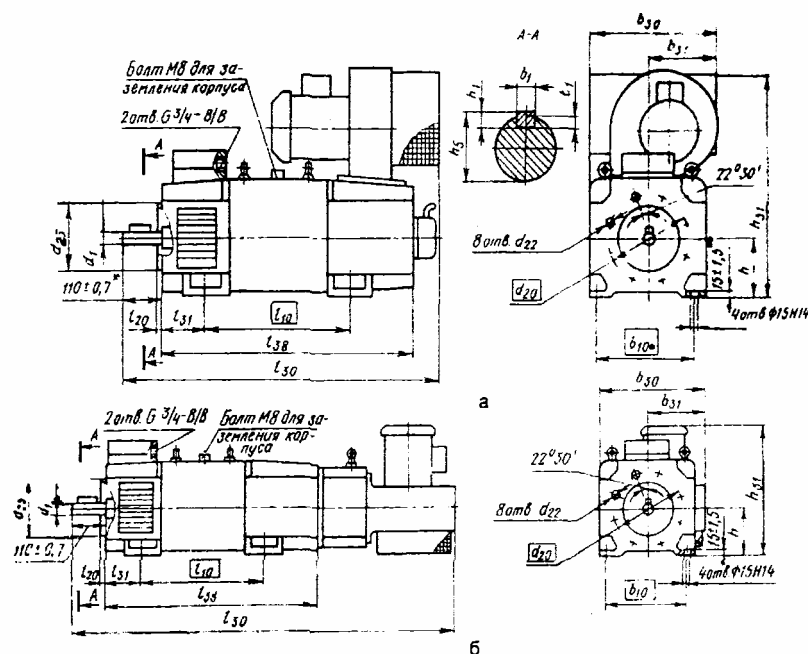
Таблица П.2.3

Электродвигатели постоянного тока серии 4ПФ

Типоразмер двигателя	Р _н , кВт	I _н , А	η, %	n _н , мин ⁻¹	n _{max} , мин ⁻¹	Типоразмер двигателя	Р _н , кВт	I _н , А	η, %	n _н , мин ⁻¹	n _{max} , мин ⁻¹
<i>Номинальное напряжение 220В</i>						<i>Номинальное напряжение 440В</i>					
4ПФ112S	4	24	72,3	900	5000	4ПФ112S	7,5	19,2	87,1	2120	5000
	3,15	19,8	69,3	750			5,5	14,9	81,4	1450	
	2	14,5	57,6	450			4,25	12,6	74	975	
4ПФ112M	4,25	26,4	68	730	4500	4ПФ112M	7,5	19,6	82,5	1450	5000
	3	20,1	60,3	475			5,5	16,6	74,1	900	
4ПФ112L	3,55	24,5	60,1	425			4,25	13,3	67,4	690	
4ПФ132S	15	85,4	77,9	1400	4500	4ПФ112L	10	26,3	81,2	1320	4500
	7,5	43,6	76	1000			7,5	21,5	81	975	
	6	32,7	74	875			5,5	17	70,8	690	
4ПФ132M	11	61,5	78,5	1060	4500	4ПФ132S	30	76,7	87,1	3070	4500
	8,5	48,6	76	875			18,5	47,8	85	2180	
	8	47,3	68	600			15	41,7	80	1400	
4ПФ132L	11	62,8	76	800	5000	4ПФ132M	5,5	15,7	73	800	4500
	8,5	54,4	68	515			30	78,9	86,3	2300	
							22	59,3	83	1600	
4ПФ160S	15	79,6	80,7	850	4000	4ПФ132L	11	30	80	1090	5000
	11	66,2	70,5	530			8,5	24,8	75	800	
							11	30,7	78	825	
4ПФ160M	15	85,6	75,3	580	3800	4ПФ160S	30	78,6	84	1450	4500
							18,5	48,6	82	1090	
							15	42,5	76,1	730	
4ПФ180S	17	99,4	73	500	3800	4ПФ160M	22	56,8	84,5	1090	4500
4ПФ180M	20	114,5	75	475			18,5	49,6	80,8	775	
						4ПФ160L	30	77	85,5	1030	
							22	58,7	81,3	775	

Таблица П.2.4

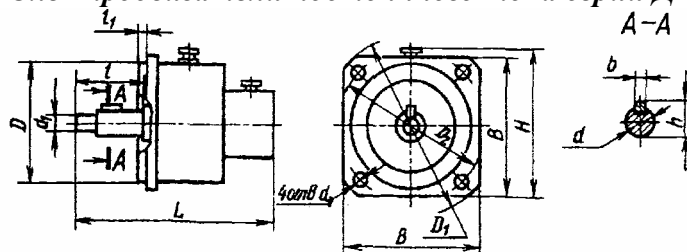
Основные габаритные размеры электродвигателей постоянного тока серии 4ПФ с вентилятором, расположенным: а) сверху; б) на валу электродвигателя



Тип электродвигателя	l_{10}	l_{20}	l_{30}	l_{31}	l_{38}	b_1	b_{10}	b_{30}	b_{31}	d_1	d_{20}	d_{22}	d_{25}	h	h_1	h_5	h_{31}	t_1	Масса, кг
4ПФ112S	280	345	665	70	400	10	190	265	145	32K6	165	M10	130j6	112	8h11	35	430	5	92
4ПФ112M	355		730		525														104
4Н0112L	400	4	790	89	585	12	216	300	160	42K6	215	M15	180j6	132		45	500		121
4ПФ112S	318		790		553														135
4ПФ112M	355		850		613														189

Таблица П.2.5

Электродвигатели постоянного тока серии ДПУ



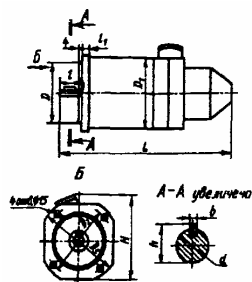
Основные параметры электродвигателей постоянного тока серии ДПУ

Параметр	ДПУ-160	ДПУ-200	ДПУ-240
Номинальная мощность, кВт	0,5	1,7	3,5
Номинальный момент, Н·м	0,18	0,55	1,1
Номинальная частота вращения, мин ⁻¹	3000		
Кратность пускового момента	5		
Момент инерции, 10 ⁻³ кг·м ²	0,17	0,81	1,33
Масса, кг	6	9	14

Габаритные и присоединительные размеры электродвигателей постоянного тока серии ДПУ

Тип	Размеры												
	d	d_1	D	D_1	D_2	d_0	l	l_1	L	B	H	b	h
ДПУ-160	10	M6x1	130	200	165	12	23	2,5	172	160	180	3	11,2
ДПУ-200	14	M6x1	190	250	215	15	30	3,5	184	200	220	5	15
ДПУ-240	18	M6x1,25	230	300	269	15	40	5	180	240	260	6	20,5

Таблица П.2.6

Электродвигатели высокомоментные постоянного тока серии ПБВ

Параметр	ПБВ-100М	ПБВ-100L	ПБВ-112М	ПБВ-100М	ПБВ-132М
Номинальная мощность, кВт	0,75	1,1	1,5	2,2	4,0
Номинальный момент, Н·м	7,35	9,8	14,7	19,6	38,2
Момент инерции, 10 ⁻² кг·м ²	1,33	2,45	4,08	6,91	18,44
Масса, кг	37	45	46	64	80
КПД, %	72,9	74,6	76,4	82,2	86,0
Номинальная частота вращения — 1000 мин ⁻¹ . Максимальная частота вращения — 2600 мин ⁻¹ .					

Габаритные и присоединительные размеры электродвигателей постоянного тока серии ПБВ

Типоразмер	Размеры, мм										
	<i>l</i>	<i>l</i> ₁	<i>L</i>	<i>b</i>	<i>h</i>	<i>H</i>	<i>d</i>	<i>D</i> ₂	<i>D</i> ₃	<i>D</i>	<i>D</i> ₁
ПБВ-100М	50	16	555	6	24,5	240	22	215	250	180	172
ПБВ-100L			630								
ПБВ-112L	60		570	6	31	285	28				217
ПБВ-112L			700								

Таблица П.3

Нормальные линейные размеры, мм (ГОСТ 6636, СТ СЭВ 514)

3,2	5,6	10	18	32	56	100	180	320	560
3,4	6,0	10,5	19	34/35	60/62	105	190	340	600
3,6	6,3	11	20	36	63/65	110	200	360	630
3,8	6,7	11,5	21	38	67/70	120	210	380	670
4,0	7,1	12	22	40	71/72	125	220	400	710
4,2	7,5	13	24	42	75	130	240	420	750
4,5	8,0	14	25	45/47	80	140	250	450	800
4,8	8,5	15	26	48	85	150	260	480	850
5,0	9,0	16	28	50/52	90	160	280	500	900
5,3	9,5	17	30	53/55	95	170	300	530	950

Примечание. Под косой чертой приведены размеры посадочных мест для подшипников качения

Таблица П.4.1

Значения допусков IT, мкм (ГОСТ 25346)

Квалитеты	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Для интервалов размеров, мм	Свыше 3 до 6	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750
	» 6 » 10	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900
	» 10 » 18	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100
	» 18 » 30	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300
	» 30 » 50	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600
	» 50 » 80	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900
	» 80 » 120	6	10	15	22	35	54	87	130	220	350	540	870	1400	2200
	» 120 » 180	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500
	» 180 » 250	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900
	» 250 » 315	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200
	» 315 » 400	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600
	» 400 » 500	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000

Таблица П.4.2

Значения допусков t (ГОСТ 30893.1), мкм

Класс точности	Интервалы размеров, мм					
	до 3	св. 3 до 6	св. 6 до 30	св. 30 до 120	св. 120 до 400	св. 400 до 1000
Точный t_1	100	100	200	300	400	600
Средний t_2	200	200	400	600	1000	1600
Грубый t_3	400	600	1000	1600	2400	4000
Очень грубый t_4	-	1000	2000	3000	5000	8000

Таблица П.4.3

Предельные отклонения угловых размеров (ГОСТ 30893.1)

Класс точности	Интервал длин меньшей стороны угла, мм				
	до 10	св 10 до 50	св 50 до 120	св 120 до 400	св 400
Точный	$\pm 1^\circ$	$\pm 30'$	$\pm 20'$	$\pm 10'$	$\pm 5'$
Средний					
Грубый	$\pm 1^\circ 30'$	$\pm 1^\circ$	$\pm 30'$	$\pm 15'$	$\pm 10'$
Очень грубый	$\pm 3^\circ$	$\pm 2^\circ$	$\pm 1^\circ$	$\pm 30'$	$\pm 20'$

Таблица П.4.4

Варианты обозначения неуказанных предельных отклонений линейных размеров

Класс точности	Обозначение предельных отклонений размеров					
	отверстий		валов		остальных	
	вар. 1, 2	вар. 3	вар. 1, 2	вар. 3	вар. 1	вар. 2, 3
Точный	H12	$+t_1$	h12	$-t_1$	$\pm \frac{JT12}{2}$	$\pm \frac{t_1}{2}$
Средний	H14	$+t_2$	h14	$-t_2$	$\pm \frac{JT12}{2}$	$\pm \frac{t_2}{2}$
Грубый	H16	$+t_3$	h16	$-t_3$	$\pm \frac{JT16}{2}$	$\pm \frac{t_3}{2}$
Очень грубый	H17	$+t_4$	h17	$-t_4$	$\pm \frac{JT17}{2}$	$\pm \frac{t_4}{2}$

Таблица П.5

Система отверстий. Предельные отклонения основных отверстий

Номинальные размеры, мм	Поля допусков основных отверстий				Номинальные размеры, мм	Поля допусков основных отверстий			
	<i>H7</i>	<i>H8</i>	<i>H9</i>	<i>H11</i>		<i>H7</i>	<i>H8</i>	<i>H9</i>	<i>H11</i>
	Предельные отклонения <i>ES</i> , мкм (<i>EI</i> =0)					Предельные отклонения <i>ES</i> , мкм (<i>EI</i> =0)			
Св. 3 до 6	+12	+18	+30	+75	Св. 80 до 120	+35	+54	+87	+220
Св. 6 до 10	+15	+22	+36	+90	Св. 120 до 180	+40	+63	+100	+250
Св. 10 до 18	+18	+27	+43	+110	Св. 180 до 250	+46	+72	+115	+290
Св. 18 до 30	+21	+33	+52	+130	Св. 250 до 315	+52	+81	+130	+320
Св. 30 до 50	+25	+39	+62	+160	Св. 315 до 400	+57	+89	+140	+360
Св. 50 до 80	+30	+46	+74	+190	Св. 400 до 500	+63	+97	+155	+400

Предельные отклонения валов

Номи- нальные размеры, мм	Квалитеты								Номи- нальные размеры, мм	Квалитеты							
	6									7	8		9	11			
	Поля допусков валов									Поля допусков валов							
	<i>g6</i>	<i>h6</i>	<i>js6</i>	<i>k6</i>	<i>n6</i>	<i>p6</i>	<i>r6</i>	<i>s6</i>		<i>f7</i>	<i>h7</i>	<i>e8</i>	<i>h8</i>	<i>d9</i>	<i>h9</i>	<i>d11</i>	<i>h11</i>
	Предельные отклонения <i>es</i> , <i>ei</i> , мкм									Предельные отклонения <i>es</i> , <i>ei</i> , мкм							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Св. 3 до 6	-4 -12	0 -8	+4 -4	+9 +1	+16 +8	+20 +12	+23 +15	+27 +19	Св. 3 до 6	-10 -22	0 -12	-20 -38	0 -18	-30 -60	0 -30	-30 -105	0 -75
Св. 6 до 10	-5 -14	0 -9	+4.5 -4.5	+10 +1	+19 +10	+24 +15	+28 +19	+32 +23	Св. 6 до 10	-13 -28	0 -15	-25 -47	0 -22	-40 -76	0 -36	-40 -130	0 -90
Св. 10 до 18	-6 -17	0 -11	+5.5 -5.5	+12 +1	+23 +12	+29 +18	+34 +23	+39 +28	Св. 10 до 18	-16 -34	0 -18	-32 -59	0 -27	-50 -93	0 -43	-50 -160	0 -110
Св. 18 до 30	-7 -20	0 -13	+6.5 -6.5	+15 +2	+28 +15	+35 +22	+41 +28	+48 +35	Св. 18 до 30	-20 -41	0 -21	-40 -73	0 -33	-65 -117	0 -52	-65 -195	0 -130

Продолжение табл.П.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Св. 30 до 50	-9 -25	0 -16	+8 -8	+18 +2	+33 +17	+42 +26	+50 +34	+59 +43	Св. 30 до 50	-25 -50	0 -25	-50 -89	0 -39	-80 -142	0 -62	-80 -240	0 -160
Св. 50 до 65	-10	0	+9.5	+21	+39	+51	+60 +41	+72 +53	Св. 50 до 80	-30 -60	0 -30	-60 -106	0 -46	-100 -174	0 -74	-100 -290	0 -190
Св. 65 до 80	-29	-19	-9.5	+2	+20	+32	+62 +43	+78 +59	Св. 80 до 120	-36 -71	0 -35	-72 -126	0 -54	-120 207	0 -87	-120 -340	0 -220
Св. 80 до 100	-12	0	+11	+25	+45	+59	+73 +51	+93 +71	Св. 120 до 180	-43 -83	0 -40	-85 -148	0 -63	-145 -245	0 -100	-145 -395	0 -250
Св. 100 до 120	-34	-22	-11	+3	+23	+37	+76 +54	+101 +79	Св. 180 до 250	-50 -96	0 -46	-100 -172	0 -72	-170 -285	0 -115	-170 -460	0 -290
Св. 120 до 140	-14 -39	0 -25	+12.5 -12.5	+28 +3	+52 +27	+68 +43	+88 +63	+117 +92	Св. 250 до 315	-56 -108	0 -52	-110 -191	0 -81	-190 -320	0 -130	-190 -510	0 -320
Св. 140 до 160							+90 +65	+125 +100	Св. 315 до 400	-62 -119	0 -57	-125 -214	0 -89	-210 -350	0 -140	-210 -570	0 -360
Св. 160 до 180							+93 +68	+133 +108	Св. 400 до 500	-68 -131	0 -63	-135 -232	0 -97	-230 -385	0 -155	-230 -630	0 -400

Таблица П.6

**Неуказанные предельные отклонения размеров по 14-му качеству
и классу точности "средний"**

Линейные размеры, радиусы закруглений и фаски							Углы				
Интервал размеров, мм	Предельные отклонения, мкм						Интервал длин мень- шей стороны угла, мм	Предельные отклонения			
	линейных размеров					радиусов закруглений и фасок		угл.ед.	мкм на 100 мм длины		
	h14	H14	±t/2	-t	+t						
От 0,3 до 0,5	—	—	—	—	—	±0,1	До 10	+1°	±1800		
Св. 0,5 до 1			±100	-200	+200					±0,3	
Св. 1 до 3	0 -250	+250 0				±200					±0,3
Св. 3 до 6	0 -300	+300 0									
Св. 6 до 10	0 -360	+360 0	±200	-400	+400		±0,5				
Св. 10 до 18	0 -430	+430 0				±200		-400	+400	±0,5	
Св. 18 до 30	0 -520	+520 0									±300
Св. 30 до 50	0 -620	+620 0	±300	-600	+600		±1				
Св. 50 до 80	0 -740	+740 0				±500		-1000	+1000	±2	
Св. 80 до 120	0 -870	+870 0									±500
Св. 120 до 180	0 -1000	+1000 0	±500	-1000	+1000		±2				
Св. 180 до 250	0 -1150	+1150 0				±500		-1000	+1000	±2	
Св. 250 до 315	0 -1300	+1300 0									±500

Таблица П.7

Рекомендованные посадки в системе отверстия при номинальных размерах от 1 до 500 мм (ГОСТ 25347)

Основное отверстие	Основные отклонения валов																		
	Посадки																		
	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h</i>	<i>j_s</i>	<i>k</i>	<i>m</i>	<i>n</i>	<i>p</i>	<i>r</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>u</i>	<i>x</i>	<i>z</i>
H5							H5/g4	H5/h4	H5/j _s 4	H5/k4	H5/m4	H5/n4							
H6						H6/f6	H6/g5	H6/h5	H6/j _s 5	H6/k5	H6/m5	H6/n5	H6/p5	H6/r5	H6/s5				
H7			H7/c8	H7/d8	H7/e7	H7/f7	H7/g6	H7/h6	H7/j _s 6	H7/k6	H7/m6	H7/n6	H7/p6	H7/r6	H7/s6	H7/t6	H7/u7		
					H7/e8										H7/s7				
H8			H8/c8	H8/d8	H8/e8	H8/f7		H8/h7 H8/h8	H8/j _s 7	H8/k7	H8/m7	H8/n7			H8/s7		H8/u8	H8/x8	H8/z8
				H8/d9	H8/e9	H8/f9		H8/h9											
H9				H9/d9	H9/e8 H9/e9	H9/f8 H9/f9		H9/h8 H9/h9											
H10				H10/d10				H10/h9 H10/h10											
H11	H11/all	H11/b11	H11/c11	H11/d11				H11/h11											
H12		H12/b12						H12/h12											

Рекомендованные посадки в системе вала при номинальных размерах от 1 до 500 мм (ГОСТ 25347)

Основной вал	Основные отклонения валов																
	A	B	C	D	E	F	G	H	J _s	K	M	N	P	R	S	T	U
	Посадки																
h4							G5/h4	H5/h4	J _s 5/h4	K5/h4	M5/h4	N5/h4					
h5						F7/h5	G6/h5	H6/h5	J _s 6/h5	K6/h5	M6/h5	N6/h5	P6/h5				
h6				D6/h6	E8/h6	F7/h6	G7/h6	H7/h6	J _s 7/h6	K7/h6	M7/h6	N7/h6	P7/h6	R7/h6	S7/h6	T7/h6	
						F8/h6											
h7				D8/h7	E8/h7	F8/h7		H8/h7	J _s 8/h7	K8/h7	M8/h7	N8/h7					U8/h7
h8				D8/h9 D9/h8	E8/h8 E9/h8	F8/h8 F9/h8		H8/h8 H9/h8									
h9				D9/h9 D10/h9	E9/h9	F9/h9		H8/h9 H9/h9 H10/h9									
h10				D10/h10				H10/h10									
h11	All/h11	B11/h11	C11/h11	D11/h11				H11/h11									
h12		B12/h12						H12/h12									

Примечание. - предпочтительные посадки.

