

**В. Е. АНТОНЮК**

**В ПОМОЩЬ  
МОЛОДОМУ  
КОНСТРУКТОРУ  
СТАНОЧНЫХ  
ПРИСПОСОБЛЕНИЙ**

**ИЗДАТЕЛЬСТВО „БЕЛАРУСЬ“  
МИНСК 1975**

УДК 621.9.07:658.5]2.2

Книга содержит сведения, необходимые при проектировании различных видов станочных приспособлений массового и серийного производства.

В ней изложены основные принципы и последовательность конструирования станочных приспособлений. Рассмотрены способы и средства базирования обрабатываемых деталей, расчет основных элементов пневматического, гидравлического, электрического и других видов механизированного привода.

Приведены расчеты прочности узлов и деталей, наиболее часто встречающихся при проектировании станочных приспособлений, сил зажима при различных видах обработки, геометрические расчеты разных видов приспособлений, размерных цепей. Даны рекомендации по выбору материалов и термообработке разнообразных деталей.

Книга рассчитана на широкий круг инженерно-технических работников машиностроения.

© Издательство «Беларусь», 1975.

## ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СТАНОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

В современных технологических процессах поточно-массового производства затраты на изготовление и эксплуатацию технологической оснастки составляют до 20% себестоимости продукции.

Наибольший удельный вес в общем парке технологической оснастки составляют станочные приспособления, применяемые для установки и закрепления заготовок деталей, обрабатываемых на металлорежущих станках.

Постоянно увеличивающееся количество применяемых приспособлений и значительное их влияние на стоимость и сроки подготовки производства требуют создания наиболее рациональных конструкций приспособлений, экономического обособления разрабатываемых видов приспособлений, снижения их металлоемкости, рационального применения материалов для деталей приспособлений и назначения наиболее целесообразных видов термической обработки.

### ПОРЯДОК ПРОЕКТИРОВАНИЯ СТАНОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ

Обычно проектирование станочных приспособлений состоит из двух этапов:

I — разработка технологического процесса обработки детали. На этом этапе технолог выполняет эскизы механической обработки детали и на них намечает базовые поверхности и места зажима ее в приспособлении. Положение детали на эскизе должно быть таким же, как и в станочном приспособлении при выполнении операции на станке. Деталь изображается в виде, какой она имеет после обработки на данной операции;

II — конструирование приспособления. После получения задания технолога на конструирование приспособления конструктор обязан изучить:

1) чертежи заготовки и готовой детали и технические условия на деталь;

2) технологический процесс и эскиз механической обработки на соответствующей операции;

3) техническую характеристику, паспортные данные, посадочные места и состояние станка, на котором будет установлено проектируемое приспособление;

4) условия эксплуатации, обслуживания и ремонта проектируемого приспособления.

При конструировании приспособления необходимо вычертить в следующем порядке:

1) контур обрабатываемой детали (обычно в трех проекциях), оставив достаточно места для вычерчивания на проекциях всех элементов приспособления. Контур детали показывается утолщенными штрих-пунктирными линиями;

2) вокруг контура обрабатываемой детали направляющие элементы приспособления для режущего инструмента (кондукторные втулки и т. д.);

3) установочные (центрирующие) или опорные элементы (подвижные и неподвижные опоры и т. п.);

4) зажимные и вспомогательные элементы приспособления;

5) корпус, выполнив при этом разрезы и сечения, проставив габаритные и контрольные размеры приспособления (диаметры кондукторных втулок, расстояние между осями кондукторных втулок, а также между базовыми поверхностями) и задав технические условия на точность изготовления приспособления.

Конструктор должен выполнить расчеты по определению:

а) сил зажима в зависимости от сил резания;

б) точности базирования в зависимости от требуемой точности изготовления детали;

в) основных параметров зажимных устройств (расчет на прочность и жесткость);

г) основных параметров силового привода.

## **ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ СТАНОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ**

Конструирование станочных приспособлений, так же как и конструирование любых машин,— процесс творческий. Как правило, каждая конструкторская задача имеет много решений. Используя имеющиеся теоретические знания и практический опыт, конструктор должен выбрать из многих возможных решений одно, наилучшее. При этом ему приходится принимать во внимание ряд часто противоречивых технологических и эксплуатационных требований, предъявляемых к проектируемой конструкции. Нередко правильное решение может быть приня-

то только после проведения сравнительных технико-экономических расчетов по различным конструктивным вариантам.

Целью конструирования в данном случае является создание станочных приспособлений, в полной мере отвечающих эксплуатационным требованиям и наиболее экономичных в изготовлении.

Для решения этих задач рекомендуется:

а) обособивать применение каждого механизма, каждой детали механизма, каждого элемента деталн;

б) обеспечивать удобства сборки, разборки и регулировки;

в) исключать по возможности подбор и пригонку деталей, а также операции выверки и регулировки деталей и узлов при сборке;

г) добиваться экономного расходования материалов и обеспечивать высокую прочность деталей способами, не требующими увеличения веса (придание деталям рациональных форм с наилучшим использованием материала, применение материалов повышенной прочности, введение упрочняющей обработки);

д) обеспечивать соответствие конструктивных форм деталей приспособления условиям технологии получения заготовок и технологии механической обработки;

е) упрощать уход за приспособлением, сокращать объем операций обслуживания, устранять периодические регулировки;

ж) предупреждать возможность перегрузки приспособления в эксплуатации, вводить предохранительные и предельные устройства;

з) предусматривать надежную автоматическую смазку трущихся поверхностей, избегать по возможности применения периодической смазки;

и) не выполнять трущиеся поверхности непосредственно на корпусных деталях;

к) избегать открытых механизмов и передач, предотвращать проникновение грязи, пыли и влаги на трущиеся поверхности;

л) предупреждать коррозию деталей, работающих в соприкосновении с химически активными средами;

м) обеспечивать надежную страховку резьбовых соединений от самоотворачивания;

н) устранять возможность поломок и аварий в результате неумелого или небрежного обращения, вводить блокировки, автоматизировать и упрощать управление;

о) максимально использовать нормализованные и унифицированные детали и узлы;

п) не применять оригинальных деталей там, где можно использовать стандартные, нормализованные, унифицированные, заимствованные или покупные узлы и детали;

р) придавать конструкции приспособления простые и глад-

кие внешние формы, облегчающие содержание приспособления в чистоте;

с) сосредоточивать органы управления и контроля по возможности в одном месте;

т) предусматривать удобную очистку установочных поверхностей от стружки, использовать очистку от стружки струей сжатого воздуха, охлаждающей жидкости или путем отсоса специальным устройством;

у) обеспечивать удобную загрузку и выгрузку обрабатываемых деталей в рабочую зону, предусматривать применение выталкивающих устройств для выгрузки деталей;

ф) тщательно изучать опыт эксплуатации аналогичных приспособлений, оперативно исправлять дефекты, обнаруженные в процессе эксплуатации.

В настоящее время почти каждая конструкция является итогом работы конструкторов нескольких поколений. С течением времени повышаются технико-экономические требования к конструкциям, увеличению надежности их действия и долговечности. Поэтому одним из важнейших условий успешного проектирования является тщательный анализ известных технических решений по данному вопросу. Особенно важно изучение исходных материалов, основной задачей которого является правильный выбор основных параметров приспособления. Если отдельные конструктивные погрешности могут быть исправлены в процессе изготовления и доводки приспособления, то ошибки в основных параметрах и замысле конструкции приспособления обычно не поддаются исправлению.

Для того чтобы избежать таких ошибок, конструкторы должны иметь достаточный фонд справочного конструктивного материала, использовать конструктивные материалы смежных организаций, обязательно изучать отечественную и зарубежную патентную литературу и патенты, быть в курсе поисковых и исследовательских работ в своей отрасли, изучать опыт других, даже далеких по профилю отраслей машиностроения.

Широкое использование накопленного опыта не означает ограничения творческой инициативы конструктора, а проектирование каждой новой конструкции представляет собой огромное поле деятельности для конструктора.

Важным условием при конструировании является хорошее знание конструктором процессов изготовления деталей приспособления, сборки и регулировки приспособления, новейших электрофизических, электрохимических и других технологических процессов, позволяющих более широко применять рациональные конструкции форм деталей, а также условий эксплуатации проектируемого приспособления. Как показывает опыт, лучшего результата достигают те конструкторы, которые сочетают конструкторские способности со знанием условий эксплуатации проектируемых приспособлений.

Значительное место в работе конструктора занимает компоновка конструкции. При этом важно уметь выделить главное и установить правильную последовательность разработки конструкции.

Основной ошибкой начинающих конструкторов является стремление скомпоновать все элементы конструкции одновременно.

Компоновку следует начинать с решения главных вопросов конструкции — выбора рациональной кинематической и силовой схем, определения наиболее целесообразного взаимного расположения деталей. Причем, необходимо разрабатывать сразу несколько вариантов, анализировать их и выбрать наиболее оптимальный.

Детализировать конструкцию на этапе компоновки не только бесполезно, но и вредно, так как внимание конструктора отвлекается от основных задач этого этапа.

В процессе компоновки при выборе размеров и форм деталей необходимо производить ориентировочные и приближенные расчеты. Однако на них нельзя всецело полагаться, ибо существующие методы расчетов не всегда учитывают все факторы, определяющие работоспособность конструкции. Есть ряд деталей (например, корпусные), не поддающихся точному расчету. Размеры же некоторых деталей зависят не только от прочности, но и от технологии их изготовления и других факторов.

При компоновке должны быть учтены все условия, определяющие работоспособность конструкции приспособления, работы системы смазки, решены вопросы сборки-разборки, предусмотрены условия удобного обслуживания и т. д.

Часто в процессе проектирования обнаруживаются незамеченные в первоначальных вариантах недостатки, для устранения которых приходится возвращаться к ранее существовавшим вариантам или разрабатывать новые. На всех стадиях компоновки следует учитывать и опыт производственников.

Компоновку лучше всего вести в масштабе 1:1. Чем глубже проработка конструкции, тем выше в конечном счете выигрыш в стоимости и сроках изготовления приспособления, а также в эффективности эксплуатации.

## **КЛАССИФИКАЦИЯ СТАНОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ**

Обычно станочные приспособления классифицируются по типу станков, степени специализации, уровню механизации и виду привода.

В зависимости от типа станков приспособления к ним делятся на: токарные, фрезерные, шлифовальные, сверлильные, зу-

бофрезерные, зубошевинговальные, зубошлифовальные и другие.

По степени специализации станочные приспособления делятся на:

а) специальные, предназначенные только для выполнения одной определенной операции в условиях серийного и массового производства;

б) переналаживаемые (групповые), предназначенные для обработки на одной операции группы деталей разных наименований, близких по конструктивно-технологическим параметрам, в условиях мелкосерийного производства;

в) универсально-сборочные (УСП), предназначенные для обработки различных деталей на разных операциях в условиях опытного и мелкосерийного производства.

По уровню механизации и автоматизации приспособления делятся на ручные, механизированные, полуавтоматические и автоматические.

По источнику энергии привода станочные приспособления делятся на пневматические, пневмогидравлические, гидравлические, электромеханические, магнитные, вакуумные и центробежно-инерционные.

Требования, предъявляемые к конструкциям станочных приспособлений, зависят от вида производства.

В крупносерийном и массовом производстве применяются специальные приспособления преимущественно с пневматическим или гидравлическим приводом. Кроме основных требований (точность, жесткость, компактность) к приспособлению предъявляются и дополнительные — по максимально возможной их механизации и автоматизации.

В условиях серийного производства также требуется обеспечение повышения производительности и облегчения труда рабочих, в связи с чем здесь применяются специальные приспособления с быстродействующими приводами. Эти приспособления должны удовлетворять таким условиям, как сокращение сроков и стоимости подготовки производства, времени на переналадку оборудования, экономичность. В связи с этим для предприятий с серийным типом производства характерно применение переналаживаемых (групповых) и универсально-сборочных приспособлений (УСП).

## **ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ РАЗРАБОТКИ РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ ДЕТАЛЕЙ**

От качества рабочих чертежей в известной мере зависит и качество изготовления всей конструкции. Рабочие чертежи, технические условия и другие документы должны содержать все данные, определяющие форму, размеры, допуски, материал, вид термической обработки, покрытия, а также особые требо-

вания к сборке и ряд других сведений; необходимых для изготовления, контроля и испытания деталей.

Основные требования к рабочим чертежам регламентированы ГОСТ 2.109—73.

Рабочие чертежи должны быть разработаны так, чтобы при их использовании требовался минимум дополнительных документов. В связи с этим не рекомендуется давать ссылки на другие документы. Они допустимы только в тех случаях, когда это не затруднит пользование чертежами на производстве. Не допускаются ссылки на отдельные пункты стандартов и других документов, эти пункты следует приводить полностью на чертеже деталн.

Как правило, на рабочих чертежах нельзя помещать технологические указания, за исключением случаев, когда указания по применению определенных способов изготовления и контроля связаны с обеспечением требуемого качества деталн, а также при назначении видов и способов сварки.

На рабочих чертежах деталей обязательно указываются те размеры, предельные отклонения, обозначения шероховатостей и другие технические требования, которым деталн должны соответствовать перед сборкой до покрытия или перед дополнительной обработкой по чертежам других изделий.

Все размеры заключаются в скобки для случаев сборки или обозначаются знаком \* для случаев покрытий, а в технических требованиях делается соответствующая запись.