**Степень точности поверхностей деталей
различных изделий (по ГОСТ 24643)**

Поверхности	Степень точно- сти	Метод получения
<i>Для соосности и радиального биения</i>		
Опорные и посадочные шейки шпинделей станков высокой точности, зубоизмерительных приборов и оптических делительных головок; беговые дорожки и посадочные диаметры прецизионных подшипников качения	1-2	Доводка, тонкое шлифование, хонингование, алмазная обработка
Опорные и посадочные шейки шпинделей станков повышенной и нормальной точности; шейки валов, несущих зубчатые колеса высокой точности; беговые дорожки и посадочные диаметры подшипников качения высокой точности	3-4	Тонкое точение и шлифование, внутреннее шлифование с одного установа, хонингование
Опорные и посадочные шейки быстроходных (до 1000 мин ⁻¹) валов; коленчатого и распределительного валов автомобильных двигателей; валов, несущих зубчатые колеса повышенной точности; беговые дорожки и посадочные диаметры подшипников качения нормальной точности	5-6	Точение и шлифование повышенной точности, растачивание и внутреннее шлифование с одного установа
Коренные шейки коленчатых валов дизельных и газовых двигателей; шейки быстроходных валов нормальной точности; посадочные отверстия барабанов подъемно-транспортных машин	7-8	Точение и растачивание нормальной точности, грубое шлифование, протягивание, развертывание
Шейки валов и осей: с допусками по 11 и 12-му квалитетам точности	9-10	Точение, растачивание
низкой точности	11-16	Грубая механическая обработка
<i>Для перпендикулярности, параллельного и торцового биения</i>		
Базовые плоскости узлов и направляющие прецизионных станков; опорные и посадочные шейки шпинделей зубоизмерительных приборов и оптических делительных головок; беговые дорожки, посадочные диаметры и торцы прецизионных подшипников качения	1-2	Доводка, суперфиниширование, тонкое шлифование, алмазная обработка, шабрение повышенной точности
Базовые плоскости узлов и направляющие станков высокой и повышенной точности; особо точные направляющие приборов	3-4	Доводка, шлифование, тонкое точение, хонингование, шабрение повышенной точности
Базовые поверхности узлов и направляющие станков нормальной точности; установочные поверхности технологических приспособлений высокой точности; торцы подшипников качения высокой точности; отверстия корпусов зубчатых передач высокой точности; торцы шестерен	5-6	Фрезерование, строгание и растачивание повышенной точности, шлифование, хонингование, шабрение
Рабочие плоскости прессов и молотов; опорные торцы крышек и колец; заплечики валов и корпусов для подшипников качения нормальной точности; торцы ступиц и распорных втулок; отверстия корпусов зубчатых передач нормальной точности	7-8	Фрезерование, строгание, долбление, растачивание, протягивание, шлифование
Шатунные шейки коленчатых валов дизельных и газовых двигателей; торцы подшипников скольжения в ручных приводах; венцы колес с обработанными зубьями	9-10	Фрезерование, растачивание, сверление и развертывание по кондуктору
Плоскости разъема и опорные плоскости корпусов редукторов подъемно-транспортных машин	11-12	Черновое фрезерование, точение, строгание
Опорные плоскости корпусов низкой точности	13-16	Грубая механическая обработка

Таблица П.8.2

Допуски расположения поверхностей (ГОСТ 24643), мкм

Номинальные размер, мм	Допуск при степени точности															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Для параллельности, перпендикулярности, наклона, торцового и полного торцового биений*																
До 10	0,4	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400
Св. 10 до 16	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500
» 16 » 25	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600
» 25 » 40	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800
» 40 » 63	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000
» 63 » 100	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1200
» 100 » 160	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000	1600
» 160 » 250	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1200	2000
» 250 » 400	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000	1600	2500
» 400 » 630	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1200	2000	3000
» 630 » 1000	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000	1600	2500	4000
Для соосности и радиального биения**																
До 3	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800
Св. 3 до 10	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000
» 10 » 18	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1200
» 18 » 30	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000	1600
» 30 » 50	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1200	2000
» 50 » 120	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000	1600	2500
» 120 » 250	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1200	2000	3000
» 250 » 400	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000	1600	2500	4000
» 400 » 630	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1200	2000	3000	5000
» 630 » 1000	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000	1600	2500	4000	6000
Примечания:																
* При назначении допусков параллельности, перпендикулярности и наклона под номинальным размером понимают номинальную длину нормируемого участка или всей рассматриваемой поверхности (для допуска параллельности – номинальную длину большей стороны), если нормируемый участок не задан; при назначении допусков торцового и полного торцового биения – наибольший диаметр торцовой поверхности или диаметр, на котором задается допуск биения.																
** 1. Приведенные допуски распространяются также на концентричность, полное радиальное биение и биение в заданном направлении. 2. Допуски соосности приведены в диаметральном выражении. 3. При данной степени точности допуски выбираются по диаметру нормируемой поверхности. Если база не указывается, то допуск определяется по элементу с большим размером.																

Таблица П.8.3

**Неуказанные допуски прямолинейности и плоскостности для элементов с
неуказанными на чертеже предельными отклонениями размеров
(ГОСТ 30893.2), мкм**

Степень (класс) точности	Интервал номинальных длин, мм				
	до 10	св 10 до 30	св 30 до 100	св 100 до 300	св 300 до 1000
12 (Н)	20	50	100	200	300
13,14 (К)	50	100	200	400	600
15,16 (L)	100	200	400	800	1200
Примечание. Допуск прямолинейности выбирается из длины элемента, а плоскостности – по длине большей стороны поверхности или ее диаметру.					

Таблица П.8.4

Неуказанные допуски симметричности и пересечения осей (ГОСТ 30893.2), мкм

Степень (класс) точности	Интервал номинальных длин более короткой стороны угла, мм			
	до 100	св 100 до 300	св 300 до 1000	св 1000
12 (H)	500			
13,14 (K)	600		800	1000
15,16 (L)	600	1000	1500	2000

Примечание. Допуски симметричности и пересечения осей указаны в диаметральном выражении.

Таблица П.8.5

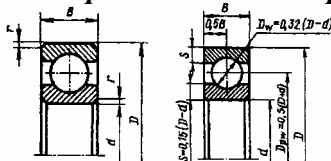
Неуказанные допуски расположения поверхностей (ГОСТ 25069), мкм

Номинальный размер, мм	Допуск при степени (классе) точности			
	12 (H)	13 и 14 (K)	15 и 16 (L)	17
Для перпендикулярности*				
До 10	60	100	160	250
Св. 10 до 16	80	120	200	300
» 16 » 25	100	160	250	400
» 25 » 40	120	200	300	500
» 40 » 63	160	250	400	600
» 63 » 100	200	300	500	800
» 100 » 160	250	400	600	1000
» 160 » 250	300	500	800	1200
» 250 » 400	400	600	1000	1600
» 400 » 630	500	800	1200	2000
» 630 » 1000	600	1000	1600	2500
Для соосности и радиального биения**				
До 3	80	120	200	300
Св. 3 до 10	100	160	250	400
» 10 » 18	120	200	300	500
» 18 » 30	160	250	400	600
» 30 » 50	200	300	500	800
» 50 » 120	250	400	600	1000
» 120 » 250	300	500	800	1200
» 250 » 400	400	600	1000	1600
» 400 » 630	500	800	1200	2000
» 630 » 1000	600	1000	1600	2500
Для торцового биения***				
До 10	25	40	100	160
Св. 10 до 16	30	50	120	200
» 16 » 25	40	60	160	250
» 25 » 40	50	80	200	300
» 40 » 63	60	100	250	400
» 63 » 100	80	120	300	500
» 100 » 160	100	160	400	600
» 160 » 250	120	200	500	800
» 250 » 400	160	250	600	1000
» 400 » 630	200	300	800	1200
» 630 » 1000	250	400	1000	1600

Примечания:
 * За базу принимается поверхность (или ось поверхности), образующая большую сторону прямого угла.
 ** Допуски соосности приведены в диаметральном выражении: под номинальным размером понимают больший из номинальных диаметров рассматриваемого или базового элемента; за базу принимается ось поверхности, имеющей большую длину, при одинаковых длинах – ось элемента, имеющего допуск размера по более точному качеству.
 *** Если с данным торцом связано несколько осевых размеров разной точности, то неуказанный допуск торцового биения выбирается по более точному качеству; за базу принимается ось поверхности, имеющая большую длину; при одинаковых длинах поверхностей – ось поверхности с допуском диаметра по более точному качеству.

Таблица П.9

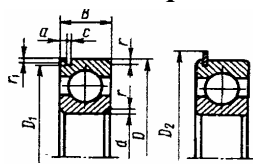
Подшипники шариковые радиальные однорядные (ГОСТ 8338)



Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН		P_v , кН	Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН		P_v , кН
	d	D	B	r	C_r	C_{0r}			d	D	B	r	C_r	C_{0r}	
Сверх легкая серия								Особо легкая серия							
1000904	20	37			6,55	3,04	0,16	104 105	20	42	12	1,0	9,36	4,5	0,21
1000905	25	42	9	0,5	7,32	3,68	0,18		25	47			11,2	5,6	0,27
1000906	30	47			7,59	4,0	0,21								
1000907	35	55	10		10,4	5,65	0,29	106	30	55	13	1,5	13,3	6,8	0,35
1000908	40	62	12	1,0	12,2	6,9	0,42	107	35	62	14		15,9	8,5	0,44
1000909	45	68	12		14,3	8,15	0,48	108	40	68	15		16,8	9,3	0,49
1000911	55	80	13		16,0	10,0	0,56	109	45	75	16	2,0	21,2	12,2	0,64
1000912	60	85	13		16,4	10,6	0,60	110	50	80	16		21,6	13,2	0,71
1000913	65	90	13	1,5	17,4	11,9	0,68	111	55	90	18		28,1	17,0	0,90
1000915	75	105	16		24,3	16,8	0,96	112	60	95	18	2,0	29,6	18,3	0,98
1000916	80	110	16		27,5	18,9	1,02	113	65	100	18		30,7	19,6	1,06
1000917	85	120	18	2,0	31,9	22,2	1,25	114 115	70 75	110 115	20 20		37,7 39,7	24,5 26,0	1,32 1,43
Легкая серия								Средняя серия							
204	20	47	14		12,7	6,2	0,28	304	20	52	15	2,0	15,9	7,8	0,34
205	25	52	15	1,5	14,0	6,95	0,33	305	25	62	17		22,5	11,4	0,49
206	30	62	16		19,5	10,0	0,47	306	30	72	19		28,1	14,6	0,67
207	35	72	17		25,5	13,7	0,65	307	35	80	21	2,5	33,2	18,0	0,81
208	40	80	18		32,0	17,8	0,80	308	40	90	23		41,0	22,4	1,02
209	45	85	19	2,0	36,4	18,6	0,91	309	45	100	25		52,7	30,0	1,34
210	50	90	20		35,1	19,8	0,98	310	50	110	27	3,0	61,8	36,0	1,60
211	55	100	21		43,6	25,0	1,25	311	55	120	29		71,5	41,5	1,90
212	60	110	22		52,0	31,0	1,40	312	60	130	31		3,5	81,9	48,0
213	65	120	23	2,5	56,0	34,0	1,73	313	65	140	33	92,3		56,0	2,50
214	70	125	24		61,8	37,5	1,90	314	70	150	35	104,0		63,0	2,75
215	75	130	25		66,3	41,0	2,04	315	75	160	37	112,0		72,5	3,00

Таблица П.10

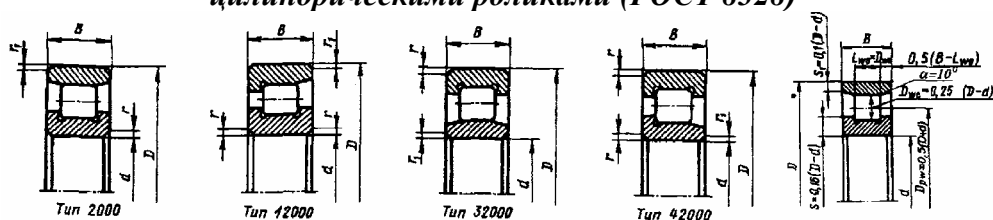
Подшипники шариковые радиальные однорядные со стопорной канавкой на наружном кольце (ГОСТ 2893)



Легкая серия						Средняя серия						
Обозначение	Размеры, мм					Обозначение	Размеры, мм					
	<i>d</i>	<i>D</i> ₁	<i>a</i>	<i>c</i>	<i>D</i> ₂		<i>d</i>	<i>D</i> ₁	<i>a</i>	<i>c</i>	<i>D</i> ₂	
50204	20	44,6	2,45	1,3	52,7	50304	20	49,7	2,45	1,3	57,9	
50205	25	49,7			57,9	50305	25	59,6	3,25	1,9	2,7	67,7
50206	30	59,6			67,7	50306	30	68,8				78,6
50207	35	68,8	3,25	1,9	78,6	50307	35	76,8				88,6
50208	40	76,8			86,6	50308	40	86,8	96,5			
50209	45	81,8		91,6	50309	45	96,8	3,1	4,05	106,5		
50210	50	86,8		96,5	50310	50	106,8			116,5		
50211	55	96,8	2,7	2,7	106,5	50311	55	115,2	4,05	3,1	129,7	
50212	60	106,8			116,5	50312	60	125,2			139,7	
50213	65	115,2	4,05	3,1	129,7	50313	65	135,2	4,90		149,7	
50214	70	125,2			139,7	50314	70	145,2			159,7	
50215	75	135,2			149,7	50315	75	155,2			169,7	

Примечания: Значения D , B , r , C_r и C_{0r} следует принимать по табл. П9 для соответствующего размера подшипника. Размер D_2 относится к упорному кольцу, смонтированному на подшипник. $r_{\text{наиб}}=0,8$ мм.

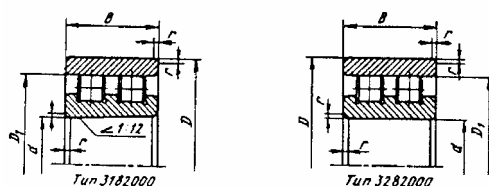
**Подшипники роликовые радиальные с короткими
цилиндрическими роликами (ГОСТ 8328)**



Обозначение				Размеры, мм					Грузоподъем- ность, кН		P _y , кН	P' _y , кН
Тип												
2000	12000	32000	42000	d	D	B	r	r ₁	C _r	C _{0r}		
Особолегкая серия												
2104	-	32104	-	20	42	12	1	0,8	8,8	4,7	-	-
2106	-	32106	-	30	55	13	1,5		17,9	7,85	1,86	0,9
2109	-	32109	-	40	75	16		1	31,4	17,6	-	-
2110	-	32110	-	50	80	16			30,8	17,6	4,0	2,0
2111	-	32111	-	55	90	18	2	1,5	34,7	23,6	4,9	2,5
2113	-	32113	-	65	100	18			38,0	26,5	5,5	3,0
2114	-	32114	-	70	110	20			56,0	36,0	8,0	4,0
2116	-	32116	-	80	125	22			66,0	44,0	10,4	6,0
2118	-	32118	-	90	140	24	2,5	2	80,9	56,0	12,7	7,0
2119	-	32119	-	95	145	24			84,2	58,5	13,2	7,5
Легкая серия												
2204	12204	32204	42204	20	47	14	1,5	1,0	14,7	7,35	2,75	1,6
2205	12205	32205	42205	25	52	15			16,8	8,8	3,35	2,0
2206	12206	32206	42206	30	62	16			22,4	12,0	4,55	2,7
2207	12207	32207	42207	35	72	17	2,0	2,0	31,9	17,6	6,10	4,0
2208	12208	32208	42208	40	80	18			41,8	24,0	6,70	5,2
2209	12209	32209	42209	45	85	19			44,0	25,5	8,15	5,9
2210	12210	32210	42210	50	90	20			45,7	27,5	8,80	6,2
2211	12211	32211	42211	55	100	21	2,5	2,5	56,1	34,0	12,20	8,1
2212	12212	32212	42212	60	110	22			64,4	43,0	13,4	9,2
2213	12213	32213	42213	65	120	23			76,5	51,0	15,6	11,3
2214	12214	32214		70	125	24			79,2	51,0	18,0	12,0
2215	12215	32215		42215	75	130			25	91,3	63,0	20,4
Средняя серия												
2305	12305	32305	42305	25	62	17	2,0	2,0	28,6	15,0	4,55	3,2
2306	12306	32306	42306	30	72	19			36,9	20,0	6,20	4,5
2307	12307	32307	42307	35	80	21	2,5	2,5	44,6	27,0	8,15	5,6
2308	12308	32308	42308	40	90	23			56,1	32,5	10,20	7,1
2309	12309	32309	42309	45	100	25			72,1	41,5	12,90	9,4
2310	12310	32310	42310	50	110	27	3,0	3,0	88,0	52,0	15,0	12,0
2311	12311	32311	42311	55	120	29			102,0	67,0	18,6	13,7
2312	12312	32312	42312	60	130	31	3,5	3,5	123,0	76,5	20,8	16,9
2313	12313	32313	42313	65	140	33			138,0	85,0	25,5	19,2
2314	12314	32314	42314	70	150	35			151,0	102,0	29,0	21,4
2315	12315	32315	42315	75	160	37			183,0	125,0	33,5	25,3

Таблица П.12

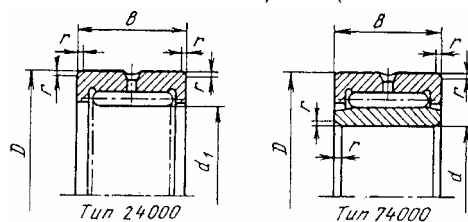
**Двухрядные радиальные роликоподшипники с короткими
цилиндрическими роликами (ГОСТ 7634)**



Обозначение подшипников типов		d	D	B	r	D_1	Грузоподъемность, кН		P_y , кН
3182100	3282100						C_r	C_{0r}	
Легкая серия									
3182105	3282105	25	47	16	1	41,4	26,3	13,2	-
3182106	3282106	30	55	19	1,5	49	31,5	20,5	-
3182107	3282107	35	62	20		55,12	40,0	23,0	-
3182108	3282108	40	68	21		61	44,0	29,0	-
3182109	3282109	45	75	23		67,5	53,0	34,5	-
3182110	3282110	50	80	23		72,5	54,0	37,0	-
3182111	3282111	55	90	26	2	81	70,5	49,0	-
3182112	3282112	60	95	26		86	74,5	54,0	-
3182113	3282113	65	100	26		91	78,5	56,0	-
3182114	3282114	70	110	30		100	99,5	74,0	-
3182115	3282115	75	115	30		105	99,5	75,0	-
3182116	3282116	80	125	34	2,5	ИЗ	122,0	91,0	-
3182117	3282117	85	130	34		118	128,0	94,0	-
3182118	3282118	90	140	37		127	146,0	116,0	-
3182119	3282119	95	145	37		132	153,0	121,0	-

Таблица П.13

Подшипники роликовые радиальные игольчатые бесепараторные с массивными кольцами (ГОСТ4657)

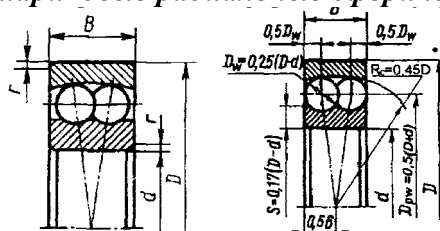


Обозначение		Размеры, мм					Грузоподъемность, кН		P_y , кН
Тип		d	D	B	r	d_1	C_r	C_{0r}	
74000	24000								
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Сверх легкая серия									
4074904	4024904	20	37	17	0,5	25	19,0	15,3	3,55
4074905	4024905	25	42	17	0,5	30	21,0	17,0	4,3
4074907	4024907	35	55	20	1,0	42	29,0	28,5	6,95
4074912	4024912	60	85	25	1,5	68	58,5	58,5	14,6
4074913	4024913	65	90	25	1,5	72	58,5	68,0	15,3
4074915	4024915	75	105	30	1,5	85	80,0	86,5	22,4
4074916	4024916	80	110	30	1,5	90	83,0	110,0	24,0
4074917	4024917	85	120	35	2,0	100	100,0	120,0	32,0
4074918	4024918	90	125	35	2,0	105	104,0	124,0	33,5
4074919	4024919	95	130	35	2,0	110	106,0	132,0	34,0
4074920	4024920	100	140	40	2,0	115	127,0	156,0	34,5
4074922	4024922	110	150	40	2,0	125	134,0	166,0	36,5
4074924	4024924	120	165	45	2,0	135	160,0	185,0	47,5
Особо легкая серия									
4074104	4024104	20	42	20	1,0	28	22,0	17,9	5,0
4074105	4024105	25	47	22	1,0	34	25,0	21,7	6,0
4074106	4024106	30	55	25	1,5	40	30,0	29,5	-
4074107	4024107	35	62	27	1,5	46	37,2	38,5	-
4074108	4024108	40	68	28	1,5	52	40,8	43,5	-
4074109	4024109	45	75	30	1,5	58	42,0	54,5	-

Продолжение табл.П.13

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
4074110	4024110	50	80	30	1,5	62	45,0	58,0	-
4074111	4024111	55	90	35	2,0	70	59,0	72,0	-
4074112	4024112	60	95	35	2,0	75	62,0	77,5	-
4074113	4024113	65	100	35	2,0	80	65,0	82,5	-
4074114	4024114	70	110	40	2,0	88	89,0	117,0	-
4074115	4024115	75	115	40	2,0	92	92,0	122,0	-
4074116	4024116	80	125	45	2,0	100	97,5	132,0	-
4074117	4024117	85	130	45	2,0	105	100,0	139,0	-

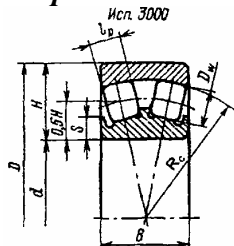
Таблица П.14

Подшипники шариковые радиальные сферические двухрядные (ГОСТ 28428)

Обозначение			Размеры, мм				Грузоподъемность, кН		Факторы нагрузки			P_y , кН
1000	111000	11000	d	D	B	r	C_r	C_{0r}	e	Y^*	Y_0	
Легкая серия												
1204	111204	-	20	47	14	1,5	9,95	3,18	0,27	2,31/3,57	2,42	0,18
1205	111205	11204	25	52	15	1,5	12,1	4,0	0,27	2,32/3,6	2,44	0,20
1206	111206	11205	30	62	16	1,5	15,6	5,8	0,24	2,58/3,99	2,7	0,24
1207	111207	11206	35	72	17	2,0	15,9	6,6	0,23	2,74/4,24	2,87	0,30
1208	111208	11207	40	80	18	2,0	19,0	8,55	0,22	2,87/4,44	3,01	0,35
1209	111209	11208	45	85	19	2,0	21,6	9,6	0,21	2,97/4,6	3,11	0,40
1210	111210	11209	50	90	20	2,0	22,9	10,8	0,21	3,13/4,85	3,28	0,47
1211	111211	11210	55	100	21	2,5	26,5	13,3	0,2	3,23/5,0	3,39	0,54
1212	111212	11211	60	110	22	2,5	30,2	15,5	0,19	3,41/5,27	3,57	0,62
1213	111213	11212	65	120	23	2,5	31,2	17,2	0,17	3,71/5,73	3,58	0,72
1214	111214	-	70	125	24	2,5	34,5	18,7	0,18	3,51/5,43	3,68	0,71
1215	111215	11213	75	130	25	2,5	39,0	21,5	0,18	3,60/5,57	3,77	0,80
Средняя серия												
1304	111304	-	20	52	15	2,0	12,5	3,66	0,29	2,17/3,35	2,27	0,20
1305	111305	11304	25	62	17	2,0	17,8	6,0	0,28	2,26/3,49	2,36	0,28
1306	111306	11305	30	72	19	2,0	21,2	7,7	0,26	2,46/3,8	2,58	0,35
1307	111307	11306	35	80	21	2,5	25,1	9,8	0,25	2,57/3,98	2,69	0,43
1308	111308	11307	40	90	23	2,5	29,6	12,2	0,24	2,61/4,05	2,74	0,57
1309	111309	11308	45	100	25	2,5	37,7	15,9	0,25	2,54/3,93	2,66	0,70
1310	111310	11309	50	110	27	3,0	43,6	17,5	0,24	2,69/4,14	2,8	0,72
1311	111311	11310	55	120	29	3,0	50,7	22,5	0,23	2,7/4,17	2,82	0,92
1312	111312	11311	60	130	31	3,5	57,2	26,5	0,23	2,8/4,33	2,93	1,12
1313	111313	11312	65	140	33	3,5	61,8	29,5	0,23	2,79/4,31	2,92	1,25
1314	111314	-	70	150	35	3,5	74,1	35,5	0,22	2,81/4,35	2,95	1,34
1315	111315	11313	75	160	37	3,5	79,3	38,5	0,22	2,84/4,39	2,97	1,43

* В числителе для $F_d/(V F_r) \leq e$, в знаменателе для $F_d/(V F_r) > e$. Для $F_d/(V F_r) \leq e X=1$, для $F_d/(V F_r) > e X=0,65$.

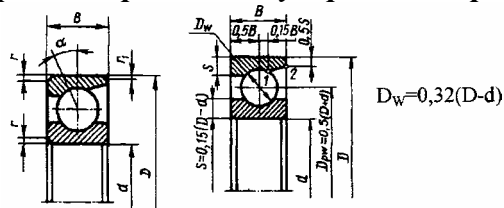
Таблица П.15

Роликоподшипники радиальные сферические двухрядные (ГОСТ 5721)

$$\begin{aligned}
 S &= 0,3H \\
 H &= 0,5(D-d) \\
 D_w &= 0,5H \\
 l_p &= 0,36B \\
 R_c &= 0,45D
 \end{aligned}$$

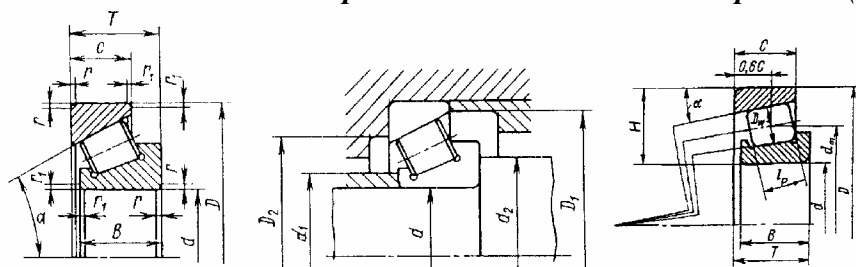
Обозначение			Размеры, мм					Грузоподъемность, кН		Факторы нагрузки				P_v , кН	P'_v , кН
										H		e	Y		
3000	113000	13000	d	D	B	r	α°	C_r	C_{0r}		$\leq e$		$> e$		
Легкая серия															
3508	113508	-	40	80	23	2,0	12	57,0	33,3	0,321	2,10	3,13	2,06	9,15	7,1
3509	113509	-	45	85	23	2,0	10	64,0	35,0	0,293	2,26	3,36	2,21	9,50	7,9
3514	113514	-	70	125	31	2,5	10	132,0	93,8	0,27	2,51	3,74	2,46	21,20	18,9
3516	113516	13514	80	140	33	3,0	10	160,0	118,0	0,25	2,68	4,00	2,63	26,0	23,6
3517	113517	-	85	150	36	3,0	10	183,0	130,0	0,26	2,65	3,94	2,59	31,0	27,0
Средняя серия															
3608	113608	-	40	90	33	2,5	16	95,0	64,9	0,42	1,61	2,40	1,58	15,3	12,6
3609	113609	-	45	100	36	2,5	15	114,0	74,8	0,41	1,67	2,5	1,62	17,0	14,0
3610	113610	-	50	110	40	3,0	15	150,0	101,0	0,42	1,62	2,42	1,59	21,6	18,4
3611	113611	-	55	120	43	3,0	15	170,0	118,0	0,41	1,66	2,47	1,62	25,0	21,4
3612	113612	13611	60	130	46	3,5	15	196,0	128,0	0,40	1,68	2,50	1,64	30,0	25,0
3613	113613	-	65	140	48	3,5	14	220,0	142,0	0,37	1,80	2,69	1,77	32,0	25,3
3614	113614	-	70	150	51	3,5	14	270,0	181,0	0,37	1,81	2,70	1,78	40,0	34,7
3615	113615	-	75	160	55	3,5	14	300,0	207,0	0,38	1,78	2,65	1,74	44,0	38,3
3616	113616	13614	80	170	58	3,5	14	325,0	227,0	0,36	1,88	2,81	1,84	46,5	40,4
3617	113617	-	85	180	60	4,0	14	365,0	270,0	0,37	1,84	2,74	1,80	52,0	45,2

Таблица П.16

Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные (ГОСТ 831)

Обозначение			Размеры, мм					Грузоподъемность, кН						P_v , кН
								$\alpha=12^\circ$		$\alpha=26^\circ$		$\alpha=36^\circ$		
$\alpha=12^\circ$	$\alpha=26^\circ$	$\alpha=36^\circ$	d	D	B	r	r_1	C_r	C_0	C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}	
Легкая серия														
36204	46204	—	20	47	14	1,5	0,5	15,7	8,31	14,8	7,64	—	—	0,35
36205	46205	—	25	52	15			16,7	9,1	15,7	8,34	—	—	0,43
36206	46206	—	30	62	16			22,0	12,0	21,9	12,0	—	—	0,65
36207	46207	—	35	72	17	2,0	1,0	30,8	17,8	29,0	16,4	—	—	0,88
36208	46208	—	40	80	18			38,9	23,2	36,8	21,3	—	—	1,10
36209	46209	—	45	85	19			41,2	25,1	38,7	23,1	—	—	1,20
36210	46210	—	50	90	20			43,2	27,0	40,6	24,9	—	—	1,30
36211	46211	—	55	100	21	2,5	1,2	58,4	34,2	50,3	31,5	—	—	1,65
36212	46212	—	60	110	22			61,5	39,3	60,8	38,8	—	—	1,95
—	46213	—	65	120	23			—	—	69,4	45,9	—	—	2,25
36214	—	—	70	125	24			80,2	54,8	—	—	—	—	2,50
—	46215	—	75	130	25			—	—	78,4	53,8	—	—	2,65
36216	46216	—	80	140	26	3,0	1,5	93,6	65,0	87,9	60,0	—	—	3,00
Средняя серия														
—	46304	—	20	52	15	2,0	1,0	—	—	17,8	9,0	—	—	0,44
—	46305	—	25	62	17			—	—	26,9	14,6	—	—	0,65
—	46306	—	30	72	19			—	—	32,6	18,3	—	—	0,90
36308	46307	—	35	80	21	2,5	1,2	—	—	42,6	24,7	—	—	1,05
	46308	—	40	90	23			53,9	32,8	50,8	30,1	—	—	1,40
	46309	66309	45	100	25			—	—	61,4	37,0	60,8	36,4	1,75
—	46310	—	50	110	27	3,0	1,5	—	—	71,8	44,0	—	—	2,20
—	46311	—	55	120	29			—	—	82,8	51,6	—	—	2,55
—	46312	66312	60	130	31	3,5	2,0	—	—	100,0	65,3	93,7	58,8	3,00
—	46313	—	65	140	33			—	—	113,0	75,0	—	—	3,35
—	46314	66314	70	150	35			—	—	127,0	85,3	119,0	76,8	3,65
—	46316	—	80	170	39			—	—	136,0	99,0	—	—	4,50

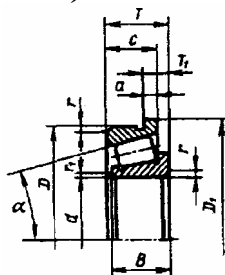
Таблица П.17

Подшипники роликовые конические однорядные (ГОСТ 27365)

$$\begin{aligned}
 H &= 0,5(D-d) \\
 D_W &= 0,5H \\
 l_p &= 0,8C \\
 d_m &= 0,5(D+d) \\
 D_{1min} &= 0,945D \\
 D_{2max} &= 0,915D \\
 d_{1min} &= 1,19d \\
 d_{2min} &= 1,225d
 \end{aligned}$$

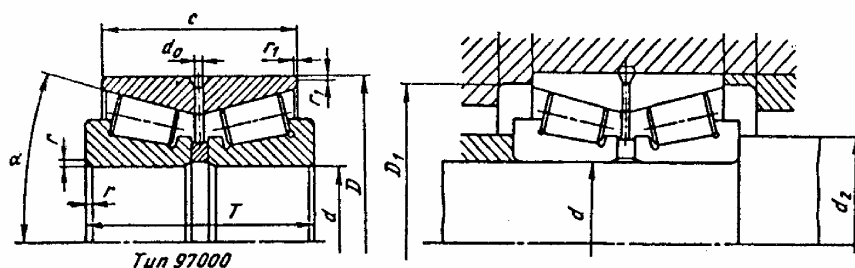
Обозначение	Размеры, мм							Грузоподъ- емность, кН		Факторы на- грузки			α°	P _y , кН	P' _y , кН
	d	D	T	B	C	r	r ₁	C _r	C _{0r}	e	Y	Y ₀			
Легкая серия															
7204	20	47	15,25	14	12	1,5	0,5	21,0	13,0	0,36	1,67	0,92	14	3,0	2,3
7205	25	52	16,25	15	13			24,0	17,5	0,36	1,67	0,92	14	3,5	2,7
7206	30	62	17,25	16	14			31,0	22,0	0,36	1,64	0,90	14	4,8	3,7
7207	35	72	18,25	17	15	2,0	0,8	38,5	26,0	0,37	1,62	0,89	14	6,2	4,7
7208	40	80	19,75	18	16			46,5	32,5	0,38	1,56	0,86	14	7,6	5,7
7209	45	85	20,75	19	16			50,0	33,0	0,41	1,45	0,80	15	8,6	6,5
7210	50	90	21,75	20	17			56,0	40,0	0,37	1,60	0,88	14	10,4	7,6
7211	55	100	22,75	21	18	2,5		65,0	46,0	0,41	1,46	0,80	15	12,2	8,8
7212	60	110	23,75	23	19			78,0	58,0	0,35	1,71	0,94	13	13,4	10,6
7214	70	125	26,25	26	21			96,0	82,0	0,37	1,62	0,89	14	18,3	14,0
7215	75	130	27,25	26	22			107,0	84,0	0,39	1,55	0,85	15	20,8	16,0
Средняя серия															
7304	20	52	16,25	16	13	2,0	0,8	26,0	17,0	0,30	2,03	1,11	11	3,6	2,7
7305	25	62	18,25	17	15			33,0	23,2	0,36	1,67	0,92	14	4,8	3,6
7306	30	72	20,75	19	17			43,0	29,5	0,34	1,78	0,98	14	6,4	4,9
7307	35	80	22,75	21	18	2,5		54,0	38,0	0,32	1,88	1,03	12	8,5	6,4
7308	40	90	25,25	23	20			66,0	47,5	0,28	2,16	1,18	11	11,0	8,5
7309	45	100	27,25	25	22			83,0	60,0	0,29	2,09	1,15	11	14,6	11,2
7310	50	110	29,25	27	23	3,0	1,0	100,0	75,5	0,31	1,94	1,06	12	17,0	13,6
7311	55	120	31,5	29	25			107,0	81,5	0,33	1,80	0,99	13	19,6	14,8
7312	60	130	33,5	31	27	3,5	1,2	128,0	96,5	0,30	1,97	1,08	12	23,6	18,0
7313	65	140	36,0	33	28			146,0	112,0	0,30	1,97	1,08	12	27,5	20,7
7314	70	150	38,0	35	30			170,0	137,0	0,31	1,94	1,06	12	31,0	24,0
7315	75	160	40,0	37	31			180,0	148,0	0,33	1,83	1,01	12	34,0	25,0
27306	30	72	20,75	19	14	2,0	0,8	35,0	20,6	0,72	0,83	0,46	26	5,8	4,3
27306	35	80	22,75	21	15	2,5		45,0	29,0	0,79	0,76	0,42	28	7,8	5,7
27308	40	90	25,25	23	17	2,5		56,0	37,0	0,79	0,76	0,42	28	9,6	7,3
27310	50	110	29,25	27	19	3,0	1,0	80,0	53,0	0,80	0,75	0,41	28	14,3	10,8
27311	55	120	31,5	29	21			92,0	58,0	0,81	0,74	0,50	29	17,0	13,0
27312	60	130	33,5	31	22	3,5	1,2	105,0	61,0	0,70	0,86	0,47	25	20,4	14,8
27313	65	140	36,0	33	23			120,0	70,0	0,75	0,80	0,44	27	23,6	17,2
27315	75	160	40,0	37	26			150,0	93,5	0,83	0,73	0,40	29	29,0	20,8

Таблица П.18

Подшипники роликовые конические однорядные с упорным буртом на наружном кольце (ГОСТ 27365). Основные размеры упорного бурта, мм

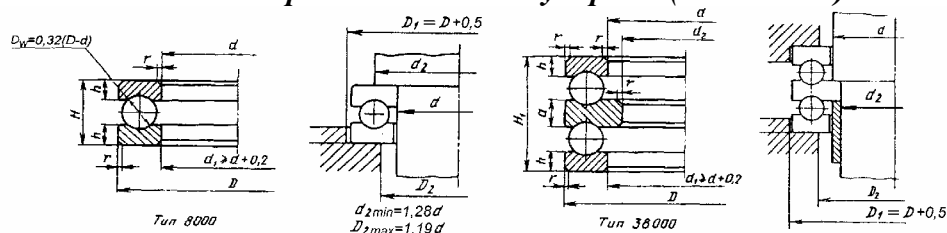
D	D_1	a для типов подшипников				T_1 для типов подшипников			
		67200	67300	67500	67600	67200	67300	67500	67600
47	51	3,0	-	-	-	6,25	-	-	-
52	57	3,5	3,5	-	4,5	6,75	6,75	-	8,25
62	67	3,5	4,0	4,0	5,0	6,75	7,25	8,25	9,25
72	77	4,0	4,0	4,5	6,0	7,25	7,75	8,75	11,75
80	85	4,0	4,5	4,5	6,0	7,75	9,25	10,25	11,75
85	90	4,0	-	4,5	-	8,75	-	10,25	-
90	95	4,0	4,5	5,0	6,0	8,75	9,75	9,75	12,75
100	106	4,5	5,0	5,0	7,0	9,25	10,25	10,75	14,25
110	116	4,5	5,0	5,0	8,0	9,25	11,25	10,75	16,25
120	127	-	5,5	6,0	8,0	-	12,0	11,75	17,0
125	132	5,0	-	6,0	-	10,25	-	12,25	-
130	137	5,0	5,5	6,0	8,0	10,25	12,0	12,25	17,5
140	147	5,0	6,0	6,0	8,0	11,25	14,0	13,25	18,0
150	158	5,0	7,0	7,0	10,0	11,25	15,0	15,5	21,0
160	168	6,0	7,0	8,0	10,0	12,50	16,0	16,5	21,5
170	179	6,5	-	8,0	11,0	14,0	-	16,5	23,5
180	190	7,0	8,0	8,0	-	15,0	17,5	18,0	-

Таблица П.19

Радиально-упорные конические двухрядные роликоподшипники по ГОСТ 6364

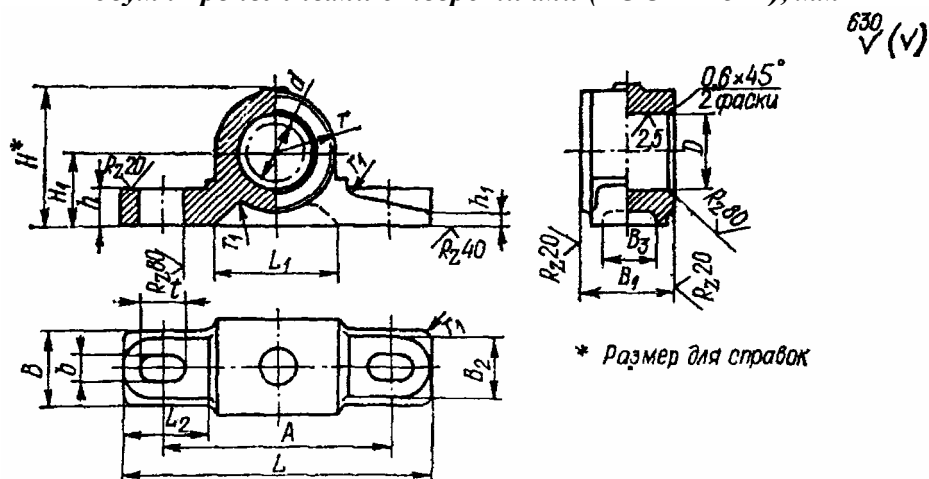
Обозначение подшипников	d	D	$T_{\max}$	c	r	r_1	Грузоподъемность, кН		e	Y		Y_0	α°	$d_{2\min}$	$D_{1\min}$	P_y , кН
							C_r	C_{0r}		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$	$\frac{F_a}{F_r} > e$					
Легкая серия																
97506	30	62	50	41	1,5	0,5	61	54	0,37	1,85	2,76	1,81	14	36	58,5	-
97507	35	72	55	45	2,0	0,8	86	80,6	0,35	1,95	2,9	1,91	13	42	68,5	-
97508	40	80	55	45	2,0	0,8	95	88	0,38	1,77	2,64	1,73	14	47	75,5	-
97509	45	85	55	45	2,0	0,8	100	83,5	0,42	1,62	2,42	1,59	16	52	81,5	-
97510	50	90	55	45	2,0	0,8	105	107	0,42	1,6	2,39	1,57	16	57	86,5	-
97511	55	100	60	48	2,5	0,8	136	120	0,36	1,87	2,79	1,83	13	64	95	-
97512	60	110	65	55	2,5	0,8	160	150	0,39	1,72	2,56	1,68	15	69	105	-
97514	70	125	75	62	2,5	0,8	210	200	0,39	1,74	2,59	1,7	15	79	120	-
97515	75	130	75	62	2,5	0,8	220	210	0,41	1,66	2,47	1,62	15	84	125	-
97516	80	140	80	65	3,0	1,0	240	245	0,4	1,68	2,5	1,64	15	90	134	-
97518	90	160	96	78	3,0	1,0	320	335	0,39	1,74	2,59	1,7	15	100	152	-
97519	95	170	108	90	3,5	1,2	390	440	0,38	1,76	2,62	1,72	15	107	163	-
97520	100	180	112	92	3,5	1,2	425	460	0,4	1,68	2,5	1,64	15	112	170	-

Шарикоподшипники упорные (ГОСТ 7872)



Обозначение		Размеры, мм								Грузоподъемность, кН			P _y , кН
Тип 8000	Тип 38000	d	d ₂	D	H	H ₁	a	r	h	C _a	C _{oa}		
											8000	38000	
Особолёгкая серия													
8104	—	20	—	35	10	—	—	0,5	—	12,7	21,2	—	0,85
8105	—	25	—	42	11	—	—	1,0	—	15,9	25,7	—	1,16
8106	—	30	—	47	11	—	—		—	16,8	29,0	—	1,34
8107	—	35	—	52	12	—	—		—	17,4	36,5	—	1,53
8108	—	40	—	60	13	—	—		—	23,4	50,0	—	2,04
8109	—	45	—	65	14	—	—		—	24,2	55,0	—	2,28
8110	—	50	—	70	14	—	—		—	25,5	60,0	—	2,55
8111	—	55	—	78	16	—	—		—	30,7	81,5	—	3,10
8112	—	60	—	85	17	—	—	1,5	—	35,8	90,0	—	3,60
8113	—	65	—	90	18	—	—		—	37,1	102,0	—	4,0
8114	—	70	—	95	18	—	—		—	38,0	111,0	—	4,15
8115	—	75	—	100	19	—	—		—	38,0	116,0	—	5,5
Лёгкая серия													
8204	38204	20	15	40	14	26	6	1,0	4,0	19,9	30,0	30,0	1,53
8205	38205	25	20	47	15	28	7		4,2	24,7	40,0	40,0	2,04
8206	38206	30	25	52	16	29	7		4,8	25,5	46,0	46,0	1,9
8207	38207	35	30	62	18	34	8	1,5	5,0	35,1	66,5	66,5	2,7
8208	38208	40	30	68	19	36	9		5,2	39,7	78,5	78,5	4,0
8209	38209	45	35	73	20	37	9		5,7	41,0	89,0	89,0	3,2
8210	38210	50	40	78	22	39	9		6,3	43,0	103,0	103,0	4,3
8211	38211	55	45	90	25	45	10		7,1	63,7	127,0	127,0	5,4
8212	38212	60	50	95	26	46	10		7,3	65,0	150,0	150,0	5,6
8213	38213	65	55	100	27	47	10		8,0	66,3	150,0	150,0	6,0
8214	38214	70	55	105	27	47	10		8,0	70,0	158,0	158,0	6,4
8215	38215	75	60	110	27	47	10		8,0	71,5	166,0	134,0	6,8
Средняя серия													
8305	38305	25	20	52	18	34	8	1,5	5,0	33,8	50,0	44,0	2,24
8306	38306	30	25	60	21	38	9		6,0	40,3	66,5	57,0	2,65
8307	38307	35	30	68	24	44	10		7,0	49,4	83,5	69,5	3,55
8308	38308	40	30	78	26	49	12		7,6	65,0	107,0	98,0	4,5
8309	38309	45	35	85	28	52	12		8.2	71,5	130,0	110,0	5,6
8310	38310	50	40	95	31	58	14	2,0	9,1	87,1	161,0	137,0	6,95
8311	38311	55	45	105	35	64	15		10,1	112,0	213,0	180,0	8,3
8312	38312	60	50	110	35	64	15		10,1	112,0	213,0	196,0	8,3
8313	38313	65	55	115	36	65	15		10,5	114,0	249,0	196,0	8,8
8314	38314	70	55	125	40	72	16		12,0	133,0	290,0	232,0	11,8
8315	38315	75	60	135	44	79	18	2,5	13.0	153.0	340.0	270.0	14.0

Конструкция и размеры неразъёмных корпусов подшипников скольжения на лапках с двумя крепёжными отверстиями (ГОСТ 11521), мм



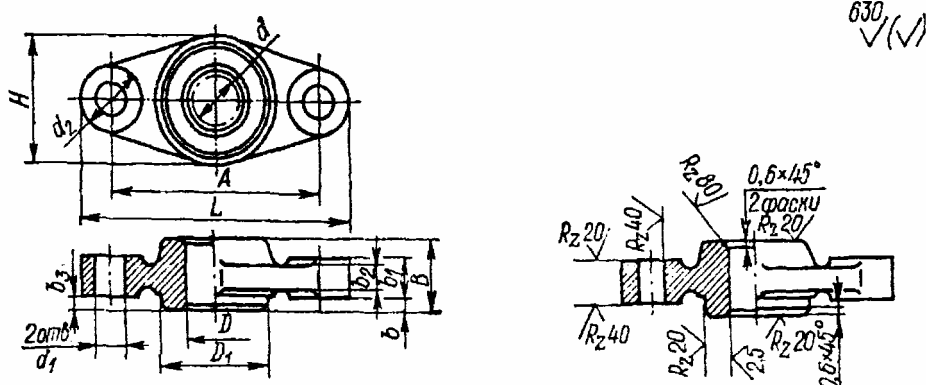
Обозначение корпуса	Диаметр вала d	D	A	L	H	H_1	h	B	B_1	b	l	r
25x32 25x40	25	32	100	140	68	34	16	25 32	32 40	13	20	30
28x32 28x40	28	36						25 32	32 40			
32x40 32x50	32	40	120	165	80	42	20	32 40	40 50	17	24	35
35x40 35x50	35	45						32 40	40 50			
40x50 40x63	40	50	145	200	95	48	25	40 50	50 63	22	32	41
45x50 45x63	45	55						40 50	50 63			
50x63 50x80	50	60	165	220	112	56		50 63	63 80			52
55x63 55x80	55	65						50 63	63 80			
63x80 63x100	63	73	200	270	140	71	32	63 80	80 100	26	39	63
70x80 70x100	70	85						63 80	80 100			
80x100 80x125	80	95	235	315	165	85	36	80 100	100 125	33	48	75
90x100 90x125	90	105						80 100	100 125			

Примечания: 1. Предельные отклонения диаметра D по $H8$.