Правила выполнения чертежей деталей установлены ГОСТ 2.109—73, а чертежей различных изделий (пружин, зубчатых колес, реек, червяков, червячных колес, звездочек, труб и трубопроводов, электротехнических и оптических изделий, тары) — ГОСТ 2.401—68—2.418—68, 2.414—68—2.418—68, 2.420—69, 2.421—70, 2.422—70, 2.413—72.

При выполнении рабочих чертежей следует соблюдать также стандарты, регламентирующие форматы, масштабы, линии, чертежные шрифты, изображения, виды, разрезы, сечения, обозначения графических материалов и правила их нанесения.

При выполнении рабочих чертежей шероховатости поверхностей обозначаются по ГОСТ 2.309—73, покрытия, термообработка и другие виды обработки — по ГОСТ 2.310—68.

Размеры и предельные отклонения наносятся в соответствии с ГОСТ 2.307—68. При этом необходимо придерживаться следующих правил:

а) количество размеров на чертеже должно быть минимальным, но достаточным для изготовления и контроля деталн;

б) каждый размер должен указываться только один раз и обеспечивать возможность его выполнения и контроля при изготовлении деталн;

в) на все размеры должны быть проставлены (или оговорены) предельные отклонения;

г) проставлять размеры следует так, чтобы наиболее точный из них имел наименьшую накопленную погрешность при изготовлении;

д) конструктор должен четко знать последовательность технологических этапов;

е) при проставке размеров на рабочих чертежах необходимо выяснить, какие размеры сопряженные, а какие свободные; сопряженные размеры следует брать из схем размерных цепей общих видов и проставлять их на рабочих чертежах со своими допусками, полученными при расчете этих цепей;

ж) в простых деталях, имеющих оси симметрии, размеры рекомендуются проставлять не от осей симметрии, а от поверхностей детали.

При обработке деталей возникают дефекты не только линейных размеров, но и геометрической формы, а также расположения осей относительно поверхностей.

Допускаемые отклонения формы и расположения поверхностей можно изображать графически в соответствии с ГОСТ 2.308—68 или оговаривать в технических требованиях, приводимых на поле чертежа детали.

При разработке технических требований, задаваемых на рабочих чертежах, нужно придерживаться следующих правил:

1. На рабочих чертежах корпусных деталей следует указывать:

- а) плоскостность базовых обработанных поверхностей;
- б) взаимную параллельность осей отверстий;
- в) параллельность осей отверстий базовой плоскости;
- г) перпендикулярность двух осей отверстий;
- д) перпендикулярность оси отверстия плоскости;
- е) перпендикулярность двух плоскостей.

2. На посадочные места подшипников должны указываться (по ГОСТ 3325—55):

а) отклонения по овальности и конусности посадочных шеек и отверстий корпусов, которые разрешаются до половины допуска на диаметр посадочной поверхности;

б) осевое биение упорных запяточников вала и отверстия.

3. В случаях, когда торцы наружных колец подшипников упираются в крышки, прикрепляемые к корпусу, на чертеже корпуса указывается неперпендикулярность наружной плоскости корпуса и оси отверстия, а на чертеже крышки — параллельность двух торцовых поверхностей.

4. Для базовых отверстий зубчатых колес, шкивов, муфт и других подобных деталей следует указывать овальность и конусность отверстий, которые должны быть не более 0,5—0,8 допуска на диаметр отверстий.

5. Для деталей с короткими базовыми отверстиями (отношение  $\frac{L}{D} < 1,0$ ) должна оговариваться неперпендикулярность опорных торцов к оси отверстия.

При длинных базовых отверстиях ( $\frac{L}{D} > 1,0$ ) допуски на осевое биение торцов ступицы могут в 1,5—2 раза превышать табличные значения.

Для приобретения навыков разработки рабочих чертежей конструктор должен научиться мысленно представлять последовательность действий исполнителя каждой операции: модельщика (какие виды, разрезы, сечения требуются для выявления конструктивной формы детали; достаточно ли проставлено размеров для изготовления модели и ящика); формовщика (как будет собираться форма; как будет крепиться стержень; через какие отверстия будет удаляться стержневая смесь; где будут расположены литники); фрезеровщика (последовательность обработки плоскостей; проверка простановки размеров и технических требований на расположение плоскостей) и др.

Следует также иметь в виду, что при разработке рабочих чертежей в некоторой степени продолжается конструирование, так как и на этой стадии конструктор должен продолжать поиски решений по снижению веса, увеличению жесткости и повышению прочности деталей.

**Пути снижения веса.** Максимального снижения веса можно добиться путем придания деталям формы полной равнопрочности, при которой напряжения в каждом сечении детали по ее продольной оси и в каждой точке этого сечения одинаковы.

Однако при изгибе, кручении и других сложных состояниях напряжение по сечению распределяется неравномерно. В этих случаях можно приблизиться к условию равнопрочности путем выравнивания напряжений по сечению, удаления металла из наименее нагруженных участков сечения и сосредоточения его в наиболее нагруженных местах.

Как известно, наиболее распространенными показателями прочности и жесткости профилей являются: площадь сечения, осевой момент инерции, момент сопротивления.

В табл. 1 приведены основные характеристики наиболее распространенных профилей; в табл. 2 — рациональные сечения при наименьшем весе; в табл. 3 — различные варианты снижения веса за счет применения равнопрочной формы деталей.

**Пути увеличения жесткости.** Жесткость — это способность конструкции сопротивляться действию внешних нагрузок с наименьшими деформациями или с деформациями, не нарушающими работоспособность конструкции. При недостаточной жесткости могут возникнуть повышенные деформации, которые

являются причиной нарушения равномерного распределения нагрузки и появления опасных местных напряжений; повысить трение и износ подвижных соединений; возникнуть фрикционная коррозия и сваривание поверхностей. При этом в большинстве случаев становится невозможной работа конструкций, связанных с выполнением точных операций.

Коэффициентом жесткости называется отношение силы  $P$ , приложенной к конструкции, к максимальной деформации  $f$ , вызываемой этой силой:

$$\lambda = \frac{P}{f}.$$

Величина, обратная коэффициенту жесткости, называется коэффициентом упругости:

$$\mu = \frac{f}{P}.$$

Основными путями повышения жесткости являются:

- а) устранение изгиба, замена его сжатием и растяжением;
- б) применение целесообразной расстановки опор для деталей, работающих на изгиб, исключение невыгодных по жесткости видов нагружения;
- в) рациональное увеличение моментов инерции сечений и усиление заделочных участков;
- г) применение сводчатых, сферических и яйцевидных форм для деталей коробчатого сечения.

Примеры увеличения жесткости отдельных конструкций приведены в табл. 4.

**Пути повышения циклической прочности.** Большинство конструкций стационарных приспособлений подвергается воздействию переменных нагрузок, поэтому обеспечение циклической прочности является необходимым условием долговечности и надежности.

Способность материала выдерживать без разрушения неограниченное число циклов нагружений определяет его циклическую прочность, а величина напряжений при таком нагружении — предел усталости материала.

Пределы усталости материалов имеют гораздо большее колебание значений, чем механические характеристики при статическом нагружении, и зависят от условий нагружения, типа цикла, степени асимметрии, технологии изготовления, состояния поверхности и ряда других факторов. Между характеристиками усталостной и статической прочности нет определенной зависимости.

Усталостная прочность конкретных деталей в значительной мере зависит от концентраторов напряжений, которые могут в 2—3 и более раз повысить средний уровень напряжений, действующих в опасном сечении детали.

Обычно различают геометрические и технологические концентраторы напряжений.

К геометрическим концентраторам напряжений относятся: засверловки, отверстия, резьбовые отверстия, кольцевые выточки, канавки, ступеньки с острыми входящими углами, подиутрения, лыски, резьбы, шпоночные канавки, шлицы, впадины зубьев, сварные швы, клеи и т. д.; к технологическим — участки с перерезанными волокнами, полученными при предшествующей горячей обработке заготовок; литейные дефекты; участки переходов у кованых и штампованных заготовок, являющихся следствием вытяжки металла; грубая механическая обработка поверхности детали; места прессовых посадок; гальванопокрытия и т. д.

В табл. 5 приведены примеры устранения геометрических концентраторов напряжений.

К технологическим методам повышения усталостной прочности относятся:

1) применение термической, химико-термической и термо-механической обработки сталей с целью создания в поверхностных слоях предварительных напряжений сжатия;

2) повышение чистоты поверхностей деталей путем применения полирования, притирки, суперфиниширования и др.

3) упрочнение поверхностного слоя пластической деформацией (дробеструйная обработка, накатывание роликами, алмазное выглаживание, ультразвуковое упрочнение, импульсный гидронаклеп и т. д.).

Таблица 1  
Основные характеристики профилей

Форма поперечного сечения	Площадь сечения $F$ в $\text{см}^2$	Осевой момент инерции $I$ в $\text{см}^4$	Момент сопротивления $W$ в $\text{см}^3$
Квадрат	$b^2$	$I = \frac{b^4}{12}$	$W = \frac{b^3}{6}$
Прямоугольник	$bh$	$I_x = \frac{bh^3}{12}, I_y = \frac{hb^3}{12}$	$W_x = \frac{bh^2}{6}, W_y = \frac{hb^2}{6}$
Круг	$\frac{\pi d^2}{4}$	$I = \frac{\pi d^4}{64} \approx 0,05d^4$	$W = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1d^3$
Кольцо $a = \frac{d_1}{d}$	$\frac{\pi (d^2 - d_1^2)}{4}$	$I = \frac{\pi d^4}{64} (1 - a^4)$	$W = \frac{\pi d^3}{32} (1 - a^4);$

Таблица 2

## Рациональные сечения профилей одинакового веса

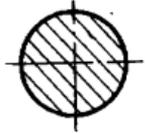
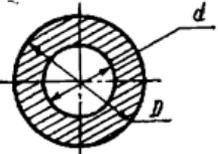
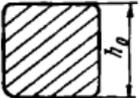
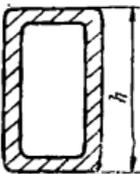
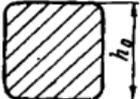
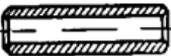
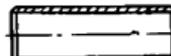
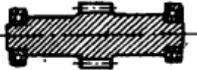
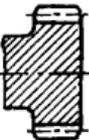
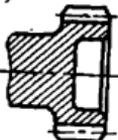
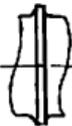
Эскиз сечения	Отношение и его величина	Показатель же- сткости $W/W_0$	Показатель прочности $I/I_0$	
 	$\frac{d}{D}$	— 0,6 0,8 0,9	1 2,1 4,5 10,0	1 1,7 2,7 4,1
 	$\frac{h}{h_0}$	— 1,5 2,5 3,0	1 3,5 9 18	1 2,2 3,7 5,5
 	$\frac{h}{h_0}$	— 1,5 2,5 3,0	1 4,3 11,5 21,5	1 2,7 4,5 7,0

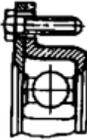
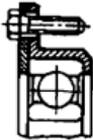
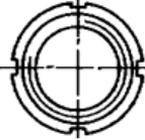
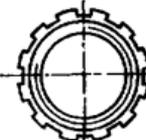
Таблица 3

Снижение веса деталей путем придания им равнопрочной  
и рациональной формы

Неэкономичная форма детали	Рациональные формы детали	Отношение веса детали рациональной формы к неэкономичной
1	2	3
	 $\frac{d}{D} = 0,5$	0,78
	 $\frac{d}{D} = 0,6$	0,7
	 $\frac{d}{D} = 0,7$	0,61
	 $\frac{d}{D} = 0,8$	0,51
	 $\frac{d}{D} = 0,9$	0,39

1	2	3
		0,9
		0,8
		0,8
		0,75
		0,75 (по буртику)

1	2	3
		0,9
		0,8
		0,75
		0,8 (по буртику)
		0,8 (по буртику)

1	2	3
		0,9
		0,9
		0,9
		0,95
		0,75

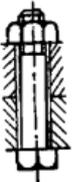
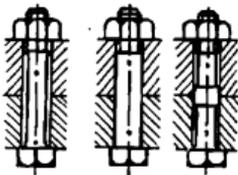
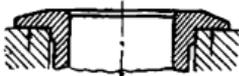
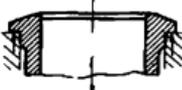
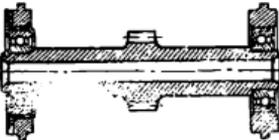
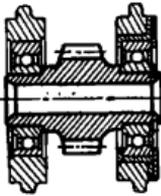
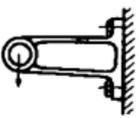
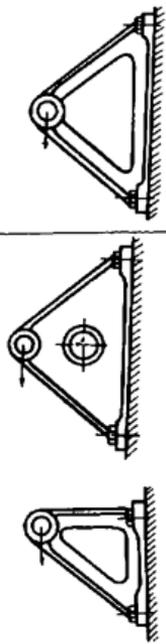
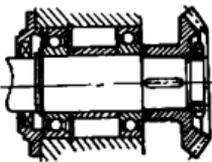
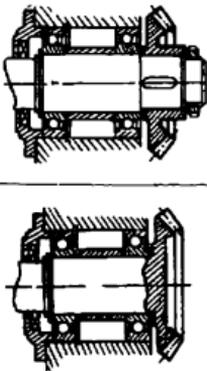
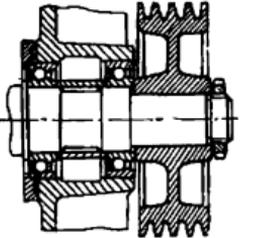
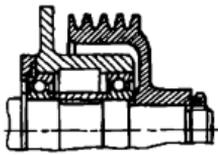
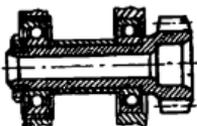
1	2	3
		0,75
		0,9

Таблица 4

**Увеличение жесткости машиностроительных конструкций**

Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
		Уменьшение чрезмерного вы- лета буртика
		Уменьшение про- лета между опо- рами

Исходная конструкция	Изменяемая конструкция	Сущность изменения
		<p>Замена изгиба растяжением-сжатием</p>
		<p>Уменьшение вылета консоли усилением узла заделки</p>

Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
		<p>Уменьшение вылета консоли усилением узла заделки</p>
		<p>Ликвидация консоли</p>
		<p>Усиление жесткости кольцевым воротником</p>
		<p>Придание формы равного сопротивления</p>
		<p>Уменьшение напряжений изгиба</p>

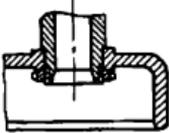
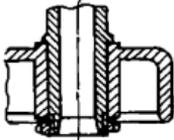
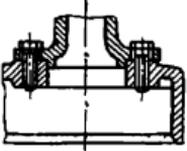
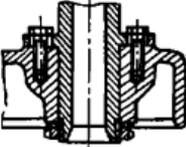
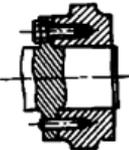
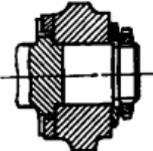
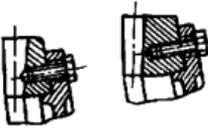
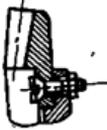
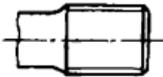
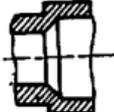
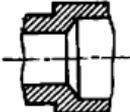
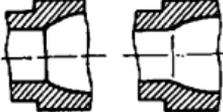
Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
		Усиление заделки
		
		

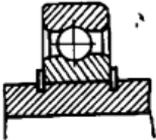
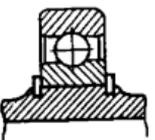
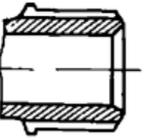
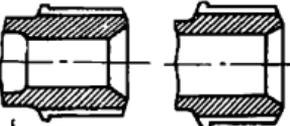
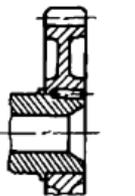
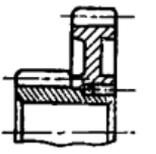
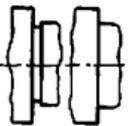
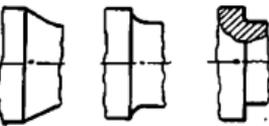
Таблица 5

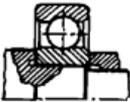
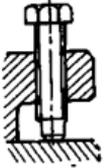
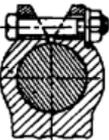
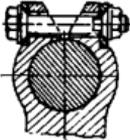
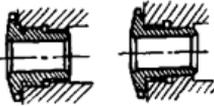
## Устранение концентрации напряжений

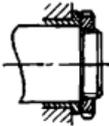
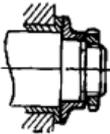
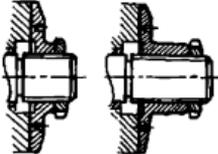
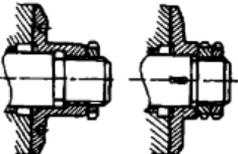
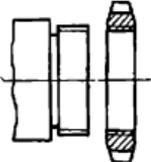
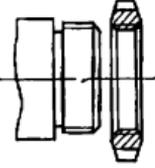
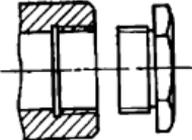
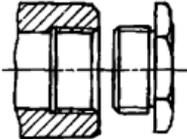
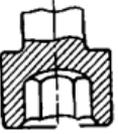
Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
1	2	3
		Крепежные болты заменены кольцевой гайкой

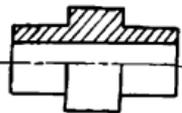
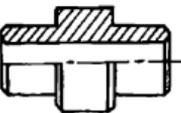
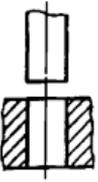
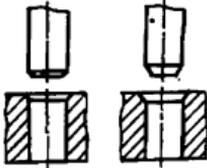
1	2	3
		<p>Фиксирующий штифт перенесен на головку</p>
		<p>Фиксирующий усик выполнен вместе с головкой</p>
		<p>Концентраторы перенесены в различные плоскости</p>
		<p>Отверстия перенесены в сторону от зубьев на диск</p>
		<p>Усилен зубчатый венец и введены плавные переходы от венца к зубьям</p>

1	2	3
		<p>Увеличен диаметр нарезанного участка</p>
		<p>Усилен вал на участке резьбы</p>
		<p>Увеличены сечения вала на участке расположения концентраторов</p>
		<p>Ослабленный участок усилен за счет разноса входящих углов</p>
		<p>Внутренним ступенькам приданы плавные переходы</p>

1	2	3
		<p>Усилен вал на ослабленном участке</p>
		<p>Усилен вал на ослабленном участке</p>
		<p>Утолщены вал и ступица</p>
		<p>Зубчатое колесо насажено на продолжение зубьев малого колеса</p>
		<p>На участках перехода введены галтели</p>

1	2	3
		<p>Применены гайки повышенной прочности</p>
		
		<p>Устранен изгиб в резьбовых деталях</p>
		
		<p>Введено центрирование в резьбовых соединениях</p>

1	2	3
		<p>Введено центрирование в резьбовых соединениях</p>
		
		<p>Введены фаски</p>
		
		

1	2	3
		
		Введены фаски
		

### ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ К СТАНОЧНЫМ ПРИСПОСОБЛЕНИЯМ

Станочные приспособления должны обеспечивать строго определенные положения обрабатываемой поверхности, которые определяются координирующими размерами и геометрическими соотношениями — параллельностью, соосностью, перпендикулярностью и т. д. Все эти условия оговариваются на общем виде приспособления.

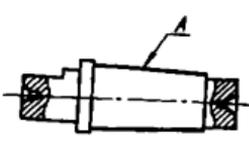
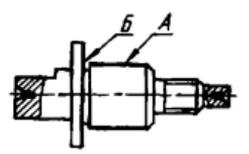
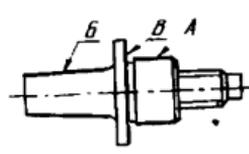
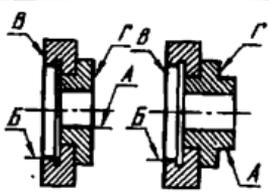
В табл. 6—8 приведены типовые технические требования к чертежам общих видов приспособлений, условные и текстовые обозначения технических требований и предельные отклонения как примеры обозначения, которые в каждом конкретном случае должны назначаться в соответствии с расчетом. Величина

предельного отклонения может задаваться на всю поверхность, на заданную длину (или площадь) или на определенном участке. Правила указания на чертежах предельных отклонений формы и расположения поверхностей регламентированы ГОСТ 2.308—68.

При назначении допускаемых предельных отклонений можно пользоваться нормами точности станков, приведенных в табл. 9, причем следует учитывать, что эти нормы точности достижимы на новых станках при чистовых режимах обработки.

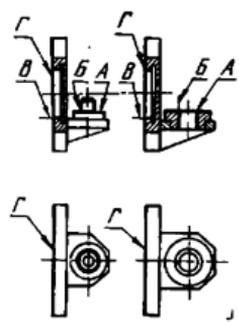
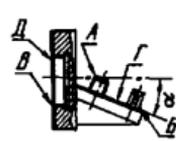
Таблица 6

**Типовые технические требования к приспособлениям для токарных, карусельных, кругло- и внутришлифовальных станков**

Предельные отклонения	
Текст технических требований	Указания на чертеже
<p>Биеение поверхности <i>A</i> относительно оси центров не более 0,01 мм</p>	
<p>1. Радиальное биеение поверхности <i>A</i> относительно оси центров не более 0,01 мм 2. Торцовое биеение поверхности <i>B</i> относительно оси центров не более 0,01 мм</p>	
<p>1 Радиальное биеение поверхности <i>A</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм 2 Торцовое биеение поверхности <i>B</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p>	
<p>1. Радиальное биеение поверхности <i>A</i> относительно оси поверхности <i>B</i> при опоре на поверхность <i>B</i> не более 0,01 мм 2. Торцовое биеение поверхности <i>Г</i> относительно оси поверхности <i>B</i> при опоре на поверхность <i>B</i> не более 0,01 мм</p>	

Предельные отклонения	
Текст технических требований	Указания на чертеже
<p>1. Радиальное биение поверхности <i>A</i> контрольного валика, зажатого в призмах, относительно оси поверхности <i>B</i> при опоре на поверхность <i>B</i> не более 0,01 мм</p> <p>2. Неперпендикулярность оси поверхности <i>A</i> контрольного валика, зажатого в призмах, относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p>	
<p>1. Непересечение осей поверхностей <i>A</i>, <i>B</i> и <i>V</i> не более 0,01 мм</p> <p>2. Неперпендикулярность поверхности <i>Г</i> относительно поверхности <i>Д</i> не более 0,01 мм</p>	
<p>1. Непараллельность поверхности <i>A</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p> <p>2. Отклонение осей поверхностей <i>B</i>, <i>Г</i> и <i>Д</i> от общей плоскости, проходящей через оси, не более 0,01 мм</p>	
<p>1. Несоосность оси поверхности <i>A</i> контрольного валика, установленного в призму, относительно отверстия <i>B</i> не более 0,01 мм</p> <p>2. Непараллельность оси поверхности <i>B</i> контрольного валика относительно поверхности <i>Г</i>, не более 0,01 мм</p>	

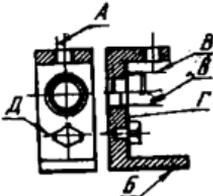
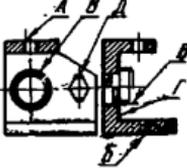
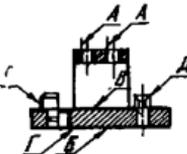
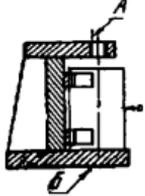
## Предельные отклонения

Текст технических требований	Указания на чертеже
<p>1. Неперпендикулярность поверхности <i>A</i> относительно оси отверстия <i>B</i> не более 0,01 мм</p> <p>2. Непересечение осей отверстий <i>B</i> и <i>B</i> не более 0,01 мм</p> <p>3. Неперпендикулярность поверхности <i>A</i> относительно поверхности <i>Г</i> не более 0,01 мм</p>	
<p>1. Отклонение осей поверхностей <i>A</i>, <i>B</i> и <i>B</i> от общей плоскости, проходящей через оси, не более 0,01 мм</p> <p>2. Неперпендикулярность поверхности <i>Г</i> относительно оси отверстия <i>A</i> не более 0,01 мм</p> <p>3. Непараллельность поверхности <i>Г</i> в сечениях перпендикулярно плоскости, проходящей через оси поверхностей <i>B</i> и <i>B</i>, относительно поверхности <i>Д</i> не более 0,01 мм</p>	
<p>1. Отклонение осей поверхностей <i>A</i>, <i>B</i> и <i>B</i> от общей плоскости, проходящей через оси, не более 0,01 мм</p> <p>2. Непараллельность поверхности <i>Г</i> в сечениях перпендикулярно плоскости, проходящей через оси поверхностей <i>B</i> и <i>B</i>, относительно поверхности <i>Д</i> не более 0,01 мм</p>	

**Типовые технические требования к приспособлениям  
для сверлильных станков**

Предельные отклонения	
Текст технических требований	Указания на чертеже
<p>1. Неперпендикулярность оси отверстия <i>A</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p> <p>2. Несоосность поверхности <i>B</i> относительно отверстия <i>A</i> не более 0,01 мм</p>	
<p>1. Неперпендикулярность оси отверстия <i>A</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p> <p>2. Несоосность поверхности <i>B</i> относительно отверстия <i>A</i> не более 0,01 мм</p> <p>3. Непараллельность поверхности <i>Г</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p>	
<p>1. Неперпендикулярность оси отверстия <i>A</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p> <p>2. Непараллельность поверхности <i>B</i> относительно поверхности <i>Г</i> не более 0,01 мм</p> <p>3. Отклонение оси поверхности <i>Г</i> от общей плоскости, проходящей через ось отверстия <i>A</i>, не более 0,01 мм</p>	
<p>1. Неперпендикулярность оси отверстия <i>A</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p> <p>2. Непересечение осей отверстия <i>A</i> и поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p> <p>3. Неперпендикулярность поверхности <i>Г</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p>	