2. Размеры h_1 , L_1 , S_1 , r_1 , L_2 определяют по формулам (меньшие значения коэффициентов применяют для корпусов меньших размеров):

$h_1 \geq 0,5h$; $L_1 = 2r$; $B_2 \leq 1,8b$; $B_3 = (0,55 \div 0,85)B$; $r_1 \leq 0,3h$; $L_2 = L/2 - r - (1 \div 2)$.

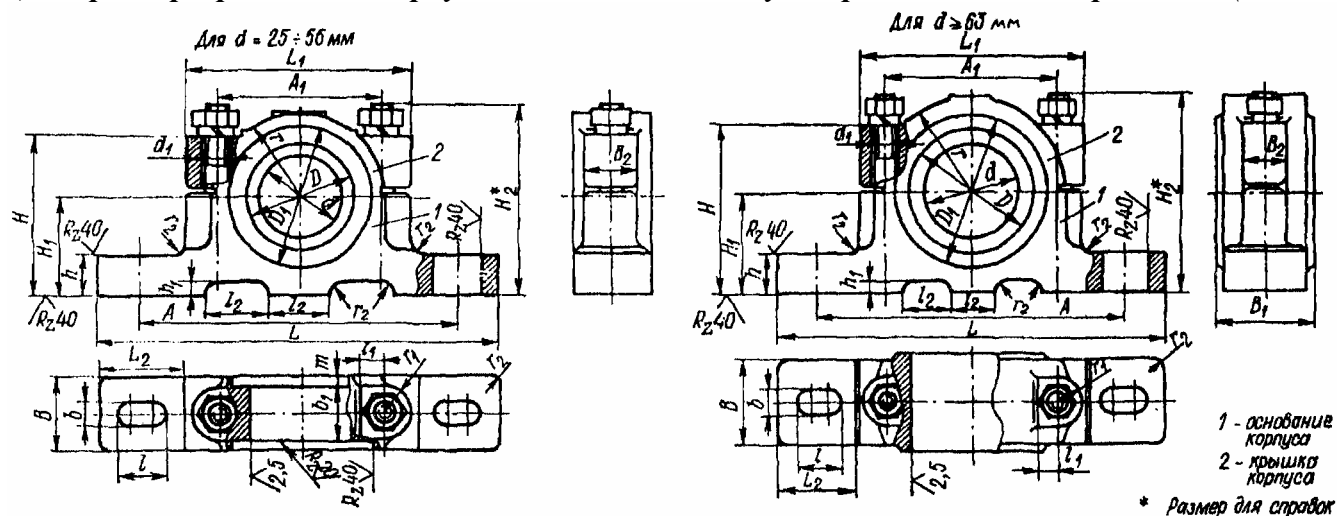
**Конструкция и размеры неразъёмных фланцевых корпусов с двумя
креплёжными отверстиями (ГОСТ 11522), мм**



Обозначение корпуса	Диаметр вала d	D	D_1	A	L	H	B	b	b_1	b_2	b_3	d_1	d_2	
20	20	26	53	85	110	58	32	I	18	14	8	11	25	
22	22	28												
25	25	32	67	105	130	71	40	10	20			11		13
28	28	36								18		13	35	
32	32	40	75	130	165	80	50	14	23					
35	35	45												
40	40	50	85	140	180	95	63	22-	25	23	23	22	40	
45	45	55												
50	50	60	90	150	190	100	80	25	25		18			26
55	55	65	100	160	200	110			30	22		31	26	45
63	63	73	110	180	225	120	100	30	30	22	31			
70	70	85	130	200	245	140		34	32	24	35			
80	80	95	140	210	255	150	125	34	32	24	35			

Примечание. Предельные отклонения D - по H8, D_1 - по h9.

Конструкция и размеры разъёмных корпусов подшипников с двумя крепёжными отверстиями (ГОСТ11607), мм

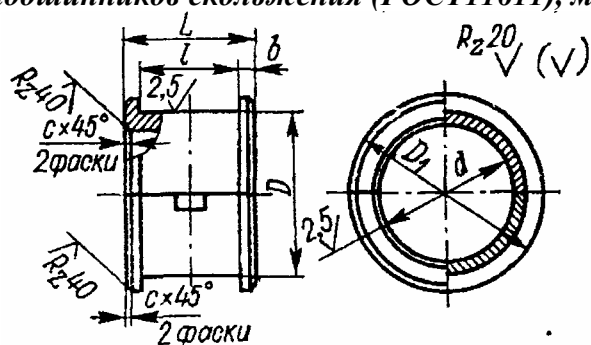


Обозначение корпуса	Диаметр вала d	D	D_1	A	A_1	L	L_1	H	H_1	H_2	h	B	B_1	b	b_1	l	l_1	r , не менее	d_1	m
25x25	25	32	43	120	60	155	80	50	32	60	15	25		11	18	17	8	28	M8	3.5
28x25	28	36	48																	
25x32	25	32	43																	
28x32	28	36	48	135	70	170	95	70	42	80	18	32	—		24			35	M10	4.0
32x32	32	40	52										—	13		20				
35x32	35	45	55										—		30		12	43		5.0
40x40	40	50	63	150	80	185	105	80	45	90	20	40	—							
45x40	45	55	68																	
50x48	50	60	73	170	95	215	125	90	53	102	25	48	—	17	40	23		52	M12	4.0
55x48	55	65	80																	
63x60	63	78	92	220	125	280	160	120	70	140	30	60	70	22	—	30	16	69	M16	—
70x60	70	85	105																	
80x75	80	95	115	260	150	320	195	150	85	170	35	75	85	26	—	34	20	85	M20	—
90x75	90	110	125																	

Примечания: 1. Предельные отклонения D - по Н8, B_1 - по Н9, b_1 - по h9. 2. Размеры B_2 , L_2 , h_1 , l_2 , r_1 , определяют по формулам: $B_2=(2\div 2,5) d_1$; $L_2=(L-L_1)/2-(2\div 4)$; $h_1=(0,2\div 0,25)h$; $l_2=0,25L_1$; $r_1=0,5B_2$. 3. Параметр шероховатости поверхностей, не подвергаемых механической обработке, $R_z \leq 630$ мкм (ГОСТ 2789)

Таблица П.24

Конструкция и размеры металлических вкладышей для разъёмных корпусов подшипников скольжения (ГОСТ11611), мм

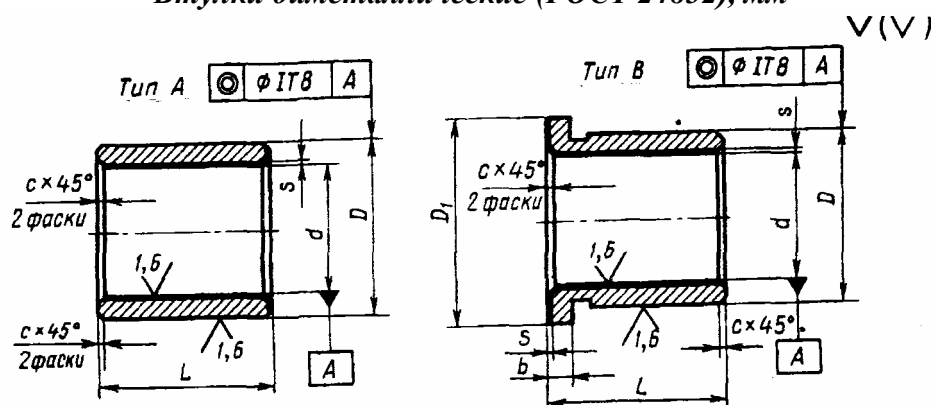


Обозначение вкладыша	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>D</i> ₁	<i>L</i>	<i>l</i>	<i>b</i>	<i>c</i>
25x25	25	32	38	25	18	3,5	0,5
28x25	28	36	42				
25x32	25	32	38	32	24	4,0	0,8
28x32	28	36	42				
32x32	32	40	46	40	30	5,0	
35x32	35	45	50				
32x40	32	40	46				
35x40	35	45	50				
40x40	40	50	58	50	40	10,0	
45x40	45	55	63				
40x50	40	50	58	63	70	5,0	1,0
45x50	45	55	63				
50x50	50	60	68	80	90	7,5	
55x50	55	65	73				
50x63	50	60	68	100	85	7,5	
55x63	55	65	73				
50x80	50	60	68	100	90	7,5	
55x80	55	65	73				
63x80	63	78	86	100	90	7,5	
63x100	63	78	86				
70x100	70	85	95				
80x100	80	95	105				
90x100	90	110	120				

Примечание. Предельные отклонения d - по H8, D - по s7, l - по H8

Таблица П.25

Втулки биметаллические (ГОСТ 24832), мм



Продолжение табл. П.25

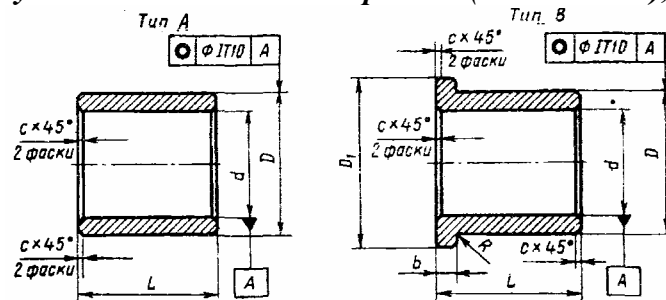
d	D	D_1	L			b	c	s	d	D	D_1	L			b	c	s			
			ряд1	ряд2	ряд3							ряд1	ряд2	ряд3						
20 22	26 28	32 34	15	20	30	3	0,5	0,4...0,8	48 50	58 60	66 68	40	50	60	5	0,8	0,5...1,0			
25 28	32 36	38 42	20	30	40	4	0,5	0,4...0,8	(53)	63	71	40	50	70				7,5	0,8	0,9... 1,5
30	38	44				4	0,8		0,4...0,8	60	75	83	40	60						
32	40	46								60	78	86	40	60	80	7,5	1,0			
(34)	42	48				30	40		50	5	0,8	0,5...1,0	65	80	88					
35 38	45 48	50 54	70 75	85 90	95 100			50					70	90	7,5	1,0				
40 42 45	50 52 55	58 60 63	80	95	105			60					80	100			7,5	1,0		

Пример условного обозначения биметаллической втулки типа В, с диаметром отверстия $d=20$ мм, наружным диаметром $D=26$ мм, диаметром буртика $D_1=32$ мм и длиной $L=15$ мм: "Втулка В 20/26X15 ГОСТ 24832".

Предельные отклонения диаметра отверстия в корпусе - по Н7, внутреннего диаметра d - по F7; наружного диаметра D - по r6.

Таблица П.26

Втулки из спечаемых материалов (ГОСТ 24833), мм



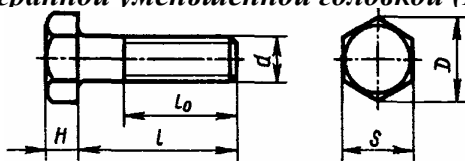
d	D	D_1	L			b	c	d	D	D_1	L			b	c
			ряд1	ряд2	ряд3						ряд1	ряд2	ряд3		
20 22	25; 26 27; 28	32 34	15	20	25	3	0,4	40 42	46; 50 48; 52	60 62	30	40	50	5	0,7
25	30; 32	39	20	25	30	3,5	0,6	45	51; 55	65	35	45	(55)		
28 30 32	33; 36 35; 38 38; 40	44 46 48				4		48 50 (53)	55; 58 58; 60 60; 63	68 70 71	35	50	(70) (70)		
(34) 35	40; 42 41; 45	52 55						55	63; 65	75	40	(55)	(70)		
38	44; 48	58	25	35	45			60	68; 72	84	50	(60)	(70)	6	

Пример условного обозначения втулки из спечаемых материалов типа В с внутренним диаметром $d=25$ мм, наружным диаметром $D=32$ мм, диаметром буртика $D_1=39$ мм и длиной $L=20$ мм: "Втулка В 25/32X20 ГОСТ 24833".

Предельные отклонения: диаметра отверстия в корпусе - по Н7; наружного диаметра втулки - по r7; внутреннего диаметра втулки d после запрессовки - по Н7.

Таблица П.27

**Болты с шестигранной головкой класса точности В (ГОСТ 7798), мм/
болты с шестигранной уменьшенной головкой (ГОСТ 7796), мм**

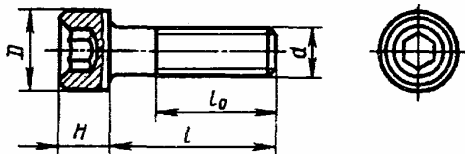


d	S	H	D	l	l_0	d	S	H	D	l	l_0
8	$\frac{13}{12}$	$\frac{5,5}{5}$	$\frac{14,5}{13,2}$	8...60	$l_0 = l$ при $l \leq 25$ $l_0 = 22 \gg l \geq 30$	16	$\frac{24}{22}$	$\frac{10}{9}$	$\frac{27}{24,5}$	20...120	$l_0 = l \gg l \leq 40$ $l_0 = 38 \gg l \geq 45$
10	$\frac{17}{14}$	$\frac{7}{6}$	$\frac{19}{15,5}$	10...80	$l_0 = l \gg l \leq 30$ $l_0 = 26 \gg l \geq 35$	20	$\frac{30}{27}$	$\frac{13}{11}$	$\frac{33,5}{30,2}$	25...50	$l_0 = l \gg l \leq 50$ $l_0 = 46 \gg l \geq 55$
12	$\frac{19}{17}$	$\frac{8}{7}$	$\frac{21}{18,9}$	14...100	$l_0 = l \gg l \leq 30$ $l_0 = 30 \gg l \geq 35$	24	$\frac{36}{32}$	$\frac{15}{13}$	$\frac{40,5}{35,8}$	35...150	$l_0 = l \gg l \leq 60$ $l_0 = 54 \gg l \geq 65$

Примечания: Размер l в указанных пределах брать из следующего ряда чисел: 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 90, 110, 120, 130, 140, 150 мм. Пример условного обозначения болта диаметром резьбы $d=12$ мм, с полем допуска 6g, длиной $l=60$ мм, класса прочности 5.8: Болт М12-6g×60.5.8 ГОСТ 7798.

Таблица П.28

Винты с цилиндрической головкой и шестигранным углублением "под ключ" класса точности А (ГОСТ 11738), мм

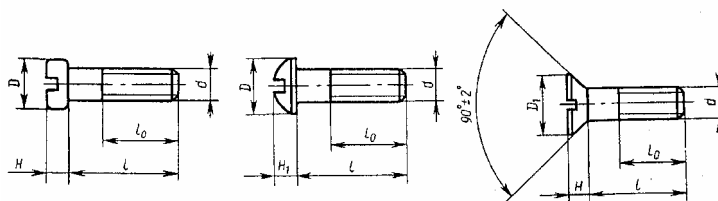


d	D	H	l	l_0	d	D	H	l	l_0
6	10	6	10...50	$l_0 = l$ при $l \leq 20$ $l_0 = 18 \gg l \geq 25$	16	24	16	25...100	$l_0 = l \gg l \leq 40$ $l_0 = 38 \gg l \geq 45$
8	13	8	12...60	$l_0 = l \gg l \leq 25$ $l_0 = 22 \gg l \geq 30$	20	30	20	30...120	$l_0 = l \gg l \leq 50$ $l_0 = 46 \gg l \geq 55$
10	16	10	16...70	$l_0 = l \gg l \leq 30$ $l_0 = 26 \gg l \geq 35$	24	36	24	35...120	$l_0 = l \gg l \leq 60$ $l_0 = 54 \gg l \geq 65$
12	18	12	20...80	$l_0 = l \gg l \leq 30$ $l_0 = 30 \gg l \geq 35$					

Примечания: Размер l в указанных пределах брать из ряда чисел, приведенных в табл. П.27. Пример условного обозначения винта диаметром резьбы $d=12$ мм, с полем допуска 6g, длиной $l=40$ мм, класса прочности 6.8: Винт М12-6g×40.6.8 ГОСТ 11738.

Таблица П.29

Винты с цилиндрической головкой (ГОСТ 1491), с полукруглой головкой (ГОСТ 17473), с потайной головкой (ГОСТ 17475) классов точности А и В, мм

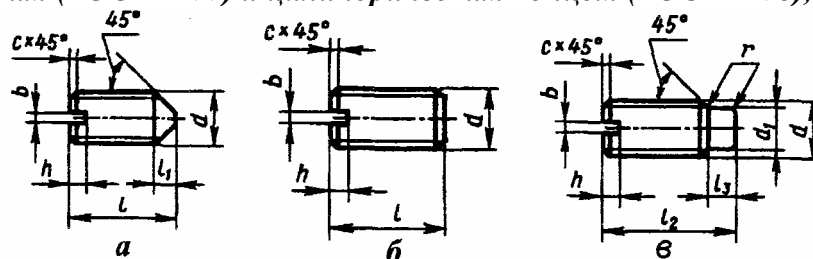


d	D/D_1	H/H_1	l	l_0	d	D	H	l	l_0
6	$\frac{10,0}{11,0}$	$\frac{4,0}{4,2}$	8...50	$l_0 = l$ при $l \leq 20$ $l_0 = 18 \gg l \geq 25$	12	18	7	25...80	$l_0 = l \gg l \leq 30$ $l_0 = 30 \gg l \geq 35$
8	$\frac{13,0}{14,5}$	$\frac{5,0}{5,6}$	12...60	$l_0 = l \gg l \leq 25$ $l_0 = 22 \gg l \geq 30$	16	24	9	30...90	$l_0 = l \gg l \leq 40$ $l_0 = 38 \gg l \geq 45$
10	$\frac{16,0}{17,5}$	$\frac{6,0}{6,6}$	20...70	$l_0 = l \gg l \leq 30$ $l_0 = 26 \gg l \geq 35$	20	30	11	40...120	$l_0 = l \gg l \leq 50$ $l_0 = 46 \gg l \geq 55$

Примечания: Размер l в указанных пределах брать из ряда чисел, приведенных в табл. П.27. Пример условного обозначения винта диаметром резьбы $d=12$ мм, с полем допуска 6g, длиной $l=50$ мм, класса прочности 5.6: Винт М12-6g×50.5.6 ГОСТ 1491.

Таблица П.30

Винты установочные со шлицем класса точности А и В: с коническим (ГОСТ 1476), с плоским (ГОСТ 1477) и цилиндрическим концом (ГОСТ 1478), мм

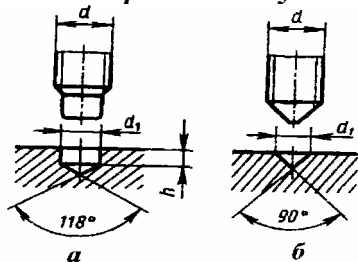


Общие размеры				По ГОСТ 1476, 1477 (рис. а,б)		По ГОСТ 1478 (рис. в)			
d	b	h	c	l_1	l от...до	d_1	r не более	l_3	l_2 от...до
5	0,8	1,8	1,0	—	6—25	3,5	0,3	2,5	8—25
6	1,0	2,0	1,0	2,5	8—30	4,5	0,4	3,0	10—30
8	1,2	2,5	1,6	3,0	10—40	6,0	0,4	4,0	12—40
10	1,6	3,0	1,6	4,0	12—50	7,5	0,5	4,5	12—50
12	2,0	3,5	1,6	5,0	12—50	9,0	0,6	6,0	16—50

Примечания: Ряд длин l и l_2 : 6, 8, 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50. Пример условного обозначения винта с цилиндрическим концом диаметром резьбы $d=10$ мм, с полем допуска 6g, длиной $l=25$ мм, класса прочности 5.6: Винт М10-6g×25.5.6 ГОСТ 1478.