## Предельные отклонения

Текст технических требований	Указания на чертеже
<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Неперпендикулярность оси отверстия <i>A</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</li> <li>2. Непересечение осей отверстия <i>A</i> и поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</li> <li>3. Неперпендикулярность поверхности <i>Г</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</li> <li>4. Неперпендикулярность плоскости, проходящей через оси поверхностей <i>B</i> и <i>Д</i>, относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</li> </ol>	
<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Неперпендикулярность оси отверстия <i>A</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</li> <li>2. Непересечение осей отверстия <i>A</i> и поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</li> <li>3. Непересечение осей отверстия <i>A</i> и поверхности <i>В</i> не более 0,01 мм</li> <li>4. Непараллельность плоскости, проходящей через оси поверхностей <i>В</i> и <i>Д</i>, относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</li> </ol>	
<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Неперпендикулярность оси отверстия <i>A</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</li> <li>2. Непараллельность поверхности <i>В</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</li> <li>3. Отклонение осей поверхностей <i>Г</i> и <i>Д</i> от общей плоскости, проходящей через оси отверстия <i>A</i>, не более 0,01 мм</li> </ol>	
<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Неперпендикулярность оси отверстия <i>A</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</li> <li>2. Несоосность оси отверстия <i>A</i> относительно оси контрольного валика, установленного в призму, не более 0,01 мм</li> </ol>	

Предельные отклонения	
Текст технических требований	Указания на чертеже
<p>1. Неперпендикулярность оси отверстия <i>A</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p> <p>2. Непересечение осей отверстия <i>A</i> и контрольного валика, установленного в призму, не более 0,01 мм</p> <p>3. Непараллельность оси контрольного валика, установленного в призму, относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p>	
<p>1. Неперпендикулярность оси отверстия <i>A</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p> <p>2. Непараллельность поверхности <i>B</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p> <p>3. Несимметричность поверхности <i>Г</i> призмы относительно оси отверстия <i>A</i> не более 0,01 мм</p>	
<p>1. Неперпендикулярность оси отверстия <i>A</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p> <p>2. Непараллельность поверхности <i>B</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p> <p>3. Несимметричность отверстия <i>A</i> относительно общей плоскости симметрии поверхности <i>Г</i> призм не более 0,01 мм</p>	
<p>1. Неперпендикулярность оси отверстия <i>A</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p> <p>2. Непараллельность поверхности <i>B</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p> <p>3. Несимметричность оси отверстия <i>A</i> относительно общей плоскости симметрии поверхности <i>Г</i> призм не более 0,01 мм</p> <p>4. Смещение осей контрольных валиков, установленных в призмах, от номинального положения не более 0,01 мм</p>	

Предельные отклонения	
Текст технических требований	Указания на чертеже
<p>1. Неперпендикулярность оси отверстия <i>A</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p> <p>2. Непараллельность поверхности <i>B</i> относительно поверхности <i>Б</i> не более 0,01 мм</p> <p>3. Несимметричность оси отверстия <i>A</i> относительно общей плоскости симметрии поверхности <i>Г</i> призмы и поверхности <i>Д</i> не более 0,01 мм</p>	

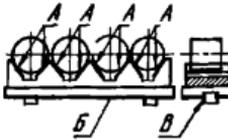
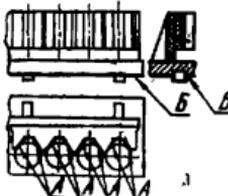
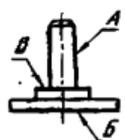
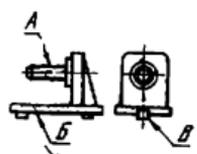
Таблица 8

Типовые технические требования к приспособлениям для фрезерных, строгальных и плоскошлифовальных станков

Предельные отклонения	
Текст технических требований	Указания на чертеже
<p>1. Непараллельность поверхности <i>A</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p>	
<p>1. Непараллельность поверхности <i>A</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p> <p>2. Неперпендикулярность поверхности <i>B</i> относительно поверхности <i>Б</i> не более 0,01 мм</p>	
<p>1. Непараллельность поверхности <i>A</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p> <p>2. Непараллельность поверхности <i>B</i> относительно поверхности <i>Г</i> не более 0,01 мм</p>	

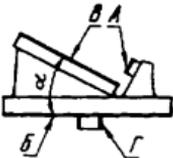
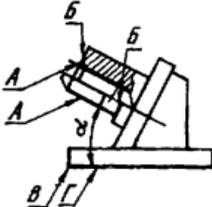
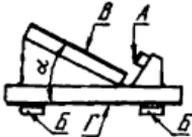
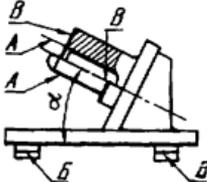
Предельные отклонения	
Текст технических требований	Указания на чертеже
<p>1. Непараллельность поверхности <i>A</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p> <p>2. Неперпендикулярность поверхности <i>B</i> относительно поверхности <i>Г</i> не более 0,01 мм</p>	
<p>1. Непараллельность оси контрольного валика, установленного в призму, относительно поверхности <i>A</i> не более 0,01 мм</p> <p>2. Непараллельность оси контрольного валика, установленного в призму, относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p>	
<p>1. Непараллельность оси контрольного валика, установленного в призму, относительно поверхности <i>A</i> не более 0,01 мм</p> <p>2. Неперпендикулярность оси контрольного валика, установленного в призму, относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p>	
<p>1. Неперпендикулярность оси отверстия <i>A</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p>	
<p>1. Неперпендикулярность осей отверстия <i>A</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p> <p>2. Отклонение осей отверстия <i>A</i> от общей плоскости, проходящей через оси отверстия <i>A</i>, не более 0,01 мм</p> <p>3. Непараллельность общей плоскости, проходящей через оси отверстия <i>A</i>, относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p>	

## Предельные отклонения

Текст технических требований	Указания на чертеже
<p>1. Непараллельность с общей плоскостью, проходящей через оси контрольных валиков, установленных на призмах <i>A</i>, относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p> <p>2. Отклонение осей контрольных валиков, установленных на призмах <i>A</i>, от общей плоскости, проходящей через оси, не более 0,01 мм</p> <p>3. Неперпендикулярность осей контрольных валиков, установленных на призмах <i>A</i>, относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p>	
<p>1. Непараллельность общей плоскости, проходящей через оси контрольных валиков, установленных в призмах <i>A</i>, относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p> <p>2. Отклонение осей контрольных валиков, установленных в призмах <i>A</i>, от общей плоскости, проходящей через оси, не более 0,01 мм</p> <p>3. Неперпендикулярность осей контрольных валиков, установленных в призмах <i>A</i>, относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p>	
<p>1. Неперпендикулярность оси поверхности <i>A</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p> <p>2. Неперпендикулярность поверхности <i>B</i> относительно оси поверхности <i>A</i> не более 0,01 мм</p>	
<p>1. Непараллельность поверхности <i>A</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p> <p>2. Непараллельность поверхности <i>A</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p>	

Предельные отклонения	
Текст технических требований	Указания на чертеже
<p>1. Непараллельность поверхности <i>A</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p> <p>2. Неперпендикулярность поверхности <i>A</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p>	
<p>1. Непараллельность поверхности <i>A</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p> <p>2. Непараллельность плоскости, проходящей через оси поверхностей <i>B</i> и <i>Г</i>, относительно поверхности <i>Д</i> не более 0,01 мм</p>	
<p>1. Неперпендикулярность поверхности <i>A</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p> <p>2. Непараллельность плоскости, проходящей через оси поверхностей <i>B</i> и <i>Г</i>, относительно поверхности <i>Б</i> не более 0,01 мм</p>	
<p>1. Непараллельность поверхности <i>A</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p> <p>2. Неперпендикулярность плоскости, проходящей через оси поверхностей <i>B</i> и <i>Г</i>, относительно поверхности <i>Д</i> не более 0,01 мм</p>	
<p>1. Неперпендикулярность поверхности <i>A</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p> <p>2. Неперпендикулярность плоскости, проходящей через оси поверхностей <i>B</i> и <i>Г</i>, относительно поверхности <i>Б</i> не более 0,01 мм</p>	

## Предельные отклонения

Текст технических требований	Указания на чертеже
<p>1. Непараллельность поверхности <i>A</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p> <p>2. Непараллельность поверхности <i>B</i> в сечениях параллельно поверхности <i>A</i> относительно поверхности <i>Г</i> не более 0,01 мм</p>	
<p>1. Неперпендикулярность оси поверхности <i>A</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p>	
<p>1. Неперпендикулярность поверхности <i>A</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p> <p>2. Непараллельность поверхности <i>B</i> в сечении параллельно поверхности <i>A</i> относительно поверхности <i>Г</i> не более 0,01 мм</p>	
<p>1. Непараллельность оси поверхности <i>A</i> относительно поверхности <i>B</i> не более 0,01 мм</p> <p>2. Неперпендикулярность поверхности <i>B</i> относительно оси поверхности <i>A</i> не более 0,01 мм</p>	

**Нормы точности станков,  
применяемых для механической обработки деталей**

Типы станков	Характеристика норм точности станков	Допускаемая величина в мм
Вертикально-сверлильные класса точности Н (ГОСТ 370—67)	Радиальное биение базовой поверхности шпинделя для его внутреннего конуса:	
	а) № 2в до № 2 на расстоянии 150 мм от торца шпинделя	0,02
	б) св. № 2 на расстоянии 300 мм от торца шпинделя	0,03
	Перпендикулярность оси вращения шпинделя к рабочей поверхности стола в поперечном его направлении для станков с конусом шпинделя:	
	№ 2в до № 2 на длине 150 мм	0,04
	» » № 4 » » 300 »	0,05
св. № 4 » » 500 »	0,08	
Перпендикулярность перемещения гильзы шпинделя или сверлильной головки к рабочей поверхности стола в поперечном его направлении на длине перемещения в мм:		
св. 60 до 100	0,04	
» 100 » 160	0,05	
» 160 » 250	0,06	
» 250	0,09	
Радиально-сверлильные (ГОСТ 98—71)	Радиальное биение конического шпинделя:	
	а) у торца шпинделя	0,02
	б) на расстоянии 300 мм от торца шпинделя	0,03
	Перпендикулярность оси вращения шпинделя к рабочей поверхности фундаментальной плиты в поперечном направлении для станков с условным диаметром сверления:	
	до 35 мм на длине 300 мм	0,03
	св. 35 » » 500 »	0,05
Перпендикулярность перемещения гильзы шпинделя к рабочей поверхности фундаментальной плиты в продольном направлении на длине перемещения в мм:		
до 300	0,10	
св. 320	0,15	

Типы станков	Характеристика нормы точности станков	Допускаемая величина в мм
Фрезерные консольные класса точности Н (ГОСТ 17734—72)	<p>Точность, достигаемая при обработке чугунного образца прямоугольной формы:</p> <p>а) плоскостность на длине в мм: св. 160 до 250 св. 250 до 400</p> <p>б) параллельность верхней обработанной поверхности осяванию на длине в мм: св. 160 до 250 св. 250 до 400</p> <p>в) перпендикулярность боковых обработанных поверхностей к основанию и взаимная перпендикулярность боковых поверхностей между собой на длине в мм: св. 160 до 250 св. 250</p>	<p>0,020 0,025</p> <p>0,020 0,025</p> <p>0,025 0,030</p>
Продольно-фрезерные класса точности Н (ГОСТ 18101—72)	<p>Точность, достигаемая при обработке чугуновой отливки специальной формы:</p> <p>а) плоскостность на длине до 1000 мм</p> <p>б) параллельность верхней обработанной поверхности основанию на длине в мм: св. 630 до 1000 св. 1000 » 1600 св. 1600 » 2500</p> <p>в) перпендикулярность боковых обработанных поверхностей к верхней обработанной плоскости на длине св. 200 до 300 мм</p>	<p>0,025</p> <p>0,040 0,050 0,065</p> <p>0,03</p>
Продольно-строгальные (ГОСТ 35—54)	<p>Точность, достигаемая при обработке чугуновой отливки специальной формы:</p> <p>а) плоскостность на длине 1 м</p> <p>б) параллельность верхней обработанной поверхности основанию на длине в м: до 1 » 2 » 3</p>	<p>0,02</p> <p>0,02 0,03 0,04</p>

Типы станков	Характеристика норм точности станков	Допускаемая величина в мм
	в) перпендикулярность обработанных верхней и боковой поверхностей для станков с шириной строгания до 2 м на длине 300 мм	0,02
<p>Поперечно-строгальные (ГОСТ 16—71)</p>	<p>Точность, достигаемая при обработке чугунного или стального образца специальной формы:</p> <p>а) плоскостность верхней обработанной плоскости при наибольшем ходе ползуна на длине в мм:</p> <p style="padding-left: 40px;">до 200 св. 200 до 320 » 320 » 500</p> <p>б) плоскостность боковой обработанной плоскости при наибольшем ходе ползуна на длине в мм:</p> <p style="padding-left: 40px;">до 200 св. 200 до 320 » 320 » 500</p> <p>в) параллельность верхней обработанной поверхности основанию на всей длине образца при наибольшем ходе ползуна в мм:</p> <p style="padding-left: 40px;">до 200 св. 200 до 320 » 320 » 500</p> <p>г) параллельность боковых обработанных поверхностей между собой на всей длине образца при наибольшем ходе ползуна в мм:</p> <p style="padding-left: 40px;">до 200 св. 200 до 320 » 320 » 500</p>	<p>0,01 0,02 0,03</p> <p>0,02 0,03 0,04</p> <p>0,02 0,03 0,04</p> <p>0,02 0,03 0,04</p> <p>0,03 0,04 0,07</p>
<p>Горизонтально-расточные класса точности Н (ГОСТ 2110—72)</p>	<p>Точность, достигаемая при обработке чугунного образца специальной формы:</p> <p>1) постоянство диаметра сквозного отверстия</p> <p>а) в поперечном сечении при диаметре расточного шпинделя</p> <p style="padding-left: 40px;">до 90 мм на длине 200 мм св. 90 до 160 мм на длине 300 мм</p>	<p>0,016 0,020</p>