Таблица П.31

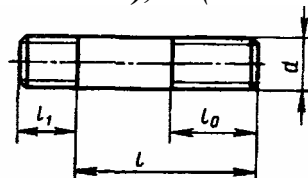
Отверстия под установочные винты (ГОСТ 12415), мм



d	5	6	8	10	12
d_1	3,5	4,5	6,0	7,5	9,0
h	1,6	2,0	2,5	3,5	4,0

Таблица П.32

Шпильки с ввинчиваемым концом длиной $1d$ (ГОСТ 22032), $1,25d$ (ГОСТ 22034), $2d$ (ГОСТ 22038), мм



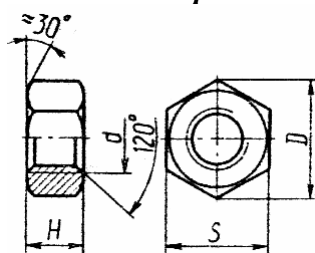
d	8	10	12	16	20
l_1	8; 10; 16	10; 12; 20	12; 15; 24	16; 20; 32	20; 25; 40
l	l_0				
16	12	12	—	—	—
20	16	16	—	—	—
25	18	18	18	—	—
30	22	22	22	—	—
35	22	26	26	26	—
40	22	26	30	30	30
45	22	26	30	34	34
50	22	26	30	38	38
55	22	26	30	38	42
60 до 150	22	26	30	38	46

Примечания: Размер l от 60 до 150 брать из ряда чисел: 60, 65, 70, 75, 80, 90, 110, 120, 130, 140, 150 мм. Пример условного обозначения шпильки диаметром резьбы $d=16$ мм, с полем допуска 6g, длиной шпильки $l=120$ мм, длиной резьбовых концов $l_0=38$ мм и $l_1=20$ мм, класса прочности 5.8:

Шпилька М16-6g 120 $\frac{20}{38}$ 5.8 ГОСТ 22034.

Таблица П.33

**Гайки шестигранные класса точности В (ГОСТ 5915), мм/
гайки шестигранные с уменьшенным размером "под ключ" (ГОСТ 15521), мм**

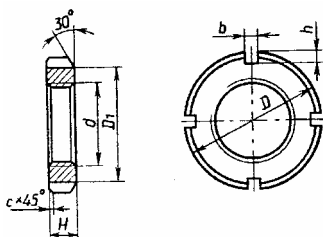


d	8	10	12	16	20	24
S	13	17	19	24	30	36
D	14,5	19	21	27	33,5	40,5
H	6,5	8	10	13	16	19

Пример условного обозначения гайки диаметром резьбы $d=10$ мм, с полем допуска 6Н, класса прочности 5: Гайка М12-6Н.5 ГОСТ 5915.

Таблица П.34

Гайки круглые шлицевые класса точности А (ГОСТ 11871), мм

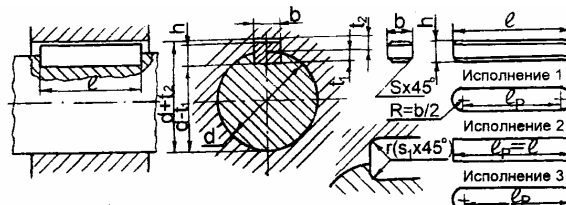


Резьба d	D	D_1	H	b	h	$C \leq$	Резьба d	D	D_1	H	b	h	$C \leq$
M20×1,5*	34	27	8	5	2,5	1,0	M48×1,5	75	60	12	8	4,0	1,0
M22×1,5	38	30	10	5	2,5	1,0	M52×1,5	80	65	12	8	4,0	1,0
M24×1,5*	42	33	10	5	2,5	1,0	M56×2,0*	85	70	12	8	4,0	1,6
M27×1,5	45	36	10	5	2,5	1,0	M60×2,0	90	75	12	8	4,0	1,6
M30×1,5	48	39	10	5	2,5	1,0	M64×2,0*	95	80	12	8	4,0	1,6
M33×1,5	50	42	10	6	3,0	1,0	M68×2,0	100	85	15	10	5,0	1,6
M36×1,5*	55	45	10	6	3,0	1,0	M72×2,0*	105	90	15	10	5,0	1,6
M39×1,5	60	48	10	6	3,0	1,0	M76×2,0	110	95	15	10	5,0	1,6
M42×1,5*	65	52	10	6	3,0	1,0	M80×2,0*	115	100	15	10	5,0	1,6
M45×1,5	70	56	10	6	3,0	1,0	M85×2,0	120	105	15	10	5,0	1,6

Примечания: Предпочтительные размеры отмечены «*». Пример условного обозначения гайки диаметром резьбы $d=64$ мм, с мелким шагом резьбы 2,0 мм, с полем допуска 6Н: Гайка М64×2-6Н ГОСТ 11871

Таблица П.35

Соединения с призматическими обыкновенными шпонками (ГОСТ 23360), мм

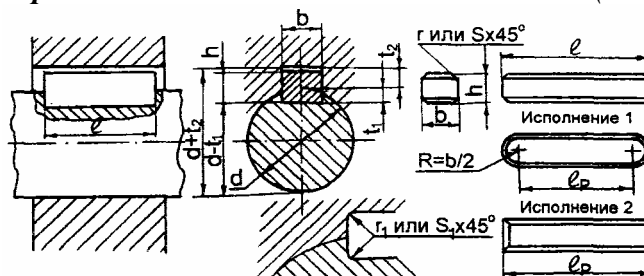


d		b	h	t_1	t_2	l		r или s_1		s	
св.	до					от	до	от	до	от	до
12	17	5	5	3,0	2,3	10	56	0,16	0,25	0,25	0,4
17	22	6	6	3,5	2,8	14	70				
22	30	8	7	4,0	3,3	18	90				
30	38	10	8	5,0	3,3	22	110	0,25	0,4	0,4	0,6
38	44	12	8	5,0	3,3	28	140				
44	50	14	9	5,5	3,8	36	160				
50	58	16	10	6,0	4,3	45	180				
58	65	18	11	7,0	4,4	50	200	0,4	0,6	0,6	0,8
65	75	20	12	7,5	4,9	56	220				
75	85	22	14	9,0	5,4	63	250				
85	95	25	14	9,0	5,4	70	280				

Примечания: Размер l в указанных пределах брать из следующего ряда чисел: 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 90, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360 мм. Пример условного обозначения шпонки исполнения 1, размерами $b=10$ мм, $h=8$ мм, $l=40$ мм: шпонка 10×8×40 ГОСТ 23360. То же, исполнения 2: шпонка 2-10×8×40 ГОСТ 23360.

Таблица П.36

Соединения с призматическими высокими шпонками (ГОСТ 10748), мм

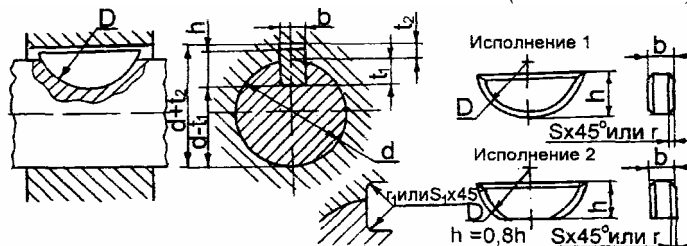


d		b	h	t_1	t_2	l		r_1 или s_1		s или r	
св.	до					от	до	от	до	от	до
30	38	10	9	5,5	3,8	22	110	0,25	0,4	0,4	0,6
38	44	12	11	1	4,4	28	140				
44	50	14	12	7,5	4,9	38	160				
50	58	16	14	9	5,4	45	180				
58	65	18	16	10	6,5	50	200				
65	75	20	18	11	7,4	56	220	0,4	0,6	0,6	0,8
75	85	22	20	12	8,4	63	250				
85	95	25	22	13	9,4	70	280				

Примечания: Размер l в указанных пределах брать из ряда чисел, приведенных в табл. П35. Пример условного обозначения шпонки исполнения 1, размерами $b=14$ мм, $h=12$ мм, $l=45$ мм: шпонка 14×12×45 ГОСТ 10748. То же, исполнения 2: шпонка 2-14×12×45 ГОСТ 10748.

Таблица П.37

Соединения с сегментными шпонками (ГОСТ 24071), мм

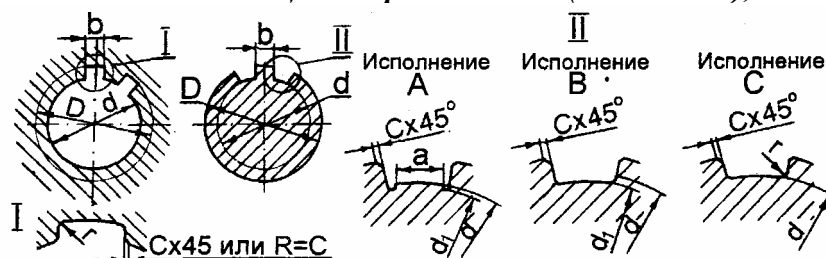


d				Размеры шпонки $b \times h \times D$	t_1	t_2	r_1 или s_1		s или r	
Передача вра- щающего момента		Фиксация детали					от	до	от	до
св.	до	св.	до							
12	14	18	20	4×6,5×16	5,0	1,8	0,16	0,25	0,25	0,4
14	16	20	22	4×7,5×19	6,0	1,8				
16	18	22	25	5×6,5×16	4,5	2,3				
18	20	25	28	5×7,5×19	5,5	2,3				
20	22	28	32	5×9×22	7,0	2,3				
22	25	32	36	6×9×22	6,5	2,8				
25	28	36	40	6×10×25	7,5	2,8				
28	32	св.40		8×11×28	8,0	3,3	0,25	0,4	0,4	0,6
32	38			10×13×32	10,0	3,3				

Пример условного обозначения шпонки исполнения 1 сечением $b \times h = 6 \times 10$ мм: шпонка 6×10 ГОСТ 24071. То же, исполнения 2 сечением $b \times h_1 = 6 \times 8$ мм: шпонка 2-6×8 ГОСТ 24071.

Таблица П.38

Соединения шлицевые прямобоочные (ГОСТ 1139), мм



Продолжение табл. П4.3

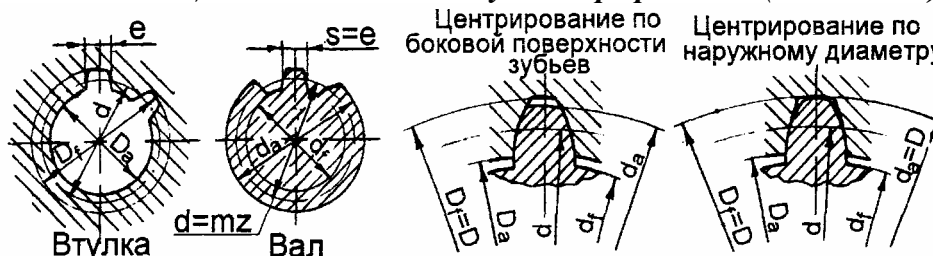
Размеры легкой серии, мм						Размеры средней серии, мм					
$z \times d \times D$	b	d_1	a	c	r не более	$z \times d \times D$	b	d_1	a	c	r не более
		не менее						не менее			
6×23×26	6	22,1	3,54	0,3 ^{+0,2}	0,2	6×16×20	4	14,5	—	0,3 ^{+0,2}	0,2
6×26×30	6	24,6	3,85			6×18×22	5	16,7	—		
6×28×32	7	26,7	4,03			6×21×25	5	19,5	1,95		
8×32×36	6	30,4	2,71	0,4 ^{+0,2}	0,3	6×23×28	6	21,3	1,34	0,4 ^{+0,2}	0,3
8×36×40	7	34,5	3,46			6×26×32	6	23,4	1,65		
8×42×46	8	40,4	5,03			6×28×34	7	25,9	1,7		
8×46×50	9	44,6	5,75			8×32×38	6	29,4	—		
8×52×58	10	49,7	4,89	0,5 ^{+0,3}	0,5	8×36×42	7	33,5	1,02	0,5 ^{+0,3}	0,5
8×56×62	10	53,6	6,38			8×42×48	8	39,5	2,57		
8×62×68	12	59,8	7,31			8×46×54	10	42,7	—		
10×72×78	12	69,6	5,45			8×52×60	10	48,7	2,44		
Размеры тяжелой серии, мм											
$z \times d \times D$	b	d_1 не менее	c	r не более	$z \times d \times D$	b	d_1 не менее	c	r не более		
10×18×23	3,0	15,6	0,3 ^{+0,2}	0,2	10×36×45	5,0	31,3	0,4 ^{+0,2}	0,3		
10×21×26	3,0	18,5			10×42×52	6,0	36,9				
10×23×29	4,0	20,3			16×46×56	7	40,9				
10×26×32	4,0	23,0	0,4 ^{+0,2}	0,3	16×52×60	5	47,0	0,5 ^{+0,2}	0,5		
10×28×35	4,0	24,4			16×56×65	5	50,6				
10×32×40	5,0	28,0			16×62×72	6	56,1				

Для шлицевых соединений размер $l > 60$ мм выбирается из ряда нормальных линейных размеров (табл. П4).
Условное обозначение шлицевых соединений при центрировании: по внутреннему диаметру d -8×32H7/e8×38H12/a11×7D9/f8; по наружному диаметру D-8×32×38H8/b7×7F10/h9; по боковой поверхности r -8×32×38×7D9/h8.

Для шлицевых соединений размер $l > 60$ мм выбирается из ряда нормальных линейных размеров (табл. П4).
Условное обозначение шлицевых соединений при центрировании: по внутреннему диаметру d -8×32H7/e8×38H12/a11×7D9/f8; по наружному диаметру D -8×32×38H8/b7×7F10/h9; по боковой поверхности b -8×32×38×7D9/h8.

Таблица П.39

Соединение шлицевое эвольвентное с углом профиля 30° (ГОСТ 6033), мм



D	Модуль m					D	Модуль m			
	0,8	1,25	2	3	5		2	3	5	8
	Число зубьев Z						Число зубьев Z			
10	11	—	—	—	—	55	26	17	—	—
12	13	—	—	—	—	60	28	18	—	—
15	17	—	—	—	—	65	31	20	—	—
17	20	12	—	—	—	70	34	22	—	—
20	23	14	—	—	—	75	36	24	—	—
25	30	18	—	—	—	80	38	25	—	—
30	36	22	—	—	—	85	—	27	15	—
35	—	26	16	—	—	90	—	28	16	—
40	—	30	18	—	—	95	—	30	18	—
45	—	34	21	—	—	100	—	32	18	—
50	—	38	24	—	—					

Примеры условных обозначений:

- Соединение $D=50$ мм, $m=2$ мм с центрированием по боковой поверхности зубьев и посадкой по диаметру центрирования H9/g9: 50×2H9/g9 ГОСТ 6033.
- Соединение $D=50$ мм, $m=2$ мм с центрированием по наружному диаметру и посадкой по боковым поверхностям зубьев H9/k8: 50×H7/k8 ГОСТ 6033.

Таблица П.40

Виды посадок по ширине шпонки b для соединений с призматическими шпонками

Вид соединения	Поле допуска на ширину		
	шпоночного паза		шпонки
	вала	втулки	
Свободное	H9	D10	h9
Нормальное	N9	Is9	
Плотное	P9	P9	
Примечание. Предельные отклонения размеров $d-t_1$: $0_{-0,3}$ и $d-t_2$: $0_{+0,2}$, мм.			

Таблица П.41

Виды посадок по ширине шпонки b для соединений с сегментными шпонками

Вид соединения	Поле допуска на ширину		
	шпоночного паза		шпонки
	вала	вала	
Нормальное	N9	Is9	h9
Плотное	P9	P9	
Примечания: Предельные отклонения размеров при высоте шпонки h от 6,5 до 10 мм. $d-t_1$: $0_{-0,2}$ и $d-t_2$: $0_{+0,1}$, мм; при высоте шпонки t от 11 до 14 мм. $d-t_1$: $0_{-0,3}$ и $d-t_2$: $0_{+0,2}$, мм.			

Таблица П.42

Рекомендуемые поля допусков валов и втулок шлицевых прямобоочных соединений

Центрирование по наружному диаметру														
Посадочные поверхности		Поля допусков												
		Подвижное соединение							Неподвижное соединение					
D	Втулка	H8	H7*						H7*					
	Вал	e8	f7*			g6		h7	js6*		h6			
b	Втулка	F8	D9	F8*	D9	D9	F8	D9	D9	D9	D9			
			F8			F8		F8	F8*	F8				
	Вал	e8	e8	f7*	f7	$\frac{f7}{h9}$	h8	f7	$\frac{f7}{js7}^*$	$\frac{f7}{js7}^*$				
			d9	f8*	h8									
			h9	h8	h9									
Пример условного обозначения соединения: D-8×36×40H7/f7×7F8/f8														
Центрирование по внутреннему диаметру														
Посадочные поверхности		Поля допусков												
		Подвижное соединение							Неподвижное соединение					
D	Втулка	*H8	H7*						H7*					
	Вал	*e8	f7*			g6*		h7	h7	js6	js7*	h6		
b	Втулка	D9 F10	D9 F10	D9*	F8	D9 F10	F8	D9 F10	H8	F8 F10*	D9*	H8	F8 F10	H9
			Вал			$\frac{e8}{e9}$		$\frac{f8}{e9}$		h9*			f8	
	f7													
	h7	k7*		f7										
	Пример условного обозначения соединения: d-8×36H7/f7×40H12/a11×7F8/f8													
Центрирование по боковым сторонам														
Посадочные поверхности		Поля допусков												
		Подвижное соединение				Подвижное соединение								
b	Втулка	D9* F8 F10			D9 F8 F10*		D9	F8*	D9	F10				
	Вал	e8* f8* d9 h9			d9* f8* h9 e9		js7*			k7				
Пример условного обозначения соединения: b-8×36×40H12/d11×7F8/f8														
Поля допусков нецентрирующих диаметров														
Нецентрирующий диаметр		Вид центрирования					Вал		Втулка					
							Поле допуска							
d		По D или b							H11					
D		По d или b					a11		H12					
Примечание: * Предпочтительные посадки.														

Таблица П.43

Рекомендуемые поля допусков валов и втулок шлицевых эвольвентных соединений с углом профиля 30°

Центрирование по боковым поверхностям										
Поле допуска ширины впадины втулки "е"	Поле допуска толщины зуба вала "s"									
	r9	p8	n7	k8	h7	h9	g9	f7	f8	d10
7H	H7/r9	H7/p8	H7/n7	H7/k8	H7/h7	—	—	—	—	—
9H	—	—	—	H9/k8	—	H9/h9	H9/g9	H9/f7	H9/f8	—
11H	—	—	—	—	—	—	—	—	—	H11/d10
Центрирование по наружному диаметру										
Центрирующий диаметр	Поле допуска					Поле допуска				
						ширины впадины "е"		толщины зуба "s"		
D_f	H7			H8		9H		h9 g9 d9		
d_a	n6 js6 h6 g6 f7			n6 h6 g6 f7		H11		e11 d11		
Поля допусков нецентрирующих диаметров										
Вид центрирования			Нецентрирующий диаметр				Поле допуска			
По боковым поверхностям зубьев			D_f				H16			
			D_a				H11			
			d_a				h12			
			d_f				h16			
По наружному диаметру			D_a				H11			
			d_f				h16			

Таблица П.44

Размеры штифтов, мм

Штифты цилиндрические незакаленные (ГОСТ 3128)									
d , мм	3	4	5	6	8	10	12	16	20
c , мм	0,5	0,63	0,8	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	3,5
a , мм	0,4	0,5	0,63	0,8	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5
l , мм	6...60	8...80	10...100	10...110	14...140	16...140	20...140	25...280	32...280
Исполнение					1		2		3
Поле допуска отверстия под штифт					K7;N7;H7;F7		R8;H9		H12

Пример условного обозначения штифта $d=6$ мм, $l=50$ мм, исполнение 1: Штифт 6×50 ГОСТ 3128; то же, исполнение 2: Штифт 2.6×50 ГОСТ 3128.

Штифты цилиндрические насеченные (ГОСТ 12850)									
d , мм	3	4	5	6	8	10	12	16	
d_1 , мм	3,25	4,35	5,35	6,35	8,45	10,45	12,45	16,55	
c , мм	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,6	1,6	2,0	
c_1 , мм	1,0	1,2	1,6	2,0	2,4	3,2	3,2	4,0	
l , мм	1,2	1,6	2,0	2,0	3,2	3,2	4,0	5,0	
L , мм	6...40	6...60	8...60	10...80	12...100	14...120	16...120	25...120	

Пример условного обозначения: Штифт 6×50 ГОСТ 12850.

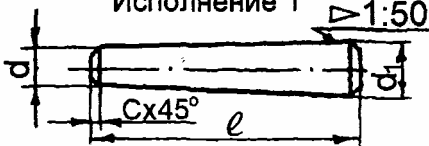
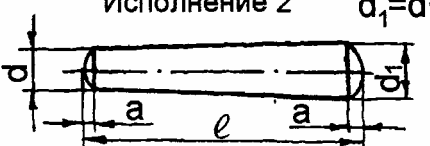
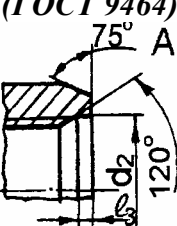
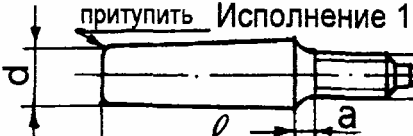
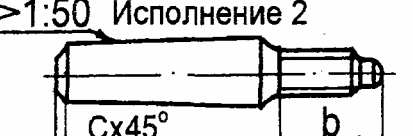
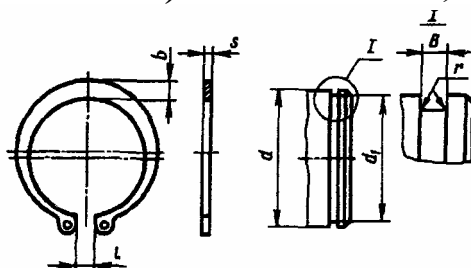
Штифты конические незакаленные (ГОСТ 3129)									
Исполнение 1					Исполнение 2				
									
					$d_1 = d + l/50$				
d , мм	3	4	5	6	8	10	12	16	20
c , мм	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,6	1,6	2,0	2,5
a , мм	0,4	0,5	0,63	0,8	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5
l , мм	12...55	14...70	16...90	20...100	22...120	26...180	32...220	40...280	45...280
Пример условного обозначения: Штифт 2.6×50 ГОСТ 3129.									
Штифты конические с внутренней резьбой незакаленные (ГОСТ 9464)									
Исполнение 1					Исполнение 2				
									
									
d , мм	6	8	10	12	16	20			
d_1 , мм	M4	M5	M6	M8	M10	M12			
d_2 , мм	4,3	5,3	6,4	8,4	10,5	13			
l_1 , мм	10	12	16	20	25	28			
l_2 , мм	6	8	10	12	16	18			
l_3 , мм	1,0	1,2	1,2	1,2	1,5	1,5			
a , мм	0,8	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5			
c , мм	1,0	1,2	1,6	1,6	2,0	2,5			
l , мм	16...60	18...80	22...100	26...120	32...160	40...200			
Пример условного обозначения: Штифт 2.6×50 ГОСТ 9464									
Штифты конические с резьбовой цапфой незакаленные (ГОСТ 9465)									
Исполнение 1					Исполнение 2				
									
d , мм	5	6	8	10	12	16			
d_1 , мм	M5	M6	M8	M10	M12	M16			
b , мм	14...15,6	18...20	22...24,5	24...27	27...30,5	35...39			
a , мм	2,4	3	4	4,5	5,3	6			
c , мм	0,8	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5			
l , мм	40...50	45...60	55...75	65...100	80...120	100...160			
Пример условного обозначения: Штифт 6×50 ГОСТ 9465									

Таблица П.45

**Кольца пружинные упорные плоские наружные эксцентрические
(ГОСТ 13942) и канавки для них, мм**

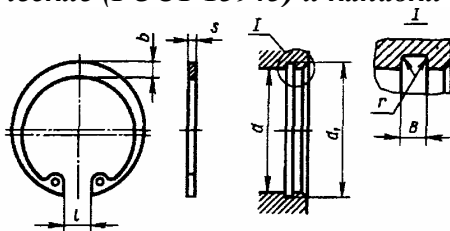


Диаметр отверстия d	Канавка			Кольцо			
	d_1	B	$r_{\text{наиб}}$	Допускаемая осевая сила, кН	s	b	l
20	18,6	1,4	0,1	10	1,2	3,2	3
22	20,6			11			
23	21,5			12			
24	22,5			13		3,6	
25	23,5			14			
26	24,5			14			
28	26,5			16			
29	27,5			16			
30	28,5			17			
32	30,2			21		4,4	
34	32,2	22					
35	33,0	1,9	2,0	26	1,7	4,9	6
36	34,0			27			
37	35,0			28			
38	36,0			29			
40	37,5			38		5,5	
42	39,5			39			
45	42,5			42			
46	43,5			43			
48	45,5			45			
50	47,0			2,2		2,0	
52	49,0	59					
54	51,0	61					
55	52,0	62					
56	53,0	64					
58	55,0	66					
60	57,0	68	6,5				
62	59,0	71					
65	62,0	2,8	0,3	74	2,5	7,0	
68	65,0			78			
70	67,0			80			
72	69,0			82		8,0	
75	72,0			86			
Пример условного обозначения кольца для вала $\varnothing d = 30$ мм: Кольцо 30 ГОСТ 13942							

Пример условного обозначения кольца для вала $\varnothing d = 30$ мм: Кольцо 30 ГОСТ 13942

Таблица П.46

**Кольца пружинные упорные плоские внутренние
эксцентрические (ГОСТ 13943) и канавки для них, мм**



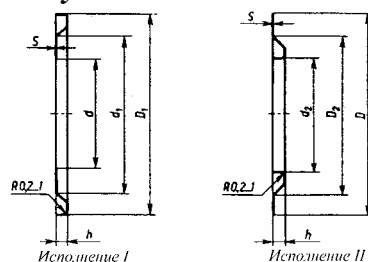
Диаметр отверстия d	Канавка			Кольцо			
	d_1	B	$r_{\text{наиб}}$	Допускаемая осевая сила, кН	s	b	l
40	42,5	1,9	0,2	40	1,7	4,2	1,2
42	44,5			42			14
45	47,5			45			
46	48,5			45			
47	49,5			47			
48	50,5			48			
50	53,0			60		5,1	
52	55,0			62			16
54	57,0			64			
55	58,0			66			

56	59,0	1,9	0,2	67	1,7	5,1	16
58	61,0			69			
60	63,0			72			
62	65,0			74			
65	68,0			78			
68	71,0	2,2	0,2	81	2,0	6,1	18
70	73,0			84			
72	75,0			86			
75	78,0			89			
78	81,0			93			
80	83,5			112		7,3	20
82	85,5			114			
85	88,5			118			
88	91,5			123			
90	93,5			125			
92	95,5	2,8	0,3	128	2,5	8,5	22
95	98,5			133			
98	101,5			137			
100	103,5			139			
102	106			163			
105	109	2,8	0,3	168	2,5	8,5	22
108	112			173			
110	114			175			
112	116			178			

Пример условного обозначения кольца для вала $\varnothing d = 50$ мм: Кольцо 50 ГОСТ 13941.

Таблица П.47

Стальные уплотнительные шайбы, мм



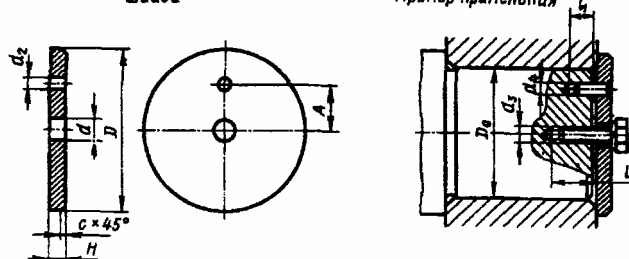
Диаметры подшипника		Общие размеры		Исполнение 1			Исполнение 2				
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>s</i>	<i>h</i>	<i>D</i> ₁	<i>d</i>	<i>d</i> ₁	<i>d</i> ₂	<i>D</i>	<i>D</i> ₂		
20	47 52	0,3	2	41,2 44,8	20	29 33	25,7 27,2	47 52	37 40		
25	52 62		2,5	47 54,8	25	36 40	31,5 32,2	52 62	42 47		
30	62 72			56,2 64,8	30	44 48	36,3 37,2	62 72	47 56		
35	72 80			64,8 70,7	35	48 54	43 45	72 80	56 65		
40	80 90			72,7 80,5	40	57 60	48 51	80 90	62 70		
45	85 100		3	77,8 90,8	45	61 75	53 56	85 100	68 80		
50	90 110			82,8 98,9	50	67 80	57,5 62	90 110	73 86		
55	100 120			90,8 108	55	75 89	64,5 67	100 120	80 93		
60	110 130			100,8 117,5	60	85 95	70 73	110 130	85 102		
65	120			110,5	65	90	74,5	120	95		
	140			0,5		127,5	100	72,5	140	110	
70	125			0,3	3,5	115,8	70	95	79,5	125	102
	150					137	110	82,6	150	120	
75	130		0,5		120,5	75	100	85	130	105	
	160				147	110	87,2	160	125		

Таблица П.48

Концевые шайбы (ГОСТ 14734), мм

Шайба

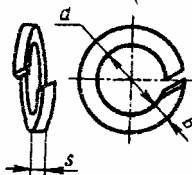
Пример применения



Обозначение	D	H	$A \pm 0,2$	d	d_2	c	D_0	d_3	$d_4 K7$	l	l_1	Болт по ГОСТ 7798	Штифт по ГОСТ 3128
7019-0623	32		9				24...28						
7019-0625	36		10				28...32						
7019-0627	40	5	10	6,6	4,5	1,0	32...36	M6	4	18	12	M6×16	4m6×12
7019-0629	45		12				36...40						
7019-0631	50		16				40...45						
7019-0633	56		16				45...50						
7019-0635	63		20				50...55						
7019-0637	67		20				55...60						
7019-0639	71	6	25	9,0	5,5	1,6	60...65	M8	5	22	16	M8×20	5m6×16
7019-0641	75		25				65...70						
7019-0643	85		28				70...75						

Пример условного обозначения концевой шайбы $D=50$: Шайба 7019-0631, ГОСТ 14734.

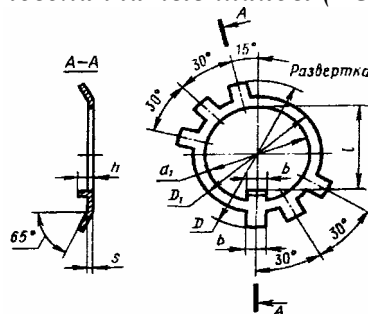
Таблица П.49

Шайбы пружинные (ГОСТ 6402), мм

Номинальные диаметры резьбы болта, винта, шпиль- ки	d	$s=d$	Номинальные диамет- ры резьбы болта, вин- та, шпильки	d	$s=d$
6	6,1	1,6	16	16,3	4,0
8	8,1	2,0	20	20,5	5,0
10	10,1	2,5	24	24,5	6,0
12	12,1	3,0			

Пример условного обозначения пружинной шайбы для болта, винта, шпильки диаметром резьбы $d=12$ мм из стали 65Г: Шайба 12 65Г, ГОСТ 6402.

Таблица П.50

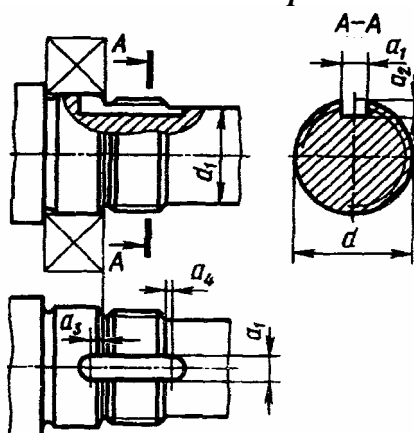
Стопорные многолапчатые шайбы (ГОСТ 118 72), мм

Продолжение табл. П.50

Резьба d	d_1	D	D_1	l	b	h	s	Резьба d	d_1	D	D_1	l	b	h	s
M20×1,5	20,5	37	27	17	4,8	4	1,0	M48×1,5	48,5	77	60	45	7,8	5	1,6
M22×1,5	22,5	40	30	19	4,8	4	1,0	M52×1,5	52,5	82	65	49	7,8	6	1,6
M24×1,5	24,5	44	33	21	4,8	4	1,0	M56×2,0	57,0	87	70	53	7,8	6	1,6
M27×1,5	27,5	47	36	24	4,8	5	1,0	M60×2,0	61,0	92	75	57	7,8	6	1,6
M30×1,5	30,5	50	39	27	4,8	5	1,0	M64×2,0	65,0	97	80	61	7,8	6	1,6
M33×1,5	33,5	54	42	30	5,8	5	1,6	M68×2,0	69,0	102	85	65	9,5	6	1,6
M36×1,5	36,5	58	45	33	5,8	5	1,6	M72×2,0	73,0	107	90	69	9,5	7	1,6
M39×1,5	39,5	62	48	36	5,8	5	1,6	M76×2,0	77,0	112	95	73	9,5	7	1,6
M42×1,5	42,5	67	52	39	5,8	5	1,6	M80×2,0	81,0	117	100	76	9,5	7	1,6
M45×1,5	45,5	72	56	42	5,8	5	1,6	M85×2,0	86,0	122	105	81	9,5	7	1,6

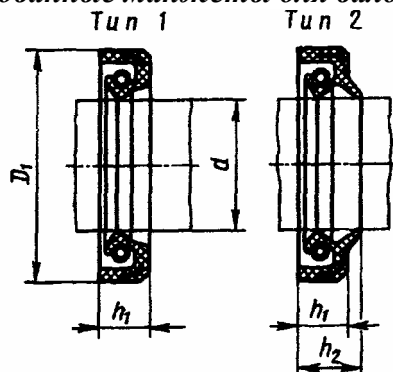
Пример условного обозначения шайбы для гайки круглой шлицевой с резьбой M64×2,0: Шайба 64 ГОСТ 11872.

Таблица П.51

Канавки под язычок стопорной шайбы, мм

Резьба d	a_1	a_2 наим.	a_3 наим.	d_1 наиб.	Резьба d	a_1	a_2 наим.	a_3 наим.	d_1 наиб.
M20×1,5	6	2	3,5	16,5	M48×1,5	8	3	5,0	44,5
M22×1,5	6	2	3,5	18,5	M52×1,5	8	3	5,0	48,0
M24×1,5	6	2	3,5	20,5	M56×2,0	8	3	5,0	52,0
M27×1,5	6	3	4,0	23,5	M60×2,0	8	3	6,0	56,0
M30×1,5	6	3	4,0	26,5	M64×2,0	8	3	6,0	60,0
M33×1,5	6	3	4,0	29,5	M68×2,0	8	3	6,0	64,0
M36×1,5	6	3	4,0	32,5	M72×2,0	10	5	6,0	68,0
M39×1,5	6	3	4,0	35,5	M76×2,0	10	5	6,0	72,0
M42×1,5	8	3	5,0	38,5	M80×2,0	10	5	6,0	75,0
M45×1,5	8	3	5,0	41,5	M85×2,0	10	5	6,0	80,0

Таблица П.52

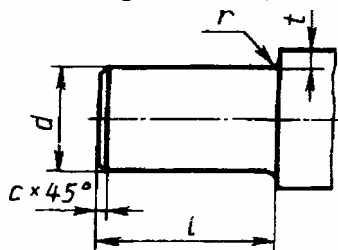
Резиновые армированные манжеты для валов (ГОСТ 8752), мм

Продолжение табл.									
Диаметр вала	D_1		h_1	h_2 не более	Диаметр вала	D_1		h_1	h_2 не более
	1-й ряд	2-й ряд	1-й и 2-й ряды			1-й ряд	2-й ряд	1-й и 2-й ряды	
20	40	35	8	12	42	62	65	10	14
		37			44	68			
		38				62			
42		10	14	45	65	65			
37		8	12			70			
42		10	14						
21		35	8	12	48	70	65		
22	42	10	14	72					
24	42	10	14	75					
25	45			8	12		80	12	16
	40	10	14	52	75	72	10	14	
	45	8	12			80	12	16	
26	45	40	10			14	55	75	10
		47		82	12			16	
28	—	45		56	80			—	10
		47					75	12	16
		50					82		
30	52	45		60	85		80	10	14
		47					82		
		50					90		
32	58	45		62	—		80	10	14
		50					82		
		47					85		
35		50		63	90		90	12	16
		55					—	10	14
		57					95		
36		52		67	—		90	12	16
	55	95							
38	55	60		70	95		100	10	14
		62					—		
		62					—		
40	60	55		75	100		—	12	16
		58					102		
		62							

Пример обозначения манжеты типа 1 для вала диаметром $d=50$ мм, с наружным диаметром $D_1=70$ мм.
Манжета 1-50×70 ГОСТ 8752.

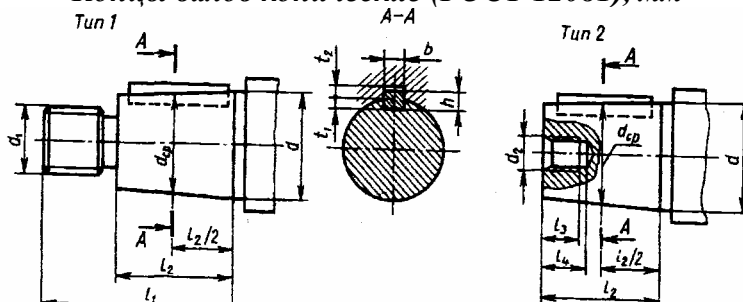
Пример обозначения манжеты типа 1 для вала диаметром $d=50$ мм, с наружным диаметром $D_1=70$ мм:
Манжета 1-50×70 ГОСТ 8752.

Таблица П.53

Концы валов цилиндрические (ГОСТ 12080), мм

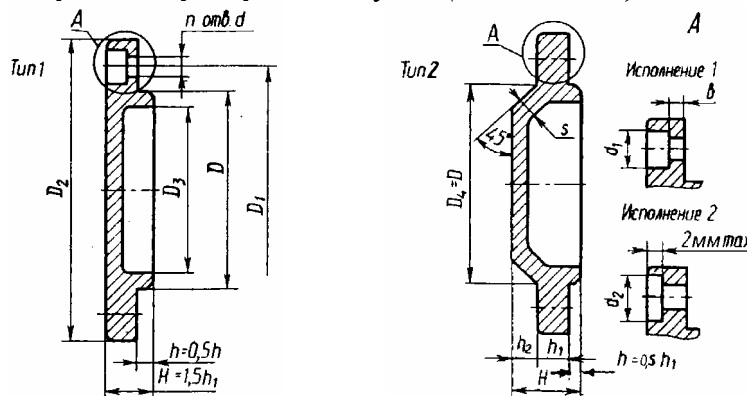
d	l	r	c	d	l	r	c	d	l	r	c	d	l	r	c
20	36	1,6	1,0	32	58	2,0	1,6	45	82	2,0	1,6	70	105	2,5	2,0
22	36	1,6	1,0	36	58	2,0	1,6	50	82	2,5	2,0	80	130	3,0	2,5
25	42	1,6	1,0	40	82	2,0	1,6	55	82	2,5	2,0	90	130	3,0	2,5
28	42	1,6	1,0					60	105	2,5	2,0				

Таблица П.54

Концы валов конические (ГОСТ 12081), мм

Номинальный диаметр d	l_1	l_2	d_{cp}	b	h	t_1	t_2	d_1	d_2	l_3	l_4
20	50	36	18,2	4	4	2,5	1,8	M12×1,25	M6	9,0	11,3
22			20,2								
25	60	42	22,9	5	5	3,0	2,3	M16×1,5	M8	14,0	15,7
28			25,9								
32	80	58	29,1	6	6	3,5	2,8	M20×1,5	M10	17,0	19,0
36			33,1						M12	20,0	22,3
40			35,9	10	8	5,0	3,3	M24×2	M12	20,0	22,3
45	110	82	40,9	12	8	5,0	3,3	M30×2	M16	26,0	28,5
50			45,9	12	8	5,0	3,3	M36×3	M16	26,0	28,5
56			51,9	14	9	5,5	3,8	M36×3	M20	32,0	35,0
63	140	105	57,75	16	10	6,0	4,3	M42×3	M20	32,0	35,0
71			65,75	18	11	7,0	4,4	M48×3	M24	36,0	39,3
80	170	130	73,5	20	12	7,5	4,9	M56×4	M30	44,0	47,9
90			83,5	22	14	9,0	5,4	M64×4			

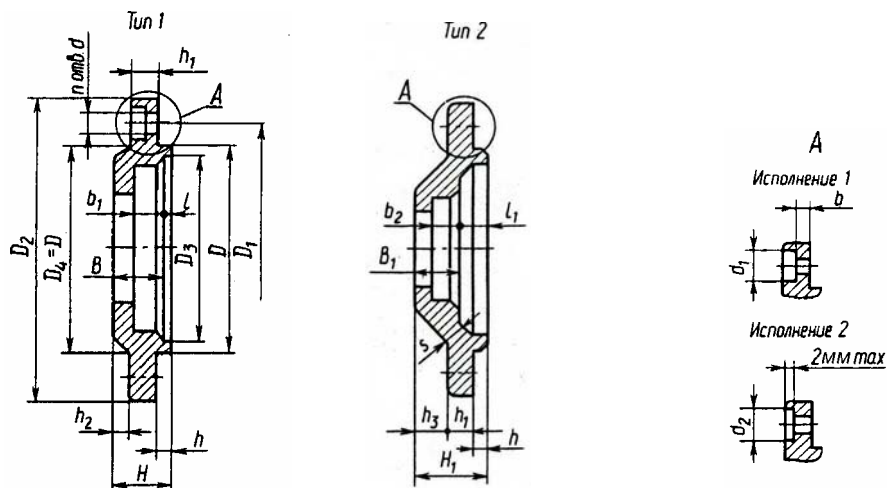
Таблица П.55

Крышки привертные глухие (ГОСТ 18511), мм

D	D_1	D_2	D_3	Отверстия под винты (болты)				H	h_1	h_2	b	s
				d	d_1	d_2	n					
40; 42	54	70	34	7	12	14	4	20	10	5	4	5
44; 47	60	78	38									
50; 52	66	82	44					22		7		
55; 58	75	95	52									
60; 62				9	15	20	6	26	12	8	5	6
65; 68	84	105	58									
70; 72	90	110	62									
75			64									
80; 85	100	120	72	11	18	24	6	32	15	9	5	7
90; 95	110	130	80									
100	120	145	90									
105; 110	130	155	95									

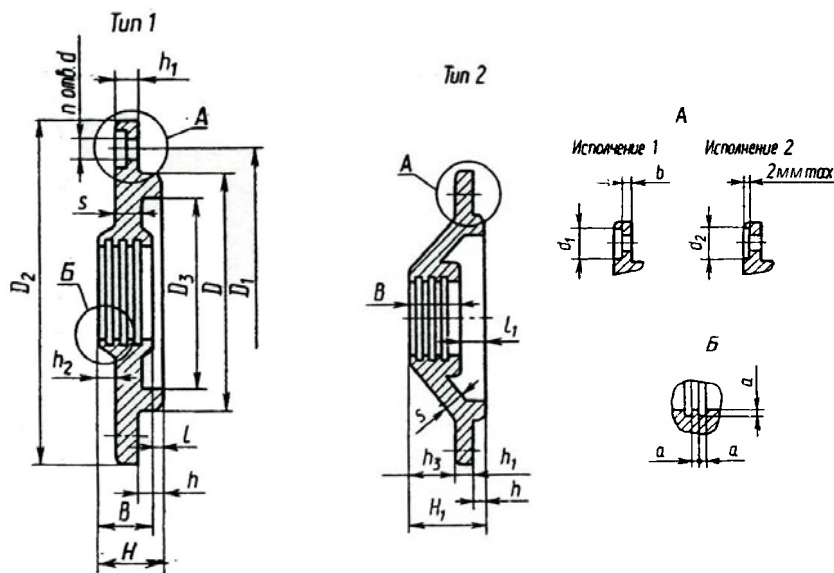
Пример условного обозначения глухой крышки типа 2 исполнения 1, диаметром $D = 62$ мм:

Крышка 21 – 62 ГОСТ 18511.