Типы ставок	Характеристика норм точности ставок	Допускаемая величина в мм
	<p>б) в продольном сечении при диаметре расточного шпинделя: до 90 мм на длине 200 мм св. 90 до 160 мм на длине 300 мм</p> <p>2) плоскостность торцевой поверхности, обточенной с суппорта планшайбы, при диаметре расточного шпинделя: до 90 мм на длине 300 мм св. 90 до 160 мм на длине 500 мм</p> <p>3) перпендикулярность оси отверстия образца к торцевой поверхности на длине 300 мм</p> <p>4) параллельность осей отверстий, расточенных на образце подачи передней стойки, и расточного шпинделя на длине 300 мм</p> <p>5) перпендикулярность оси отверстий к плоскости, полученной фрезерованием пазов при горизонтальной и вертикальной подаче на длине 300 мм</p>	<p>0,020</p> <p>0,030</p> <p>0,016</p> <p>0,03</p> <p>0,03</p> <p>0,03</p> <p>0,03</p> <p>0,03</p>
Отделочно-расточные (алмазно-расточные) вертикальные (ГОСТ 594—67)	<p>Точность, достигаемая при обработке чугуной отливки специальной формы:</p> <p>а) постоянство диаметров обработанных отверстий в любом сечении при наибольшем диаметре растачиваемого отверстия в мм: до 65 до 125 св. 125</p> <p>б) перпендикулярность осей обработанных отверстий к базовой поверхности основания при длине растачиваемого отверстия в мм: до 200 св. 200 до 320 » 320</p>	<p>0,008</p> <p>0,010</p> <p>0,012</p> <p>0,012</p> <p>0,016</p> <p>0,020</p>

Типы станков	Характеристика норм точности станков	Допускаемая величина в мм
	в) точность расстояния между осями обработанных отверстий (для станков с отсчетным устройством на столе) при расстоянии между осями отверстий в мм: до 200 св. 200 до 320 » 320 » 500	0,025 0,028 0,032
Долбежные класса точности Н (ГОСТ 26—67)	Точность, достигаемая при обработке чугушной отливки специальной формы: а) плоскостность при длине перемещения долбяка до 200 мм б) перпендикулярность обработанной боковой поверхности к основанию при длине перемещения долбяка до 500 мм в) взаимная перпендикулярность боковых поверхностей при длине перемещения долбяка в мм: до 800 св. 800	0,016 0,025 0,032 0,050
Круглошлифовальные класса точности П (ГОСТ 11654—72)	Точность, достигаемая при обработке валика специальной формы: а) правильность цилиндрических поверхностей (постоянство диаметра в продольном сечении/круглость) при наибольшем диаметре устанавливаемого изделия в мм: до 100 св. 100 до 200 » 200 » 400 » 400 » 800 б) плоскостность торцовой поверхности при наибольшем диаметре устанавливаемого изделия в мм: до 100 св. 100 до 200 » 200 » 400 » 400 » 800 в) шероховатость обработанной поверхности (не грубее) для: цилиндрической наружной цилиндрической внутренней плоской торцовой	0,003/0,001 0,005/0,0016 0,008/0,0025 0,010/0,003 0,005 0,006 0,008 0,010 ▽9 ▽8 ▽7

Типы станков	Характеристика норм точности станков	Допускаемая величина в мм
<p>Внутришлифовальные горизонтальные классы точности П (ГОСТ 25—72)</p>	<p>Точность, достигаемая при обработке втулки специальной формы:</p> <p>а) правильность цилиндрической внутренней поверхности (постоянство диаметра в продольном сечении/в поперочном сечении) при наибольшем диаметре устанавливаемого изделия в мм:</p> <p>до 200 св. 200 до 400 » 400 » 800 » 800</p> <p>б) плоскостность торцевой поверхности для станков с торцешлифовальным приспособлением при наибольшем диаметре устанавливаемого изделия в мм:</p> <p>до 200 св. 200 до 400 » 400 » 800 » 800</p> <p>в) перпендикулярность торцевой поверхности к оси отверстия для станков с торцешлифовальным приспособлением при наибольшем диаметре устанавливаемого изделия в мм:</p> <p>до 200 св. 200 до 400 » 400 » 800 » 800</p> <p>г) шероховатость обработанной поверхности (не грубее) для: цилиндрической внутренней плоской торцевой</p>	<p>0,004/0,0025 0,005/0,003 0,006/0,004 0,008/0,005</p> <p>0,005 0,006 0,008 0,010</p> <p>0,008 0,010 0,012 0,015</p> <p>▽8 ▽7</p>
<p>Протяжные горизонтальные (ГОСТ 16015—70)</p>	<p>Точность, достигаемая при протягивании чугунного или стального образца специальной формы: торцовое биение опорной поверхности образца относительно оси протянутого отверстия на диаметре 200 мм</p>	<p>0,06</p>

Типы станков	Характеристика норм точности станков	Допускаемая величина в мм
Протяжные вертикальные (ГОСТ 16025—70)	<p>Точность, достигаемая при протягивании чугунного или стального образца специальной формы:</p> <p>а) перпендикулярность протянутой боковой поверхности к опорной поверхности образца у станков для наружного протягивания на длине 300 мм</p> <p>б) торцовое биение опорной поверхности образца относительно оси протянутого отверстия у станков для внутреннего протягивания на два метра 200 мм</p>	<p>0,04</p> <p>0,05</p>
<p>Плоскошлифовальные с крестовым столом и горизонтальным шпинделем класса точности В (ГОСТ 273—67)</p> <p>Плоскошлифовальные с крестовым столом и горизонтальным шпинделем класса точности В (ГОСТ 273—67)</p>	<p>Точность, достигаемая при шлифовании чугунного или стального образца специальной формы:</p> <p>а) плоскостность обработанной поверхности образца и параллельность верхней обработанной поверхности образца к его основанию при наибольшей ширине устанавливаемого на станок изделия в мм:</p> <p>до 125</p> <p>св. 125 до 200</p> <p>» 200</p> <p>б) взаимная перпендикулярность плоскостей, обработанных периферией и торцом шлифовального круга</p> <p>в) шероховатость обработанной поверхности образца только периферией шлифовального круга, не грубее</p> <p>г) шероховатость обработанных поверхностей образца периферией и торцом шлифовального круга, не грубее</p>	<p>0,003</p> <p>0,004</p> <p>0,005</p> <p>0,002</p> <p>▽10</p> <p>▽8</p>
Плоскошлифовальные с круглым магнитным столом и вертикальным шпинделем класса точности П (ГОСТ 27—71)	<p>Точность, достигаемая при шлифовании шести специальных образцов:</p> <p>параллельность верхней обработанной поверхности образца к его основанию при длине измерения в мм:</p> <p>до 400</p> <p>св. 400 до 800</p> <p>» 800 » 1600</p>	<p>0,008</p> <p>0,011</p> <p>0,016</p>

Типы станков	Характеристика норм точности станков	Допускаемая величина в мм
Круглошлифовальные бесцентровые класса точности П (ГОСТ 13510—68)	<p>Точность, достигаемая при шлифовании специальных цилиндрических образцов-валиков:</p> <p>круглость для станков с наибольшим диаметром устанавливаемого изделия в мм:</p> <p>до 25</p> <p>» 80</p> <p>» 160</p> <p>» 320</p>	<p>0,0016</p> <p>0,002</p> <p>0,0025</p> <p>0,003</p>
Зубодолбежные вертикальные для цилиндрических колес класса точности Н (ГОСТ 658—67)	<p>Точность, достигаемая при нарезании специального чугунного или стального прямозубого колеса:</p> <p>а) предельная разность соседних окружных шагов в с для станков с наибольшим диаметром устанавливаемого изделия в мм:</p> <p>до 80</p> <p>св. 125 до 200</p> <p>» 200 » 320</p> <p>» 320 » 500</p> <p>б) предельная накопленная погрешность окружного шага в с для станков с наибольшим диаметром устанавливаемого изделия в мм:</p> <p>до 80</p> <p>св. 125 до 200</p> <p>» 200 » 320</p> <p>» 320 » 500</p> <p>в) точность направления зуба при ширине зубчатого венца в мм:</p> <p>до 50</p> <p>св. 50 до 100</p> <p>» 100 » 160</p> <p>г) шероховатость (не грубее) для станков с наибольшим диаметром устанавливаемого изделия в мм:</p> <p>до 80</p> <p>св. 80 до 320</p>	<p>80</p> <p>50</p> <p>40</p> <p>32</p> <p>200</p> <p>125</p> <p>100</p> <p>80</p> <p>0,017</p> <p>0,019</p> <p>0,021</p> <p>▽9</p> <p>▽8</p>

Типы станков	Характеристика норм точности станков	Допускаемая величина в мм
Резьбошлифовальные (ГОСТ 8716—72)	Точность резьбы, достигаемая при шлифовании специального образца:	
	а) по шагу для станков с наибольшим диаметром устанавливаемого изделия	
	до 125 мм на длине в мм:	
	25	0,002
	200	0,004
св. 125 до 200 мм на длине в мм:		
25	0,003	
200	0,005	
400	0,008	
б) по среднему диаметру в продольном сечении для станков с наибольшим диаметром устанавливаемого изделия в мм:		
до 125	0,005	
св. 125 до 200	0,008	
в) по половине угла профиля в с	5	
Зубофрезерные вертикальные для цилиндрических колес класса точности Н (ГОСТ 659—67)	Точность, достигаемая при нарезании специального чугунного или стального прямоугольного колеса:	
	а) предельная разность соседних окружных шагов в с для станков с наибольшим диаметром устанавливаемого изделия в мм:	
	св. 80 до 125	50
	» 125 » 200	40
	» 200 » 320	32
	» 320 » 500	25
	» 500 » 800	20
	б) предельная накопленная погрешность окружных шагов в с для станков с наибольшим диаметром устанавливаемого изделия в мм:	
	св. 80 до 125	160
	» 125 » 200	125
	» 200 » 320	100
	» 320 » 500	80
	» 500 » 800	65
в) точность направления зуба при ширине зубчатого венца в мм:		
до 50	0,017	
св. 50 до 100	0,019	
» 100 » 160	0,021	

Типы станков	Характеристика норм точности станков	Допускаемая величина в мм
Зубошлифовальные для цилиндрических колес, работающие по методу обкатки при единичном делении, вертикальные (ГОСТ 7640—67)	Точность, достигаемая при шлифовании специального стального прямозубого колеса:	
	а) предельная разность двух соседних окружных шагов в с для станков с наибольшим диаметром устанавливаемого изделия в мм:	
	до 320	12
	св. 320 до 500	10
	б) предельная накопленная погрешность окружных шагов в с для станков с наибольшим диаметром устанавливаемого изделия в мм:	
	до 320	32
	св. 320 до 500	25
	в) погрешность профиля зуба для станков с наибольшим диаметром устанавливаемого изделия в мм:	
до 320	0,006	
св. 320 до 500	0,008	
г) погрешность направления зуба для станков с наибольшим диаметром устанавливаемого изделия в мм:		
до 320	0,006	
св. 320 до 500	0,008	
д) шероховатость поверхности зуба, не грубее	▽7	

## ГЛАВА II

# МАТЕРИАЛЫ ДЕТАЛЕЙ СТАНОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

### КЛАССИФИКАЦИЯ МЕТАЛЛОВ И СПЛАВОВ

Металлы и сплавы подразделяются на черные и цветные. Основным компонентом черных металлов и сплавов является железо, цветных металлов и сплавов — любые элементы, кроме железа.

К черным сплавам относятся: сталь — железный сплав с содержанием углерода до 2%; чугуи — железный сплав с содержанием углерода более 2%; ферросплав — перепельный сплав, содержащий более 10% железа и не менее 10% легирующего элемента.

### СТАЛЬ

Сталь по химическому составу делится на углеродистую (конструкционную и инструментальную) и легированную (низколегированную и высоколегированную), а по качеству — на обыкновенного качества, качественную и высококачественную. Условные обозначения марок сталей приведены в табл. 10.

#### Сталь углеродистая обыкновенного качества (по ГОСТ 380—71)

Сталь изготавливается в мартеновских печах (спокойная, кипящая, полуспокойная) и в бессемеровских конверторах (спокойная и кипящая).

В зависимости от назначения и гарантируемых характеристик сталь подразделяется на две группы и одну подгруппу: группа А — стали, поставляемые по механическим свойствам, изготавливаются следующих марок: Ст0, Ст1, Ст2, Ст3, Ст4, Ст5, Ст6.

Группа Б — стали, поставляемые по химическому составу, изготавливаются следующих марок: БСт0, БСт1, БСт2, БСт3, БСт4, БСт5, БСт6.

Подгруппа В — стали, поставляемые по механическим свойствам и химическому составу, изготавливаются следующих марок: ВСт2, ВСт3, ВСт4, ВСт5.

### Сталь углеродистая качественная, конструкционная (по ГОСТ 1050—60)

Сталь изготавливается в мартеновских и электрических печах (спокойная, кипящая и полуспокойная). Сталь поставляется по химическому составу и механическим свойствам одновременно.

В зависимости от химического состава сталь подразделяется на две группы: I — с нормальным содержанием марганца; II — с повышенным содержанием марганца.

### Сталь легированная конструкционная (по ГОСТ 4543—71)

В зависимости от химического состава и механических свойств легированная конструкционная сталь подразделяется на качественную, высококачественную и особо высококачественную. В зависимости от основных легирующих элементов различается 13 групп стали.

Рекомендации по применению сталей для изготовления деталей станочных приспособлений даны в табл. 11—12.

## ЧУГУН

Существуют следующие виды чугуна: серый, ковкий, высокопрочный с шаровидным графитом и легированный.

Легированные чугуны делятся на антифрикционные, жаростойкие и коррозионностойкие.

Условные обозначения марок сталей и чугунов приведены в табл. 10. Рекомендации по применению чугуна для изготовления деталей станочных приспособлений даны в табл. 13.

Таблица 10  
Условные обозначения марок сталей и чугунов

Материал	Обозначение
Сталь углеродистая обычного качества (ГОСТ 380—71)	Буквы «Ст» и цифры от 1 до 6 — условный номер марки, в зависимости от химического состава и механических свойств (Ст1, Ст3).

Материал	Обозначение
<p>Сталь углеродистая обыкновенного качества (ГОСТ 380—71)</p>	<p>Степень раскисления обозначается двумя строчными буквами, добавляемыми после обозначения марки стали: кп — кипящая, пс — полуспокойная, сп — спокойная (СтЗкп).</p> <p>Буква Г после номера марки стали указывает на повышенное содержание марганца (СтЗГ)</p>
<p>Сталь углеродистая качественная конструкционная (ГОСТ 1050—60)</p>	<p>Две цифры от 05 до 85, показывающие среднее содержание углерода, в сотых долях процента.</p> <p>Если сталь кипящая, после цифр ставятся буквы кп, полуспокойная — пс (08кп, 20кп).</p> <p>Буква Г после цифр означает, что в стали имеется марганец (15Г, 40Г).</p>
<p>Сталь легированная конструкционная (ГОСТ 4543—71)</p>	<p>Двузначное число, показывающее среднее содержание углерода в сотых долях процента, и буквы справа от этих чисел, обозначающие, что в состав стали входят легирующие элементы (40Х, 40ХН, 30ХГС).</p> <p>Цифра, стоящая после буквы, обозначающей легирующий элемент, показывает примерное его содержание в целых процентах (35Г2, 30Х2, ГН2).</p> <p>Если содержание легирующего элемента менее 1,0% — цифра отсутствует (50Х, 15ХР, 30ХГС).</p> <p>Буква А в конце обозначения марок указывает на качество стали (15ХА, 20ХНЗА)</p>
<p>Сталь углеродистая инструментальная (ГОСТ 1435—54)</p>	<p>Буква У и цифры, показывающие среднее содержание углерода в десятых долях процента (У7, У8). Для высококачественных сталей в конце ставится буква А (У8А)</p>

Материал	Обозначение
Сталь легированная инструментальная (ГОСТ 5950—63)	<p>Цифры слева от букв показывают среднее содержание углерода в десятых долях процента, если его в стали меньше чем 1% (9Х, 4ХС, 5ХГН). Если углерода в стали больше чем 1%, то это в марке стали не указывается (Ф, Х, ХВГ).</p> <p>Цифры после букв, обозначающих легирующий элемент, показывают примерное содержание данного элемента в целых процентах (Х12, Х12М, ХВ5).</p>
Чугун серый (ГОСТ 1412—70) Чугун ковкий (ГОСТ 1215—59) Чугун высокопрочный с шаровидным графитом (ГОСТ 7293—70)	<p>Буквы СЧ, КЧ, ВЧ и цифры. Первое двузначное число обозначает предел прочности при растяжении в кгс/мм<sup>2</sup>, а второе:</p> <p>а) для серого чугуна — предел прочности при изгибе в кгс/мм<sup>2</sup> (СЧ 12—28);</p> <p>б) для ковкого чугуна — относительное удлинение в % (КЧ 30-5);</p> <p>в) для высокопрочного чугуна — ударную вязкость в кгс-м/см<sup>2</sup> (ВЧ 50-2)</p>

Т а б л и ц а 11  
 Стали, применяемые для деталей станочных приспособлений и инструментов

Марка стали	Термообработка	Твердость	Технологические свойства в состоянии поставки			Назначение
			Пластичность	Свариваемость	Прокладываемость	
Ст0	Без термической обработки	—	Хорошая	Хорошая	—	Прокладки, шайбы
Ст1 Ст1кп Ст2 Ст2кп	То же	—	То же	То же	—	Малонагруженные (болты, заклепки, прокладки) и ненагруженные детали (валики и оси)
Ст3 Ст3кп Ст4 Ст4кп Ст5	»  Нормализация или улучшение	—  —	»  Удовлетворительная	»  Удовлетворительная	—  Слабая	Сварные детали средних размеров, детали, работающие с малой нагрузкой (щитки, крышки, прокладки, шайбы, тяги, серьги, оси, болты, винты, заглушки), и средненагруженные детали (пальцы, оправки, валики, болты, клинья, втулки, штифты, оси и валы, неотверстненные зубчатые колеса)
Ст6	Закалка в воде, отпуск	48 HRC	То же	Ограниченная	Удовлетворительная	Нагруженные детали с повышенной прочностью и твердостью (шпонки, шестерни, валы)

10, 15	Цементация, закалка в воде, отпуск	56—62 HRC	»	Хорошая	Слабая	Детали с высокой поверхностной твердостью и невысокой прочностью сердцевины (вилки тяг, кулачковые валики, болты, винты, гайки, ключи, шайбы, малоответственные шестерни, червяки, установочные под шурупы, постопынные опоры)
20	Цементация, закалка в масле, отпуск	56—62 HRC	»	То же	То же	Износоустойчивые детали при наличии ударных нагрузок (зубчатые колеса, кулачковые муфты, втулки, байонетные зажимы, кондукторные втулки диаметром свыше 25 мм)
25	Закалка в воде, отпуск	27—33 HRC	»	»	»	Детали, не испытывающие больших нагрузок (оси, валы, соединительные муфты, винты грузовые)
35	То же	41—50 HRC 31—41 HRC 23—31 HRC	»	Ограниченная	»	Малонагруженные и среднеагруженные детали (оси, валики, шпиндели, втулки, звездочки, тяги, траверсы, рычаги, диски, крепежные детали, верхние кондукторные плиты, прихваты)
40	»	48—52 HRC 41—48 HRC 33—41 HRC	»	То же	Хорошая	Среднеагруженные детали (оси, валы, штоки, шпиндели, шлицевые валы, звездочки, шестерни)

Продолжение таблицы 11

Марка стали	Термообработка	Твердость	Технологические свойства в состоянии поставки			Назначение
			Пластичность	Свариваемость	Прокливаемость	
45	Закалка в воде, отпуск	50—54 HRC 41—50 HRC 33—41 HRC 24—33 HRC	Удовлетворительная	Ограниченная	Хорошая	Средненагруженные детали с высокой прочностью и твердостью (валы, зубчатые колеса, опоры, рейки, ключи). При закалке токами высокой частоты изготавливаются детали с высокой поверхностной твердостью и износостойкостью.
50	То же	50—55 HRC 40—48 HRC 24—33 HRC	То же	Плохая	То же	Средненагруженные детали (шестерни, шпопки, плунжеры, зубчатые колеса, вешки, шлицевые валы, холодные винты, шпиндели, пружины, ленты тормозные)
55	То же	33—42 HRC	»	»	»	Экцентрики, шестерни, зубчатые колеса
65	Закалка в воде или масле, отпуск	45—52 HRC 37—45 HRC	»	»	»	Экцентрики, пружинные кольца
70	То же	39—46 HRC	»	»	»	Пружины

50У	»	50 HRC	»	»	»	»	Крупные малонагруженные, средне-нагруженные и детали, подвергающиеся истиранию (шестерни, валы, валики, шпиндели, диски трения)
60У	Закалка в масле, отпущ	56—60 HRC 40—46 HRC	»	»	»	»	Крупные малонагруженные и средне-нагруженные детали (шестерни, вали, шпиндели, тормозные и фрикционные диски)
65У	Закалка в масле, отпущ	58—60 HRC 54—58 HRC 47—54 HRC 39—47 HRC	Слабая	»	»	Удовлетворительная	Детали, работающие при знакопеременных нагрузках (пружины, диски, стопорные кольца, пожи, цапги, разжимные оправки), и детали, работающие на износ
36Г2	То же	48—56 HRC 34—38 HRC	Удовлетворительная	Удовлетворительная	То же	То же	Шестерни, оси, полуоси, цапфы
45Г2	»	43—49 HRC 33—43 HRC	То же	Ограниченная	»	»	Валы, полуоси, червяки, шатуны
50Г2	»	27—33 HRC	Слабая	Плохая	Слабая	Слабая	Крупные малонагруженные и средне-нагруженные детали (шестерни, вали, шпиндели, червяки)

Продолжение таблицы II

Марка стали	Термообработка	Твердость	Технологические свойства в состоянии поставки			Назначение
			Пластичность	Свариваемость	Прокаливаемость	
55С2	Закалка в масле, отпуск	39—43 HRC	Слабая	Плохая	Слабая	Пружины
60С2	То же	43—50 HRC	То же	То же	То же	Ответственные нагруженные пружины
15Х	Цементация, закалка в масле, отпуск	58—62 HRC	Хорошая	Удовлетворительная	Удовлетворительная	Износоустойчивые детали, работающие при больших скоростях (пальцы, оси, валики цепей, венцы, шестерни)
20Х	То же	56—62 HRC	То же	Ограниченная	То же	Износоустойчивые детали, работающие при больших скоростях скольжения и нагрузках (шестерни, кулачковые муфты, втулки, шпиндели, работающие в подшипниках скольжения, червяки, оправки, шлицевые валики, основные втулки, кондукторные и сменные диаметром свыше 25 мм
35Х	Закалка в масле, отпуск	45—50 HRC	Удовлетворительная	То же	То же	Оси, валики, шестерни, болты, гайки, силовые шпильки

40X	То же	50—54 HRC 45—50 HRC	То же	»	»	Детали, работающие при средних давлениях и небольших скоростях, и детали, работающие на износ при средних окружных скоростях и невысоких ударных нагрузках (шестерни, шпиндели, валы, ролики, втулки)
45X, 50X	То же	50—55 HRC	»	»	Хорошая	Оси, валы, валы-шестерни, шевронные шестерни, пальцы, втулки, редукторные валы, шестерни, пружины
18XГТ, 18ХГ, 20ХГТ, 30ХГТ, 15ХГНТА	Цементация, закалка в масле, от- пуск	56—62 HRC	»	»	Удовлетво- рительная	Детали, работающие при больших скоростях скольжения и средних давлении при наличии ударных нагрузок (шестерни, шпиндели, валы, втулки, пальцы, оси, ходовые винты)
40ХГ	Закалка в масле, от- пуск	48—55 HRC 30—35 HRC	»	»	Хорошая	Детали, работающие при небольших скоростях и средних давлениях при невысоких ударных нагрузках (шестерни, шпиндели, валы)
38ХС	То же	45—52 HRC	»	»	То же	
35ХМ	»	45—53 HRC	»	»	»	Нагруженные шестерни, валы
20ХН	»	26—30 HRC	»	»	Удовлетво- рительная	Шестерни, шлицевые валы, пальцы

Продолжение таблицы II

Марка стали	Термообработка	Твердость	Технологические свойства в состоянии поставки			Назначение
			Пластичность	Свариваемость	Прокливаемость	
40ХН	Закалка в масле, отпуск	50—64 HRC 23—24 HRC	Удовлетворительная	Плохая	Хорошая	Шестерни, шлицевые валики, муфты, цилиндры, нажимные винты, шпиндели
12ХНЗА	Цементация, закалка в масле, отпуск	68—62 HRC	То же	Ограниченная	Удовлетворительная	Шаровые пальцы, ответственные шестерни, валики, ролики
30ХГСА	Закалка в масле, отпуск	45—50 HRC	•	То же	Хорошая	Валы, шестерни, ролики, муфты, полусосн
35ХЮ, 38ХМЮА, 38ХВФЮ	Азотирование	870—1020HV	—	Плохая	—	Детали с очень высокой поверхностной твердостью и износостойкостью (сильно нагруженные червяки, шпиндели скорости и прецизионные, копиры, эксцентрики, кулачки, втулки, эталонные шестерни)

У7, У7А	Закалка че- рез воду в масле, от- пуск	60—63 HRC	Слабая	То же	Хорошая	Детали приспособлений, подвергаю- щиеся ударам и толчкам (пальцы установочные и центрирующие, цент- ры токарные, втулки основные кон- дукторные диаметром до 25 мм)
У8, У8А, У8Г	То же	60—64 HRC	То же	»	То же	Детали повышенной твердости и вязкости, подвергающиеся ударам (панга, втулки основные и кондуктор- ные диаметром до 25 мм)
У8ГА	»	60—64 HRC	Слабая	»	»	Детали приспособлений, не подвер- гающиеся сильным ударам (копир- я копирные ролики, втулки кондук- торные диаметром до 25 мм)
У12, У12А, У13А	»	62—66 HRC	То же	»	»	Детали приспособлений, не подвер- гающиеся ударам, но требующие большой твердости (шаблоны, кон- дукторные втулки)
Х, Х09	Закалка в масле, от- пуск	61—64 HRC	»	»	»	Кулачки, эксцентрик высокой твер- дости (гладкие цилиндрические ка- либры)

## Продолжение таблицы 11

Марка стали	Термообра-ботка	Твердость	Технологические свойства в состоянии поставки			Назначение
			Пластичность	Сваряе-мость	Прокляче-мость	
ШХ15	То же	58—64 HRC	Слабая	Плохая	Хорошая	Детали с высокой износостойчи-востью (копиры, ролики, втулки)
ХВГ, 9ХВГ	Закалка в масле, от-пуск	62—63 HRC	То же	Ограничен-ная	То же	Детали, для которых недопустимо повышенное коробление при закалке (эталонные шестерни)

Таблица 12

## Отливки из углеродистой стали, применяемые при изготовлении станочных приспособлений (ГОСТ 977—65)

Марка стали	Назначение
25Л	Ненагруженные детали (плиты, вилки, стаканы, корпуса, кронштейны и т. п.)
35Л	Нагруженные детали (рычаги, кронштейны, планшайбы, корпуса зажимных и поводковых патронов и т. д.)
45Л	Нагруженные детали (вилки, цапфы, стержни и др.)