Крышки привертные с отверстиями для манжетного уплотнения (ГОСТ 18512), мм

D	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	отверстия под винты (болты)				H	H ₁	h	h ₁	h ₂	h ₃	B	b	s	B ₁	b ₁	ℓ	ℓ ₁				
					d	d ₁	d ₂	n																	
40;42	54	70	34	40	7	12	14	4	15	22	5	10	2	7	13	4	5	12	8	2	10				
47	60	78	38	47						27				12	13;15			12;15	8;11		12				
52	66	82	44	50					28					13	15		15	11		3	13				
55	75	95	48	50										10											
60;62	78	95	52	60	9	15	20	6	17	30	6	12	-	12			12;15	11	2;3	15	16				
65;68	84	105	58	68						12															
70;72	90	110	62	72					28	13															
75	90	110	64	72					31																
80;85	100	120	72	80	11	18	24	6	20	28	8	15	3	13	18;20	5	7	17	11; 13,6	3	18				
90;95	110	130	80	92						3															
100	120	145	90	100					15																
105;110	130	155	95	110					20																

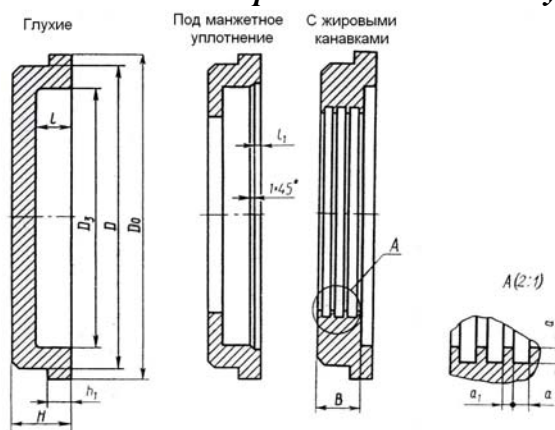
Примечания: 1. Размеры под манжетное уплотнение см. табл. П. 52. 2. Диаметр отверстия в крышке (отклонение по Н12) определяется по соответствующему диаметру вала или втулки. 3. Пример условного обозначения крышки типа 1 исполнения 2, диаметром D = 68 мм, с диаметром вала или втулки 35 мм: Крышка 12 – 68 × 35 ГОСТ 18512.

Крышки привертные с жировыми канавками (ГОСТ 18513), мм

D	D_1	D_2	D_3	Отверстия под винты (болты)				H	h	h_1	B	b	s	l
				d	d_1	d_2	n							
40;42	54	70	34	7	12	14	4	18	5	10	16	4	5	2
44;47	60	78	38											
52	66	82	44											
55	75	95	48											
60;62	78	95	52	9	15	20	6	19	6	12	18		6	3
65;68	84	105	58											
70;75	90	110	62											
80;85	100	120	72											
90;95	110	130	80					21						

Примечания: 1. Размер $a = 2$ мм при $D \leq 95$ мм; $a = 3$ мм при $D \geq 100$ мм. 2. Диаметр отверстия в крышке (отклонение по Н12) определяется по соответствующему диаметру вала или втулки. 3. Значения $H_1; h_2; h_3; l_1$ для крышек подшипников быстроходного вала конического редуктора выбирать из табл. П.56. 4. Пример условного обозначения крышки типа 1 исполнения 1, диаметром $D = 62$ мм, диаметром вала или втулки 25 мм: *Крышка 11- 62 × 25 ГОСТ 18513*.

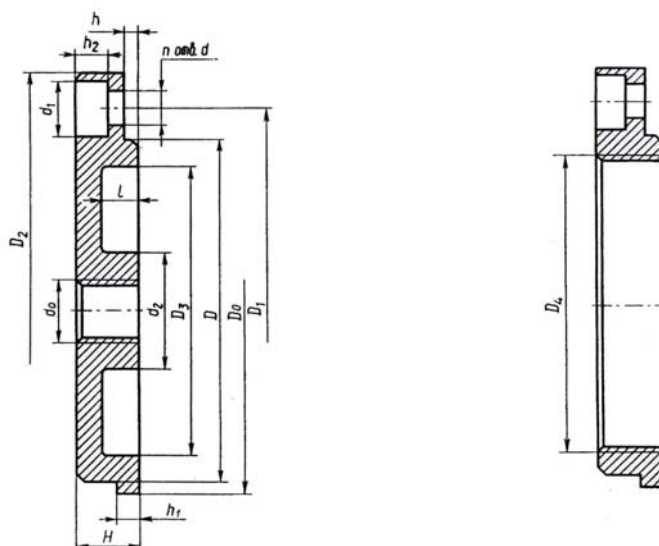
Таблица П.58

Крышки закладные глухие и с отверстиями, мм

D	D_0	D_3	H	h_l	l	l_l	B
40	43	34	14	3	8	2	10
42	46	34		4			
47	52	38					
52	56	44					
62	67	52	16	5	10		
72	77	62					
80	85	72					
85	92	72					
90	95	80	20	7	12	3	15
95	102	80					
100	105	90					
110	117	95					

Примечания: 1. Размеры под манжетное уплотнение см. табл. П.52. 2. Диаметр отверстия в крышке (допускаемое отклонение по Н12 для крышки с манжетным уплотнением и А11 – с жировыми канавками) определяется по соответствующему диаметру вала или втулки. 3. Допускаемое отклонение диаметра крышки D по $h18$. 4. Размер $a = 2$ мм, $a_1 = 1$ мм при $D \leq 95$ мм; $a = 3$ мм, $a_1 = 1,5$ мм при $D \geq 100$ мм.

Таблица П. 59

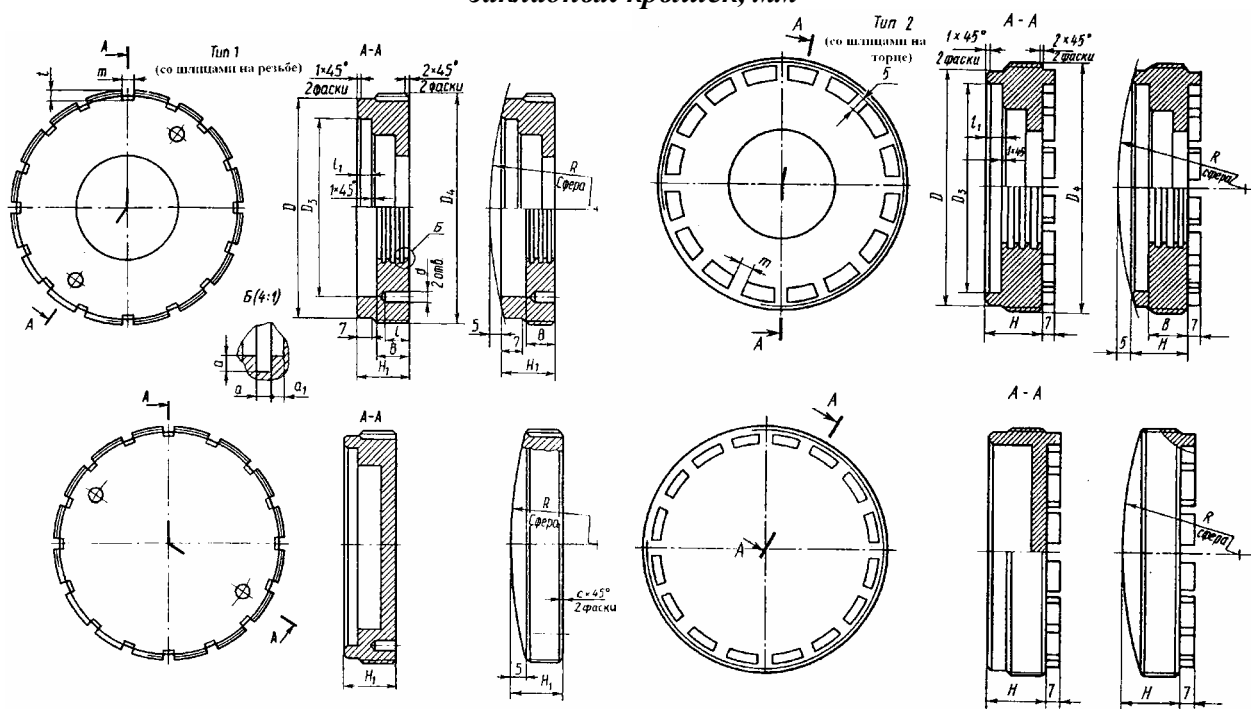
Крышки привертные и закладные под регулировочные винты, мм

D	D_0	D_1	D_2	D_3	D_4	d_0	d	d_1	n	d_2	H	h	h_1	h_2	l
47	52	60	75	38	M39×1,5	M16	7	12	4	28	14	5	4	6,5	8
52	56	66	82	44	M42×1,5					30					
62	67	78	95	52	M52×1,5										
72	77	90	110	62	M56×1,5										
80	85	100	120	72	M68×1,5		9	15;18	6	32	16	6	5	8,5	10
85	92	100	120	72	M68×1,5										
90	95	110	130	80	M76×1,5										
95	102	110	130	80	M76×1,5										
100	105	120	145	90	M85×1,5	M20	11	18;20	6	38	20	8	7	11	12
110	117	130	155	95	M95×1,5										

Примечание. На чертеже совмещены привертная и закладная крышки.

Таблица П.60

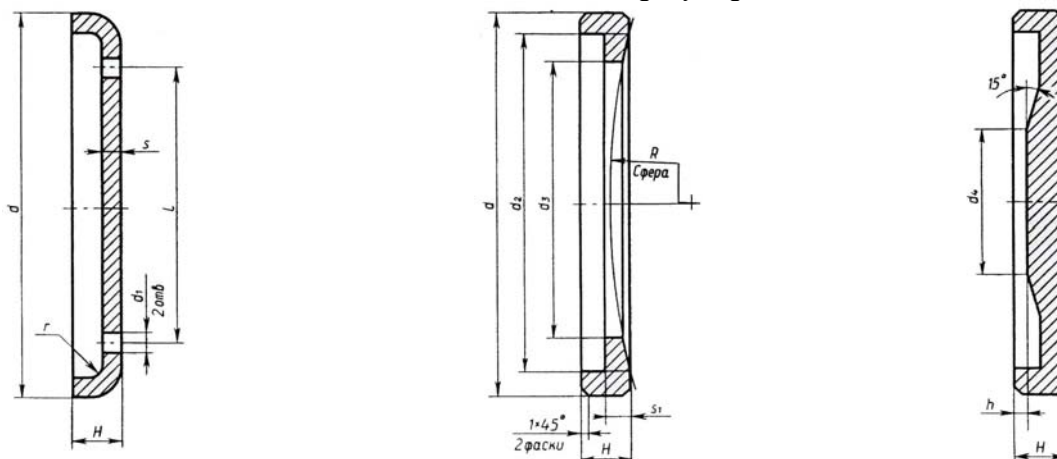
Винты регулировочные с отверстиями и глухие для привертных и закладных крышек, мм



D	D ₃	D ₄	R	d	H	H ₁	B	D	D ₃	D ₄	R	d	H	H ₁	B
40	31	45×1,5	42	6	22	20	14	80	68	85×1,5	162	6	22	20	14
42	34	48×1,5	47					85	75	90×1,5	183				
47	38	52×1,5	58					90	78	95×1,5	205				
52	42	56×1,5	70					95	83	100×1,5	228	7	27	25	17
62	50	68×1,5	98					100	86	105×2	252				
72	60	76×1,5	132					110	96	115×2	305				

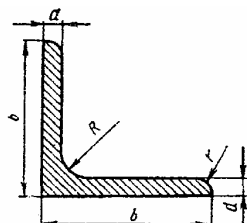
Примечания: 1. На чертеже совмещены винты с отверстием для манжетного уплотнения и с жировыми канавками. 2. Размеры под манжетное уплотнение см. табл. П. 52. 3. Диаметр отверстия в винте (допускаемое отклонение по Н12 для винта с манжетным уплотнением и А11 – с жировыми канавками) определяется по соответствующему диаметру вала или втулки. 4. Допускаемое отклонение диаметра винта D по h8. 5. Размер $a = 2$ мм при $D \leq 95$ мм; $a = 3$ мм при $D \geq 100$ мм. 6. Размеры шлицев: $m=4$ мм, $t=4$ мм при $D \leq 47$ мм; $m=5$ мм, $t=5$ мм при $D \leq 80$ мм; $m=6$ мм, $t=5$ мм при $D \geq 80$ мм.

Таблица П. 61

Шайбы нажимные регулировочные, мм

Диаметр крышки D	d	d_1	d_2	d_3	d_4	l	s	s_1	H	h	R	r
40	39,5	3	32	24	15	22	3	4	8	2	33	1,6
42	41,5		35	27		26		4,5			37	
47	46,5		40	31		30					42	
52	51,5	4	42	34		34	4	5	10		47	2
62	61,5		47	38	40	6		58				
72	71,5		52	42	50			5			70	
80	79,5		62	50	25	55	12		3	98	2,5	
85	84,5		72	60	30	60				6		132
90	89,5		80	68		65		7				162
95	94,5	85	75	70	6	7	183				3	
100	99,5	90	78	75			205					
110	109,5	6	95	83			40	80		14		4

Таблица П.62

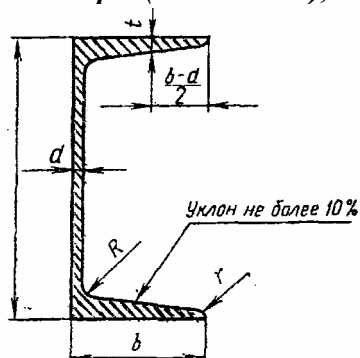
Сталь прокатная угловая равнобокая (ГОСТ 8509), мм

№ профиля	b	d	R	r	№ профиля	b	d	R	r
Размеры, мм					Размеры, мм				
5	50	3	5,5	1,8	10	100	6,5	12	4
		4					7		
		5					8		
		10					10		
		12					12		
		14					14		
6,3	63	4	7	2,3	11	110	7	12	4
		5					8		
		6					9		
		4,5					10		
		5					12		
		6					14		
7	70	5	8	2,7	12,5	125	8	14	4,6
		6					9		
		7					10		
		8					12		
		10					14		
		12					16		
7,5	75	5	9	3	14	140	9	14	4,6
		6					10		
		7					12		
		8					14		
		9					16		
		10					12		

8	80	5,5 6 7 8	9	3,3	16	160	10 11 12 14 16 18 20	16	5,3
9	90	6 7 8 9	10	3,3					

Пример обозначения угловой равнобокой стали размером 50×50×30 мм: Уголок равнобокий 50×50×30 ГОСТ 8509.

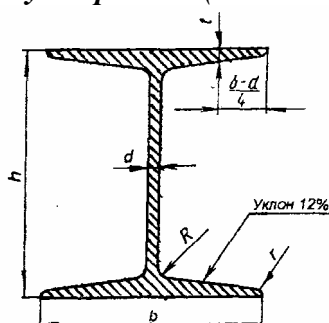
Таблица П.63

Швеллеры (ГОСТ 8240), мм

№ профиля	<i>h</i>	<i>b</i>	<i>d</i>	<i>t</i>	<i>R</i>	<i>r</i>
	Размеры, мм					
8	80	40	4,5	7,4	6,5	2,5
10	100	46	4,5	7,6	7	3
12	120	52	4,8	7,8	7,5	3
14	140	58	4,9	8,1	8,0	3
16	160	64	5,0	8,4	8,5	3,5
18	180	70	5,1	8,7	9,0	3,5
20	200	76	5,2	9,0	9,5	4,0
22	220	82	5,4	9,5	10	4,0
24	240	90	5,6	10	10,5	4,0
27	270	95	6,0	10,5	11	4,5
30	300	100	6,5	11,0	12	5,0
33	330	105	7,0	11,7	13	5,0
36	360	110	7,5	12,6	14	6,0
40	400	115	8,0	13,5	15	6,0

Пример обозначения швеллера № 24: Швеллер 24 ГОСТ 8240.

Таблица П.64

Балки двутавровые (ГОСТ 8239), мм

№ профиля	<i>h</i>	<i>b</i>	<i>d</i>	<i>t</i>	<i>R</i>	<i>r</i>
14	140	73	4,9	7,5	8,0	3,0
16	160	81	5,0	7,8	8,5	3,5
18	180	90	5,1	8,1	9,0	3,5
20	200	100	5,2	8,4	9,5	4,0
22	220	110	5,4	8,7	10,0	4,0
24	240	115	5,6	9,5	10,5	4,0
27	270	125	6,0	9,8	11,0	4,5
30	300	135	6,5	10,2	12,0	5,0
33	330	140	7,0	11,7	13,0	5,0
36	360	145	7,5	12,3	14,0	6,0
40	400	155	8,3	13,0	15,0	6,0

Пример условного обозначения двутавровой балки № 36: Двутавр 36 ГОСТ 8239.

Таблица П.65

Обозначения графические материалов в сечениях (ГОСТ 2.306, СТ СЭВ 860)

Материал	Обозначение	Материал	Обозначение
Общее обозначение независимо от материала		Бетон	
Металлы и твердые сплавы		Грунт естественный	
Неметаллические материалы, в том числе волокнистые, за исключением указанных ниже		Стекло и другие светопрозрачные материалы	
Дерево		Жидкости	
Камень естественный		Засыпка из любого материала	
Керамика и силикатные материалы для кладки		Сетка	

Примечания: 1. Композиционные материалы, содержащие металлы и неметаллические материалы, обозначают, как металлы. 2. Графическое обозначение древесины следует применять, когда нет необходимости указывать направление волокон. 3. Графическое обозначение керамики и силикатных материалов следует применять для кирпичных изделий (обожженных и необожженных), огнеупоров, строительной керамики, электротехнического фарфора, шлакобетонных блоков и т.п. 4. Допускается применять дополнительные обозначения материалов, не предусмотренные в стандарте, поясняя их на чертеже.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Анурьев В.И.** Справочник конструктора - машиностроителя. М.: Машиностроение. В 3-х т. 1979-1982. Т. 1. 728 с.; Т. 2. 559 с.; Т. 3. 557 с.
2. **Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я.,** Подшипники качения: Справочник. М.: Машиностроение, 1975. 572 с.
3. **Биргер И.А., Шор Б.Ф., Иосилевич Г.Б.** Расчет на прочность деталей машин: Справочник. М.: Машиностроение, 1979. 702 с.
4. **Богданов О.И., Дьяченко С.К.** Расчет опор скольжения. Киев: Техника, 1966. 242 с.
5. **Боков В.П.** Методическое обеспечение САПР в машиностроение. Л.: Машиностроение, 1989. 255 с.
6. **Валы и оси. Конструирование и расчет.** / С.В. Серенсен, М.Б. Громан, Р.М. Шнейдерович, В. П. Когоев. М.: Машиностроение, 1970. 319 с.
7. **Ворбьев Н.Н.** Ременные передачи. М.: Машиностроение, 1979. 163 с.
8. **Готовцев А.А., Котенок И.П.** Проектирование цепных передач. М.: Машиностроение, 1982. 336 с.
9. **Гранди Буг.** Объектно – ориентированное проектирование с примерами применения. М.: Конкорд, 1992. 519 с.
10. **Детали машин: Атлас конструкций** / Под ред. Д.Н. Решетова. В 2-х частях. М.: Машиностроение, 1992. Ч. 1.-352 с.; Ч. 2.-296 с.
11. **Допуски и посадки:** Справочник / Под ред. В.Д. Мягкова. М.: Машиностроение, 1978.- 741с.
12. **Дунаев П.Ф., Леликов О.П.** Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для вузов. М.: Высшая школа, 2000. 447 с.
13. **Заблонский К.Н.** Детали машин. Киев. Высшая школа. 1985. 518 с.
14. **Зубчатые передачи:** Справочник / Под ред. Е.Г. Гинзбурга Л.: Машиностроение, 1980. - 416 с.
15. **Зубчатые передачи с зацеплением Новикова** / А.В. Павленко и др. Киев: Техника, 1978. 144 с.
16. **Иванов М.Н.** Волновые зубчатые передачи. М.: Высшая школа, 1981. 184 с.
17. **Иванов М.Н., Иванов В.Н.** Детали машин. Курсовое проектирование. М.: Высшая школа, 1975. 552 с.
18. **Иосилевич Г.Б.** Детали машин. М.: Машиностроение, 1988. 368 с.
19. **Керимов З. Г., Багиров С. А.** Автоматизированное проектирование конструкций. М.: Машиностроение, 1985. 224 с.
20. **Когаев В. П., Махутов Н. А., Гусенков А. П.** Расчет деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. М.: Машиностроение, 1985. 223 с.
21. **Кудрявцев В. Н.** Детали машин. М. - Л.: Машиностроение, 1980. 464 с.
22. **Курсовое проектирование деталей машин.** / Под ред. В. Н. Кудрявцева. Л.: Машиностроение, 1983. 400 с.
23. **Р. Лингер, Х. Миллс, Б. Уитт,** Теория и практика структурного программирования. М.: Мир, 1982. 406с.
24. **Орлов П.И.** Основы конструирования.: Справочно-методическое пособие. В 3-х томах М.: Машиностроение, 1977. Т.1. - 623 с., Т.2. - 574 с., Т.3. - 357 с.
25. **Перель Л.Я.** Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор. Справочник. М.: Машиностроение, 1983. 588 с.
26. **Планетарные передачи:** Справочник / Под ред. В. Н. Кудрявцева и Ю. Н. Кирдяшева. Л.: Машиностроение, 1977. 536 с.
27. **Подшипниковые узлы современных машин и приборов:** Энциклопедический справочник. / Под ред. В. Б. Носова. М.: Машиностроение, 1997. 639 с.
28. **Поляков В.С., Барбаш Н.Д., Ряховский О.А.** Справочник по муфтам. Л.: Машиностроение, 1979. 351 с.