Отливки из серого и высокопрочного чугуна  
(ГОСТ 1412—70, 7293—70)

Марка чугуна	Твердость HB в состоянии поставки	Назначение
СЧ12-28	143—229	Детали, работающие при средних нагрузках без трения (крышки, планшайбы крупные, плиты, стойки, корпуса, шкивы, маховички и т. п.)
СЧ15-32	163—229	Детали, работающие при средних нагрузках с удельными давлениями между трущимися поверхностями $p \approx 5$ кгс/см <sup>2</sup> (основания, корпуса, салазки, шкивы, планшайбы)
СЧ18-36	170—229	Детали, работающие при средних нагрузках на износ, и отливки больших габаритов (втулки подшипников тихоходных передач, корпуса пневмокамер и пневмоцилиндров, корпуса)
СЧ21-40	170—241	Детали, работающие при больших нагрузках на износ при высокой герметичности (гидроцилиндры, гильзы, корпуса)
СЧ24-44	170—241	Ответственные детали, работающие при больших нагрузках на износ (отливки сложных конструкций)
ВЧ45-5	160—220	Детали, работающие на износ и испытывающие вибрационные нагрузки (корпуса, зубчатые колеса и т. п.)
ВЧ60-2	200—280	Ответственные детали, испытывающие вибрационные нагрузки (корпуса, зубчатые колеса)

## ЦВЕТНЫЕ МЕТАЛЛЫ И СПЛАВЫ

Рекомендации по применению цветных металлов и сплавов для изготовления деталей станочных приспособлений даны в табл. 14.

Таблица 14

Цветные металлы и сплавы, применяемые для изготовления  
деталей станочных приспособлений

Наименование	Марка	ГОСТ	Назначение
Сплавы алюминиевые литейные	АЛ12	2685—63	Ответственное литье (планшайбы, шкивы, роторы, корпуса пневмоцилиндров)

Наименование	Марка	ГОСТ	Назначение
Сплавы алюминиевые литейные	АЛ4	2685—63	Отливки крупных нагруженных деталей (корпуса, блоки) Отливки деталей сложной конфигурации при средней нагруженности, а также для свариваемых деталей Втулки подшипников при сопряжении с термически обработанными валами
	АЛ9		
	АЛ18В		
Медь	М0	859—66	Катоды, сплавы высокой чистоты Катоды, прокат, высококачественные бронзы Сплавы на медной основе, обрабатываемые давлением Прокат и сплавы на медной основе обычного качества Отливки
	М1		
	М2		
	М3		
	М4		
Латуни: алюминиево-железо-марганцовая  алюминиевая  алюминиево-железная свинцовая марганцово-оловянно-свинцовая марганцовая  марганцово-железная	ЛАЖМц 66-6-3-2	17711—72	Гайки нажимных винтов, работающие в тяжелых условиях, массивные червячные винты Коррозионностойкие детали Арматура, втулки, подшипники Фасонное литье, втулки Зубчатые колеса  Упорные и опорные подшипники Несложные по конфигурации ответственные детали
	ЛА67-2,5		
	ЛАЖ 60-1-1Л ЛС59-1Л ЛМцОС 58-2-2-2 ЛМц58-2Л		
	ЛМцЖ55-3-1		

Наименование	Марка	ГОСТ	Назначение
Бронзы безоловянные	Бр.АЖ 9-4Л  Бр. С30	493—54	Втулки и вкладыши подшипников, работающие в сопряжении с термически обработанными валами при средних скоростях; червячные колеса в сопряжении с термически обработанными червяками; трущиеся детали насосов; фрикционные диски, упорные кольца Втулки и вкладыши подшипников, работающие при больших нагрузках и высоких скоростях в сопряжении с термически обработанными валами
Бронзы оловянные вторичные литейные	Бр. ОЦС 5-5-5  Бр. ОЦС 4-4-17	613—65	Подшипники шпинделей, венцы червячных колес в сопряжении с закаленным червяком Втулки подшипников, гайки ходовых винтов
Бронза оловяно-фосфоритная литейная	Бр. ОФ10-1		Ответственные втулки и вкладыши подшипников, венцы червячных колес в сопряжении с термически обработанным червяком

### НЕМЕТАЛЛИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ

Рекомендации по применению неметаллических материалов для изготовления деталей станочных приспособлений даны в табл. 15, а по применению смазок при эксплуатации станочных приспособлений — в табл. 16.

Таблица 15

Неметаллические материалы, применяемые для изготовления деталей станочных приспособлений

Наименование и марка	Стандарт	Назначение
Пластики древесные слоистые ДСП: Б, ДСП-В	ГОСТ 13913—68	Вкладыши подшипников, втулки, конструкционные детали, зубчатые колеса

Наименование и марка <sup>c</sup>	Стандарт	Назначение
ДСП-Б-М, ДСП-В-М		Самосмазывающиеся подшипники
Текстолит конструкционный: ПТК ПТ ПТМ-1, ПТМ-2	ГОСТ 5—72	Зубчатые колеса, ролики Неответственные детали (ручки и т. п.) Вкладыши подшипников
Текстолит листовой электротехнический	ГОСТ 2910—67	Электроизоляционные детали прокладок
Винипласт листовой: ВН, ВП	ГОСТ 9639—71	Детали, обладающие антикоррозийной стойкостью; электроизоляционные детали
Асботекстолит	МРТУ 6-05- 898—63 ВТУ УХП 183—60	Конструкционные детали Детали тормозных устройств, термоизоляционные детали
Картон прокладочный: А, Б	ГОСТ 9347—74	Прокладки
Паронит: ПОН	ГОСТ 481—71	Прокладки
Фибра листовая: ФТ ФЭ	ГОСТ 14613—69	Конструкционные детали Электроизоляционные детали
Резина техническая листовая (КЩ — кислотоустойчивая, Т — теплостойкая, М — морозостойкая, МБ — маслостойкая)	ГОСТ 7338—65	Диафрагмы, прокладки, буфера
Резина для деталей	МРТУ38-5- 204—65	Уплотнения

Наименование и марка	Стандарт	Назначение
Кожа техническая	ГОСТ 1898—48	Манжеты, прокладки
Войлок технический полутрубошерстный ПС	ГОСТ 6308—71	Сальники
Гидропласт: СМ, ДМ	ТУМХП 2742—53	Для заполнения полостей механизмов с применением гидропласта
Клен: БФ-2, БФ-4 № 88	ГОСТ 12172—74 ТУМХП 1542—49	Для склейки металлов, текстолита, фибры Для склейки металлов, металлов с кожей, резиной, резины с резиной, кожи с кожей
Рукава резиновые напорные с текстильным каркасом	ГОСТ 18698—73	Для гибких воздухопроводов, работающих при давлении до 20 кгс/см <sup>2</sup>

Таблица 16

Смазки, применяемые при эксплуатации станочных приспособлений

Наименование	Марка	ГОСТ	Основная характеристика	Назначение
Индустриальное масло	20 (веретенное 3)	1707—51	Нефтяное дистиллатное масло сернистой очистки. Кинематическая вязкость при 50 °С в пределах 17—23 сСт. Температура застывания не выше —20 °С	В гидравлических системах приспособлений

Наименование	Марка	ГОСТ	Основная характеристика	Назначение
Турбинное масло	T <sub>22</sub>	32—74	Масло кислото-земельной очистки. Кинематическая вязкость при 50 °С в пределах 20—23 сСт. Кислотное число не более 0,02 мг КОН на 1 г масла	Для смазки подшипников скольжения
Солидол синтетический	С	4366—64	Смазка универсальная среднеплавкая водостойкая. Температура каплепадения не ниже 70—75 °С	Общего назначения
Консистентная смазка	ЦИАТИМ-202	11110—64		Для быстровращающихся подшипников качения
То же	1-13 (жировая)	1631—61	Универсальная тугоплавкая водостойкая смазка	Для средне- и высоконагруженных подшипников качения, работающих в условиях повышенной влажности
Солидол жировой	УС-1, УС-2	1033—73	Универсальная среднеплавкая смазка, работающая при температуре от -25 °С до +65 °С	Общего назначения

## ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ ДЕТАЛЕЙ СТАНОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ

Прочность является основным критерием работоспособности деталей. Прочность рассчитывается по коэффициентам ее запаса или по номинальным допускаемым напряжениям. Более точными и прогрессивными являются расчеты первого вида. Однако расчеты по номинальным допускаемым напряжениям проще и более доступны широкому кругу конструкторов.

В табл. 17—19 приведены допускаемые напряжения наиболее распространенных материалов, применяемых при изготовлении деталей станочных приспособлений. Следует учесть, что приведенные величины нужно использовать при расчете нетиповых деталей, на которые не разработаны специальные методы расчета. Типовые детали (зубчатые колеса, резьбовые, заклепочные и шпоночные соединения т. п.) необходимо рассчитывать по методикам, описанным в соответствующем разделе книги или в специальной литературе. •

Таблица 17

### Допускаемые напряжения\* для литейных конструкционных нормализованных сталей

Марка стали	Напряжения в кгс/см <sup>2</sup>													
	при растяжении [ $\sigma_p$ ]			при изгибе [ $\sigma_{из}$ ]			при кручении [ $\tau_{кр}$ ]			при срезе [ $\tau_{ср}$ ]			при сжатии [ $\sigma_{см}$ ]	
	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II
15Л	800	630	520	950	770	650	550	430	350	450	350	290	1200	850
20Л	880	670	540	1000	810	680	600	470	380	480	380	310	1300	900
25Л	950	730	600	1150	900	740	670	510	420	530	400	330	1500	1000
30Л	1000	770	620	1250	960	780	700	540	440	580	440	350	1600	1000
35Л	1100	840	680	1300	1000	840	770	580	460	600	460	370	1700	1200
40Л	1200	880	700	1450	1100	880	850	620	480	660	490	400	1800	1200
45Л	1250	940	740	1500	1150	940	870	660	520	700	520	420	1850	1300
50Л	1350	990	780	1600	1200	980	950	770	540	750	560	440	2000	1300
55Л	1400	1050	840	1650	1250	1050	980	730	580	770	580	460	2100	1400

\* См. примечание к табл. 18

Допускаемые напряжения

Марка стали	Термическая обработка	Твердость HВ	Предел прочности при растяжении $\sigma_B$	Предел текучести $\sigma_T$	Предел выносливости $\sigma_{-1}$
15	Нормализация Цементация с закалкой в воде и отпуск до твердости 56—62 HRC	135—149	35—45	20	17
		—	51—55	30—35	23
35	Нормализация Улучшение Закалка в воде и отпуск до твердости 33—43 HRC	187	52—65	28	24
		—	68—72	48—50	30
45	Отжиг Нормализация Улучшение Закалка в воде и отпуск до твердости 38—48 HRC	149—187	52—58	28—30	24
		179—207	60—75	32	28
20X	Нормализация Улучшение Цементация с закалкой в масле и отпуск до твердости 56—62 HRC	228—250	75—82	50—52	38
		—	90—103	70—80	42
40X	Отжиг Улучшение Закалка в масле и отпуск до твердости 37—41 HRC Закалка в масле и отпуск до твердости 46—60 HRC	143—179	46—60	30—40	24
		217—235	70	50	30
12ХНЗА	Нормализация Цементация с закалкой в масле и отпуск до твердости 56—61 HRC	—	95	80	42
		187—217	62—75	40	30
12ХНЗА	Нормализация Цементация с закалкой в масле и отпуск до твердости 56—61 HRC	230—260	85—95	65—73	40
		—	120—130	110—120	55
12ХНЗА	Нормализация Цементация с закалкой в масле и отпуск до твердости 56—61 HRC	—	150—160	135—145	68
		217	60—70	45	28
12ХНЗА	Нормализация Цементация с закалкой в масле и отпуск до твердости 56—61 HRC	—	100—105	80	45