29. **Приводы машин:** Справочник / В.В. Длоугий, Т.Н. Муха, А.П. Цуников и др. Л.: Машиностроение, 1982. 383 с.
30. **Проников А.С.** Надёжность машин. Машиностроение, 1978. 592 с.
31. **Пронин Б.А., Ревков Г.А.** Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи. М.: Машиностроение, 1980. 320 с.
32. **Размерный анализ конструкций:** Справочник / Под ред. С.Г. Бондаренко. Киев: Техника, 1989. 150 с.
33. **Расчет и проектирование деталей машин** / Под ред. Г.Б. Столбина и К.П. Жукова. М.: Машиностроение, 1978. 247 с.
34. **Редукторы и мотор-редукторы общемашиностроительного применения:** Справочник / Л.С. Бойко, А.З. Высоцкий, Э.Н. Галиченко и др. М.: Машиностроение, 1984. 247 с.
35. **Решетов Д.Н.** Детали машин. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.
36. **Решетов Д.Н.** Работоспособность и надёжность деталей машин. М.: Высшая школа, 1974. 204 с.
37. **Решетов Д.Н., Иванов А.С., Фадеев В.З.** Надёжность машин. М.: Высшая школа, 1988. 238 с.
38. **Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М.** Несущая способность и расчет деталей машин на прочность. М.: Машиностроение, 1975. 488 с.
39. **Системы автоматизированного проектирования. Типовые элементы, методы и процессы.** / Д.А. Аветисян, И.А. Башмаков и др. М.: Издательство стандартов, 1985. 180 с.
40. **Снесарёв Г.А.** Методические основы конструирования редукторов. М.: Машиностроение, 1974. 64 с.
41. **Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач** / Под ред. И.А. Болотовского. М.: Машиностроение, 1986. 447 с.
42. **Технологичность конструкций:** Справочное пособие / Под ред. С.А. Ананьева, В.П. Купровича. М.: Машиностроение, 1969. 252 с.
43. **Трение, изнашивание, смазка:** Справочник. В 2-х томах / Под ред. И.В. Крарельского и А.В. Аликина. М.: Машиностроение, Т.1. 1978. 400 с., Т.2. 1979. 369 с.
44. **Цехнович Л.Н., Петриченко И.П.** Атлас конструкций редукторов. Киев: Высшая школа, 1990. 151 с.
45. **Часовников Л.Д.** Передачи зацеплением. М.: Машиностроение, 1969. 488 с.
46. **Червячные редукторы:** Справочник / Ю.В. Левитан, В.П. Обморнов, В.И. Васильев. Л.: Машиностроение, 1985. 168с.
47. **Чернавский С.А., Снесарев Г.А. и др.** Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие. М.: Машиностроение, 1984. 560с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ЧАСТЬ I. РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ МАШИН

Предисловие.....	3
Глава 1. Исходные положения, используемые при расчете деталей машин	5
1.1. Требования, предъявляемые к конструкции машин	5
1.2. Причины выхода из строя и основные критерии работоспособности машин.....	7
1.3. Режимы нагружения и учет срока службы деталей.....	9
1.4. Нагрузки, действующие на детали машин	13
1.4.1. Виды нагрузок	13
1.4.2. Определение эквивалентной нагрузки	13
1.4.3. Определение расчетной нагрузки	14
1.4.4. Определение расчетных коэффициентов	14
1.5. Основы расчетов на прочность деталей машин	15
1.5.1. Расчеты на прочность при объемном напряженном состоянии	15
1.5.2. Расчеты на прочность поверхностей	23
1.6. Основы расчета на жесткость деталей машин	25
1.7. Основы расчетов надежности машин и ее элементов	26
1.7.1. Основные определения теории надежности.....	26
1.7.2. Определение вероятности безотказной работы	30
1.8. Конструкционные материалы	32
1.8.1. Требования к машиностроительным материалам и их характеристики.....	32
1.8.2. Черные металлы.....	33
1.8.3. Цветные металлы и их сплавы	38
1.8.4. Композиционные и неметаллические материалы.....	39
Глава 2. Механический привод.....	41
2.1. Сравнительный анализ механических передач.....	41
2.2. Структура механического привода.....	42
2.3. Выбор электродвигателя переменного тока.....	43
2.4. Кинематический расчет привода	44
2.4.1. Разбивка общего передаточного числа для редукторов.....	45
2.4.2. Разбивка общего передаточного числа для коробок скоростей (передач).....	48
2.4.3. Выбор чисел зубьев зубчатых, червячных колес и числа заходов червяка	51
2.5. Кинематический расчет привода с двигателем постоянного тока.....	54
2.6. Кинематический расчет привода при наличии планетарной или волновой передачи.....	57
Глава 3. Зубчатые передачи	60
3.1. Общие сведения	60
3.2. Потери мощности. КПД. Смазка.....	61
3.3. Виды разрушения и критерии работоспособности зубчатых передач.....	62
3.4. Материалы и термообработка. Допускаемые напряжения для зубчатых колес.....	63
3.4.1. Материалы и химико-термическая обработка.....	63
3.4.2. Допускаемые напряжения изгиба.....	64
3.4.3. Допускаемые контактные напряжения.....	67
3.5. Цилиндрические зубчатые передачи.....	69
3.5.1. Основные параметры цилиндрических зубчатых передач.....	69
3.5.2. Проектировочный расчет цилиндрических зубчатых передач.....	73

3.5.3. Геометрические параметры цилиндрических зубчатых передач.....	77
3.5.4. Проверочный расчет цилиндрических зубчатых передач.....	79
3.5.5. Силы, действующие в зацеплении цилиндрических зубчатых передач.....	82
3.6. Конические зубчатые передачи.....	82
3.6.1. Основные параметры конических зубчатых передач.....	82
3.6.2. Проектировочный расчет конических зубчатых передач.....	84
3.6.3. Геометрические параметры конических зубчатых передач	87
3.6.4. Проверочный расчет конических зубчатых передач.....	89
3.6.5. Силы, действующие в зацеплении конических зубчатых передач.....	91
3.7. Зубчатые цилиндрические передачи с зацеплением Новикова.....	94
3.7.1. Основные параметры цилиндрических передач Новикова.....	94
3.7.2. Проектировочный расчет цилиндрических передач Новикова.....	95
3.7.3. Геометрические параметры цилиндрических передач Новикова.....	97
3.7.4. Проверочный расчет цилиндрических передач Новикова.....	97
Глава 4. Червячные передачи.....	99
4.1. Общие сведения.....	99
4.2. Основные параметры червячной передачи.....	99
4.3. Потери мощности. КПД. Смазка.....	101
4.4. Виды разрушения и критерии работоспособности червячных передач.....	103
4.5. Материалы, термообработка и допускаемые напряжения для червячных передач.....	103
4.5.1. Материалы и химико-термическая обработка.....	103
4.5.2. Допускаемые напряжения изгиба.....	104
4.5.3. Допускаемые контактные напряжения.....	107
4.6. Проектировочный расчет червячных передач.....	107
4.7. Геометрические параметры червячных передач.....	109
4.8. Проверочный расчет червячных передач.....	109
4.9. Расчет червячной передачи на теплостойкость (нагрев)	112
4.10. Силы, действующие в зацеплении червячной передачи.....	113
Глава 5. Передача винт-гайка.....	115
5.1. Общие сведения.....	115
5.2. Основные параметры передач.....	118
5.2.1. Передача винт-гайка скольжения.....	118
5.2.2. Передача винт-гайка качения.....	119
5.3. Потери мощности. КПД. Смазка.....	120
5.4. Виды разрушения и критерии работоспособности.....	121
5.5. Материалы и термообработка.....	121
5.5.1. Передача винт-гайка скольжения.....	121
5.5.2. Передача винт-гайка качения.....	122
5.6. Расчет передач винт-гайка скольжения.....	122
5.6.1. Проектировочный расчет.....	122
5.6.2. Проверочный расчет.....	122
5.7. Расчет передач винт-гайка качения.....	124
5.7.1. Проектировочный расчет.....	124
5.7.2. Проверочный расчет.....	127
5.7.3. Расчет предварительного натяга.....	127
5.7.4. Расчет на жесткость.....	127
5.7.5. Расчет критической частоты вращения винта.....	128

Глава 6. Волновые передачи.....	129
6.1. Общие сведения.....	129
6.2. Проектировочный расчет.....	131
6.3. Проверочный расчет.....	138
Глава 7. Фрикционные передачи.....	143
7.1. Общие сведения.....	143
7.2. Виды разрушения и критерии работоспособности фрикционных передач.....	144
7.3. Материалы. Допускаемые напряжения.....	145
7.4. Расчет фрикционных передач.....	145
7.4.1. Проектировочный расчет фрикционных передач.....	145
7.4.2. Геометрические параметры фрикционных передач.....	147
7.4.3. Проверочный расчет фрикционных передач.....	147
7.5. Расчет прижимных устройств.....	148
Глава 8. Цепные передачи.....	149
8.1. Общие сведения.....	149
8.2. Проектировочный расчет.....	151
8.3. Проверочный расчет.....	152
8.3.1. Расчет на износостойкость шарниров звеньев цепи.....	153
8.3.2. Расчет на усталостную прочность пластин звеньев цепи.....	154
8.3.3. Расчет цепи по запасу прочности.....	155
8.4. Расчет предварительного натяжения и нагрузок на валы передачи.....	155
8.5. Звездочки передач и их расчет.....	156
Глава 9. Ременные передачи.....	158
9.1. Плоскоременные передачи.....	158
9.1.1. Общие сведения.....	158
9.1.2. Проектировочный расчет.....	158
9.1.3. Проверочный расчет.....	163
9.2. Клиноременные передачи.....	166
9.2.1. Общие сведения.....	166
9.2.2. Проектировочный расчет.....	167
9.2.3. Проверочный расчет.....	171
9.3. Зубчато-ременные передачи.....	173
9.3.1. Общие сведения.....	173
9.3.2. Проектировочный расчет.....	173
9.3.3. Проверочный расчет.....	177
Глава 10. Валы.....	179
10.1 Общие сведения.....	179
10.2. Виды повреждений и критерии работоспособности.....	179
10.3. Расчетная схема вала.....	180
10.4. Проектировочный расчет.....	184
10.5. Проверочный расчет.....	184
10.5.1. Расчет на статическую прочность.....	184
10.5.2. Расчет на сопротивление усталости.....	185

10.5.3. Расчет валов на жесткость.....	189
10.5.4. Расчет валов на виброустойчивость.....	192
Глава 11. Подшипники скольжения.....	193
11.1. Общие сведения	193
11.2. Потери в подшипниках скольжения. КПД	195
11.3. Виды разрушения и критерии работоспособности	196
11.4. Материалы подшипников скольжения	196
11.5. Расчет подшипников скольжения в режиме полужидкостного трения.....	197
11.5.1. Проектировочный расчет	197
11.5.2. Проверочный расчет	198
11.6. Расчет одноклинового подшипника скольжения в режиме жидкостного трения.....	198
11.7. Расчет многоклинового подшипника скольжения в режиме жидкостного трения	201
11.8. Тепловой расчет гидродинамического подшипника	202
Глава 12. Подшипники качения.....	204
12.1. Общие сведения.....	204
12.2. Потери на трение. КПД и смазка	204
12.3. Методика расчета подшипников качения	205
12.3.1. Расчет подшипника по динамической грузоподъемности (на долговечность).....	207
12.3.2. Расчет подшипника по статической грузоподъемности.....	211
12.4. Определение долговечности подшипника при повышенных требованиях к надежности.....	212
12.5. Определение потерь на трение в подшипниках	212
Глава 13. Муфты	213
13.1. Постоянные (нерасцепляемые) муфты.....	213
13.2. Сцепные управляемые муфты	221
13.2.1. Муфта сцепная кулачковая	221
13.2.2. Муфты зубчатые электромагнитные.....	223
13.2.3. Муфты сцепные фрикционные.....	225
13.2.4. Расчет фрикционных муфт	244
13.3. Сцепные самоуправляемые муфты.....	246
Глава 14. Резьбовые соединения.....	247
14.1. Общие сведения	247
14.2. Жесткость резьбовых соединений	248
14.2.1. Определение суммарной податливости группы деталей болта и соединяемых деталей.....	249
14.2.2. Определение коэффициента внешней нагрузки.....	250
14.3. Расчет одиночного резьбового соединения при статической нагрузке.....	252
14.3.1. Предварительно незатянутое резьбовое соединение	252
14.3.2. Предварительно затянутые резьбовые соединения	253
14.4. Расчет одиночного резьбового соединения при переменных нагрузках.....	255
14.4.1. Расчет статической прочности	256
14.4.2. Расчет по переменным напряжениям	256
14.5. Расчет группового резьбового соединения	257

Глава 15. Соединения шпоночные, шлицевые, штифтовые, профильные и с гарантированным натягом.....	263
15.1. Шпоночные соединения.....	263
15.1.1. Ненапряженные шпоночные соединения. Общие сведения.....	263
15.1.2. Расчет ненапряженных шпоночных соединений.....	264
15.2. Шлицевые (зубчатые) соединения	265
15.2.1. Общие сведения	265
15.2.2. Расчет шлицевых соединений	267
15.3. Штифтовые соединения	268
15.3.1. Общие сведения	269
15.3.2. Расчет штифтовых соединений	269
15.4. Профильные (бесшпоночные) соединения.....	270
15.5. Соединения с гарантированным натягом.....	271
15.6. Фрикционные соединения коническими кольцами.....	274
Глава 16. Сварные соединения.....	280
16.1. Общие сведения	280
16.2. Виды сварки	280
16.3. Виды сварных соединений	281
16.4. Расчет сварных соединений	282
16.4.1. Расчет сварных соединений при действии статических нагрузок.....	283
16.4.2. Расчет сварных соединений при действии переменных нагрузок.....	285
 ЧАСТЬ II. КОНСТРУИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ МАШИН	
Глава 17. Основные положения при конструировании деталей машин.....	286
17.1. Стандартизация деталей машин	286
17.2. Технологичность деталей машин.....	287
17.3. Базирование. Базы и простановка размеров.....	289
17.4. Предельные отклонения размеров. Допуски и посадки.....	294
17.5. Допуски формы и расположения поверхностей.....	305
17.6. Методы достижения точности замыкающего звена размерной цепи.....	309
17.7. Шероховатость поверхности	314
17.8. Этапы проектирования.....	316
Глава 18. Эскизное проектирование.....	319
18.1. Общие сведения.....	319
18.2. Рекомендации по выбору конструктивного исполнения корпуса.....	321
18.3. Рекомендации по выбору типа подшипников и схемы их установки.....	323
18.4. Рекомендации по обеспечению собираемости и выбору способа фиксации деталей.....	326
18.5. Рекомендации по выбору расстояний между деталями и некоторых размеров, не определяемых расчетом.....	333
18.6. Последовательность выполнения эскизного проекта.....	334
18.7. Примеры выполнения эскизного проекта.....	341
18.7.1. Эскизное проектирование коробки скоростей.....	341
18.7.2. Эскизное проектирование червячного редуктора.....	347
Требования, предъявляемые в курсе «Основы конструирования машин» к выполнению эскизного проекта редуктора или коробки скоростей.....	353

Глава 19. Конструирование деталей передач.....	354
19.1. Конструирование валов.....	354
19.2. Конструирование зубчатых колес.....	362
19.2.1. Цилиндрические зубчатые колеса.....	362
19.2.2. Блоки зубчатых колес.....	367
19.2.3. Конические зубчатые колеса.....	368
19.3. Конструирование червяков и червячных колес.....	370
19.3.1. Червяки.....	370
19.3.2. Червячные колеса.....	371
19.4. Конструирование шкивов.....	374
19.5. Конструирование звездочек.....	377
19.6. Конструирование стаканов и крышек.....	378
19.6.1. Конструирование стаканов.....	378
19.6.2. Конструирование крышек.....	380
Глава 20. Конструирование узлов с использованием сцепных муфт.....	383
Глава 21. Подшипниковые узлы скольжения.....	388
Глава 22. Подшипниковые узлы качения.....	395
22.1. Общие положения о конструкции подшипниковых опор.....	395
22.2. Конструирование подшипниковых узлов с плавающей и фиксирующей опорами.....	396
22.3. Конструирование подшипниковых узлов при установке подшипников по схемам «х» и «о».....	399
22.4. Опоры «плавающих» валов.....	403
22.5. Опоры валов конических шестерен.....	403
22.6. Опоры валов червяков.....	405
22.7. Опоры соосно расположенных валов.....	405
22.8. Способы крепления колец подшипников.....	406
22.9. Выбор посадок подшипников.....	407
Глава 23. Конструирование корпусных деталей, плит и рам.....	410
23.1. Влияние на конструкцию технологии литья.....	410
23.1.1. Получение литейной формы.....	410
23.1.2. Образование внутренних полостей.....	410
23.1.3. Литейные уклоны.....	411
23.1.4. Выбор толщины стенки.....	411
23.1.5. Сопряжение стенок.....	412
23.1.6. Конструирование приливов.....	413
23.2. Влияние на конструкцию технологии механической обработки.....	413
23.3. Конструктивные элементы корпусов.....	415
23.3.1. Неразъемный корпус.....	416
23.3.2. Разъемный корпус.....	418
23.3.3. Посадочные отверстия под подшипники качения.....	422
23.3.4. Нижняя часть корпуса.....	423
23.4. Конструирование установочных литых плит.....	425
23.5. Конструирование сварных корпусов и установочных рам.....	427

Глава 24. Конструирование соединения фланца электродвигателя с корпусом.....	429
Глава 25. Механизмы управления коробок скоростей и редукторов.....	431
Глава 26. Конструирование деталей планетарных и волновых передач.....	439
26.1. Конструирование элементов планетарных передач.....	439
26.1.1. Конструирование центральных колес.....	440
26.1.2. Конструирование сателлитов.....	444
26.1.3. Конструирование водил.....	445
26.2. Конструирование элементов волновых передач.....	446
26.2.1. Конструирование гибких колес.....	447
26.2.2. Конструирование жестких колес.....	448
26.2.3. Конструирование генераторов волн.....	449
Глава 27. Конструирование деталей передач винт-гайка.....	452
27.1. Передача винт-гайка скольжения.....	452
27.2. Передача винт-гайка качения.....	453
Глава 28. Смазывание опор и передач. Смазочные устройства и уплотнения.....	465
28.1. Смазочные системы и выбор смазочных материалов.....	465
28.2. Смазывание зубчатых и червячных передач.....	467
28.3. Нормы погружения передач и объем масляной ванны.....	469
28.4. Смазывание цепных передач.....	470
28.5. Смазывание подшипниковых опор.....	472
28.6. Смазочные элементы и устройства.....	475
28.7. Уплотнения.....	479
28.7.1. Уплотнения подвижных соединений.....	479
28.7.2. Уплотнения неподвижных соединений.....	482

ЧАСТЬ III. ОФОРМЛЕНИЕ ПРОЕКТА

Глава 29. Чертежи сборочные.....	484
Глава 30. Чертежи общего вида.....	498
Глава 31. Оформление рабочих чертежей деталей.....	507
31.1. Общие требования и рекомендации к выполнению рабочих чертежей.....	507
31.2. Выполнение рабочих чертежей деталей типа валов.....	511
31.3. Выполнение рабочих чертежей зубчатых, червячных колес и червяков.....	514
31.4. Выполнение рабочих чертежей шкивов и звездочек.....	533
31.5. Выполнение рабочих чертежей стаканов и крышек подшипников.....	538
Глава 32. Оформление рабочего чертежа корпуса.....	542
32.1. Выбор основных видов и разрезов.....	542
32.2. Нанесение размеров и их предельных отклонений.....	542
32.3. Нанесение допусков формы и расположения поверхностей.....	556

32.4. Обозначение шероховатости поверхностей.....	559
32.5. Технические требования.....	561

Глава 33. Оформление расчетно-пояснительной записки и составление

спецификации.....	562
33.1. Оформление пояснительной записки.....	562
33.1.1. Требование к составлению пояснительной записки.....	562
33.1.2. Требования к изложению текстовой части пояснительной записки.....	564
33.1.3. Содержание кинематического расчета.....	567
33.1.4. Содержание проектировочных расчетов.....	567
33.1.5. Содержание проверочных расчетов.....	567
33.2. Оформление спецификации.....	568

ЧАСТЬ IV. ЭЛЕМЕНТЫ САПР ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ УЧЕБНОГО ПРОЕКТА

Глава 34. Системы автоматизированного проектирования.....573

34.1. Структура САПР.....	573
34.2. Принципы построения САПР.....	574
34.3. Информационное и программное обеспечение САПР.....	576
34.4. Режимы обработки информации в САПР.....	576
34.5. Оптимальное проектирование	577

Глава 35. Автоматизация отдельных этапов проектирования механизмов, их узлов и деталей.....581

35.1. Системы автоматизированной поддержки инженерных решений.....	581
35.1.1. Объектно-ориентированное проектирование.....	582
35.1.2. Представление знаний предметной области.....	582
35.1.3. База знаний объекта проектирования.....	585
35.1.4. Структура БПР.....	586
35.1.5. Соглашения о связи БПР с языком Си.....	588
35.1.6. Пример расчета с применением БПР.....	589
35.1.7. Вычислительная модель и планировщик.....	592
35.1.8. Процесс проектирования с помощью системы автоматизированной поддержки инженерных решений.....	594
35.2. Оптимизация кинематических расчетов.....	595
35.3. Поисковое проектирование зубчатых передач с использованием ЭВМ.....	599

Приложения.....602

I. Уточняющие расчеты.....	602
I.1. Выбор электродвигателей переменного тока при различных режимах работы.....	602
I.2. Методика расчета ресурса работы подшипников качения с учетом состояния смазочного слоя.....	604
II. Справочные таблицы.....	608

Список литературы.....661

Учебное пособие

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ МАШИН

Жуков Константин Петрович
Гуревич Юрий Ефимович

Подписано в печать 07.12.2004. Формат 60х90/16. Бумага офсетная
Гарнитура «Таймс». Усл. печ. л. 42. Уч.-изд. л. 42
Тираж 2000 экз. Заказ №
Отпечатано на ризографе ИЦ МГТУ «Станкин»
Лицензия РФ ЛР № 01741 от 11.05.2000.

Издательский центр Московского государственного технического
университета «Станкин». 103055, Москва, Вадковский пер., д.3а