Примечание. Римскими цифрами обозначен вид нагрузки: I — от максимума до нуля (пульсирующая); III — знакопеременная. Залас прочности для первого случая составляет 1,4—1,8; для

Таблица 18

для конструкционных сталей

Допускаемые напряжения в кгс/см <sup>2</sup>											
при растяжении [ $\sigma_p$ ]			при изгибе [ $\sigma_{из}$ ]			при кручении [ $\tau_{кр}$ ]			при срезе [ $\tau_{ср}$ ]		
I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III
850	700	500	950	800	600	700	600	450	800	600	450
1300	1000	800	1500	1150	800	1100	850	600	1200	900	600
1200	950	700	1350	1100	800	1000	800	600	1100	850	650
1800	1300	850	2100	1550	1000	1550	1150	750	1700	1250	800
2350	1750	1200	2700	2000	1350	2000	1500	1000	2100	1600	1100
1200	950	700	1350	1100	800	1000	800	600	1100	850	600
1350	1100	880	1550	1250	950	1150	900	700	1250	1000	750
1950	1550	1150	2200	1750	1300	1650	1300	950	1800	1400	1050
2000	1900	1250	3000	2200	1450	2200	1600	1050	2400	1800	1150
1350	1000	700	1500	1150	800	1150	950	600	1200	850	650
1800	1300	850	2100	1550	1000	1550	1150	750	1700	1250	800
2600	1900	1250	3000	2200	1400	2200	1600	1050	2400	1800	1150
1550	1200	850	1800	1400	1000	1300	1000	750	1450	1100	800
2300	1750	1200	2700	2000	1350	2000	1500	1000	2200	1650	1100
3700	2700	1650	4300	3100	1900	3200	2300	1400	3400	2450	1500
4400	3100	2000	5100	3700	2300	3800	2800	1700	4100	3000	1850
950	1200	800	1900	1400	950	1400	1050	700	1500	1150	750
2800	2100	1350	3200	2400	1550	2350	2250	1150	2500	1900	1250

I — статическая; II — переменная, действующая от нуля до максимума (симметричная),  
второго и третьего — 2,0.

Допускаемые напряжения\* для отливок из серого чугуна

Марка чугуна	Форма сечения	Напряжения в кг/см <sup>2</sup>												
		при изгибе [°из]			при кручении [кг]			при растяжении [°р]			при сжатии [°сж.]			
		I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	
СЧ15-32	Круг	700	400	300	530	300	220	330	200	140	140	1450	830	140
	Двутавр	500	290	210	330	180	130							
СЧ18-36	Круг	800	500	350	580	360	260	400	250	180	180	1550	950	180
	Двутавр	560	350	250	370	230	160							
СЧ21-40	Круг	880	570	430	620	450	350	450	300	220	220	1650	1100	220
	Двутавр	600	400	300	400	280	230							
СЧ24-44	Круг	970	670	520	650	520	430	530	350	280	280	1850	1250	280
	Двутавр	680	470	350	400	320	270							
СЧ28-48	Круг	1000	750	600	770	600	480	620	450	350	350	2200	1550	350
	Двутавр	730	530	420	480	370	300							
СЧ32-52	Круг	1150	800	600	850	600	480	700	480	370	370	2400	1650	370
	Двутавр	800	550	420	480	370	300							
СЧ35-56	Круг	1250	850	650	900	650	500	780	550	420	420	2600	1850	420
	Двутавр	870	600	450	550	400	300							
СЧ38-60	Круг	1300	850	650	1000	650	500	850	570	430	430	2800	1900	430
	Двутавр	900	600	450	630	400	300							

\* См. примечание к табл. 18. Допускаемые напряжения приведены для отливок с необработанной поверхностью, для обработанных поверхностей эти напряжения могут быть повышены на 20%.

## Допускаемые напряжения\* для хрупких металлов

Материал	Предел прочности при изгибе в кгс/см <sup>2</sup>	Предел выносливости $\sigma_B$ в кгс/см <sup>2</sup>	Напряжения при изгибе в кгс/см <sup>2</sup>		
			I	II	III
Антифрикционный чугун	2500—3500	—	950	700	450
Кремнистая латунь	2600	—	550	450	300
Бронза:					
Бр. ОФ10-1	1800—2000	650	450	350	200
Бр. ОЦС 5-5-5	3600—4800	1400	600	450	300

\* См. примечание к табл. 18.

## ТЕРМИЧЕСКАЯ И ХИМИКО-ТЕРМИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА ДЕТАЛЕЙ СТАНОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

### ТЕРМИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА СТАЛИ

Термической обработкой называется нагрев стали до температуры выше (ниже) температур фазовых превращений, выдержка при данной температуре и последующее охлаждение с заданной скоростью.

Основной задачей нагрева стали при термообработке (отжиг, нормализация, закалка) является перевод исходной структуры в аустенит и получение более мелкого зерна.

Температура, при которой металл или сплав из одного структурного состояния переходит в другое, называется критической температурой или критической точкой.

Характеристика основных видов термической обработки дана в табл. 21.

Рекомендуемые режимы различных видов термообработки для сталей, применяемых для изготовления станочных приспособлений и инструмента, приведены в табл. 22—26.

Таблица 21

Характеристика основных видов термической обработки

Вид обработки	Характеристика
Отжиг полный	<p>Нагрев изделия до температуры выше верхней критической точки (на 20—30°C) и выдержка при этой температуре с последующим медленным охлаждением.</p> <p>Применяется для размельчения структуры и улучшения механических свойств стали</p>

Вид обработки	Характеристика
неполный	Нагрев изделия до температуры между верхней и нижней критическими точками и выдержка при этой температуре с последующим медленным охлаждением.
диффузионный (гомогенизация)	Применяется главным образом для заэвтектоидных сталей с той же целью, что и полный отжиг
изотермический	Нагрев изделия до температуры, на 150—200°C превышающей верхнюю критическую точку, длительная выдержка при этой температуре с последующим медленным охлаждением. Применяется для выравнивания химической неоднородности стали
	Нагрев изделия до температуры на 20—30°C выше верхней критической точки, выдержка при этой температуре с последующим ступенчатым охлаждением (остановка при температуре ускоренного распада аустенита). Применяется с той же целью, что и полный отжиг. Изотермический отжиг сокращает продолжительность операции
светлый	Обычный отжиг, но с применением контролируемых атмосфер.
	Используется для защиты поверхности металла от окисления и обезуглероживания
сферондирующий (маятниковый)	Нагрев при периодическом колебании температуры ниже и выше нижней критической точки с целью получения округленной формы цементита.
	Применяется для улучшения обрабатываемости стали резанием
рекристаллизационный	Нагрев изделия до температуры 600—700°C, длительная выдержка при этой температуре и последующее замедленное охлаждение.
	Применяется для исправления искажений кристаллической решетки металла после холодного деформирования
Нормализация	Нагрев изделия до температуры выше верхней критической точки (на 30—50°C), выдержка при этой температуре и последующее охлаждение на спокойном воздухе.

Вид обработки	Характеристика
Закалка полная	<p>Применяется для размельчения структуры и повышения механических свойств низко- и среднеуглеродистых сталей и как подготовительная операция перед закалкой</p>
	<p>Нагрев изделия до температуры выше верхней критической точки (на 30—50°C), выдержка при этой температуре и последующее резкое охлаждение.</p>
неполная	<p>Применяется для улучшения механических и физических свойств стали</p> <p>Отличается от полной закалки температурой нагрева, которая находится между верхней и нижней критическими точками.</p>
изотермическая	<p>Применяется в основном для заэвтектидных сталей</p> <p>Нагрев изделия до температуры выше верхней критической точки на 30—50°C, выдержка при этой температуре и последующее охлаждение до полного распада аустенита.</p>
поверхностная	<p>Применяется в тех случаях, когда необходимо получить после закалки минимальную деформацию стальных изделий</p>
ступенчатая	<p>Нагрев поверхностного слоя изделий до температуры закалки (посредством электрического тока, высокотемпературного пламени или другим способом) с последующим быстрым охлаждением.</p>
	<p>Поверхностная закалка обеспечивает получение высокой твердости в относительно тонком слое без изменения структуры и твердости в более глубоко расположенных слоях</p>
	<p>Отличается от изотермической закалки тем, что кратковременная выдержка в промежуточной охлаждающей среде дается лишь для выравнивания температуры по сечению изделия. Распад аустенита происходит при дальнейшем охлаждении на воздухе</p>

Вид обработки	Характеристика
с подстуживанием	<p>Нагретые детали перед погружением в охлаждающую среду некоторое время охлаждаются на воздухе или выдерживаются в термостате с пониженной температурой.</p> <p>Применяется обычно после цементации для сокращения цикла термической обработки стали</p>
в двух охлаждающих средах (прерывистая)	<p>Детали, выдержанные при закалочной температуре, последовательно охлаждаются в двух закалочных средах.</p> <p>Первое охлаждение производится в воде, второе полное охлаждение — в масле.</p>
с самоотпуском	<p>Применяется обычно для высокоуглеродистой стали</p> <p>Операция аналогична полной закалке, но отличается от нее тем, что детали охлаждаются не полностью. Вследствие этого тепло, сохранившееся внутри детали, обеспечивает отпуск закаленного наружного слоя</p>
светлая	<p>Отличается от обычной закалки применением контролируемых сред при нагреве и охлаждении.</p>
обычный	<p>Применяется для защиты поверхности деталей от окисления и обезуглероживания</p>
Отпуск	<p>Нагрев и выдержка закаленной стали ниже критической точки. При отпуске происходит распад мартенсита с образованием цементита, что сопровождается изменением свойств стали и уменьшением остаточных напряжений.</p>
низкий	<p>Если сталь не склонна к отпускной хрупкости, охлаждение после отпуска производится на воздухе, если же наблюдается такая склонность, применяется ускоренное охлаждение (в воде или масле)</p>
средний	<p>Нагрев в интервале температур 150—250°C. Применяется для снятия внутренних напряжений и уменьшения хрупкости мартенсита</p>
	<p>Нагрев в интервале температур 360—475°C.</p>

Вид обработки	Характеристика
высокий	<p>Применяется обычно для придания упругости материалу изделий (пружинам, рессорам и др.)</p> <p>Нагрев в интервале температур 500—680°C.</p>
Термическое улучшение	<p>Применяется, как правило, при термоулучшении конструкционных сталей</p>
Термомеханическая обработка	<p>Термическая обработка стали, состоящая из закалки и высокого отпуска</p> <p>Упрочнение стали посредством совмещения деформаций при повышенных температурах с операциями термической обработки. В процессе термомеханической обработки сталь приобретает повышенную прочность по сравнению с обычной термической обработкой.</p>
Старение	<p>Нагрев и длительная выдержка деталей при повышенных температурах.</p>
Обработка холодом	<p>Применяется для деталей и инструментов с целью упрочнения и стабилизации их размеров</p> <p>Глубокое охлаждение деталей после закалки при температуре ниже нуля с целью дополнительного превращения остаточного аустенита в мартенсит.</p>
	<p>Применяется для повышения твердости и износостойкости закаленных сталей, а также стабилизации размеров деталей</p>

Таблица 22

**Термическая обработка  
качественной конструкционной углеродистой стали**

Марка стали	Температура нагрева для закалки в °С	Охлаждающая среда	Температура отпуска в °С	Твердость НРС
25	860—900	Вода	200—300	27—33
30	850—890	»	200—300	30—35
40	830—850	»	200—300	40—45
		»	300—400	35—40
		»	400—500	30—35

Марка стали	Температура нагрева для заковки в °С	Охлаждающая среда	Температура отпуска в °С	Твердость HRC
45	800—830	Вода	150—160	48—52
		»	200—300	45—50
		»	300—400	40—45
		»	400—500	33—40
50	790—830	»	180—200	50—55
		»	350—400	40—48
		»	500—550	24—33
65	780—810	»	280—300	50—58
		»	300—400	45—52
		»	400—500	37—45
65Г	790—810	Масло	200—220	57—62
		»	380—430	40—45

Таблица 23

## Термическая обработка легированных конструкционных сталей

Марка стали	Температура нагрева для заковки в °С	Охлаждающая среда	Температура отпуска в °С	Твердость HRC
38ХА	840—860	Масло	180—200	45—50
			300—400	40—45
40Х	830—850	»	200—300	50—54
			300—400	45—50
			400—500	38—45
45Х	820—850	»	200—220	50—55
35Г2	810—850	»	200—300	48—56
			400—500	34—38
45Г2	800—840	»	300—400	43—49
			400—500	33—43
50Г2	790—820	»	500—600	27—33
40ХГР	850	»	550—600	38—45
40ХГ	860—880	»	200—250	48—55
			550—600	30—55
38ХС	900—920	»	220—250	52—55
40ХС	900—920	»	240—260	50—55
15ХМ	860—900	»	650	28—30
30ХМ	860—890	»	500	24
35ХМ	850—870	»	200—220	45—50
20ХН	840—870	»	200	26—30
40ХН	800—840	»	180—200	50—54
			500—600	23—24

Марка стали	Температура нагрева для заковки в °С	Охлаждающая среда	Температура отпуска в °С	Твердость HRC
30ХГС	860—880	Масло	200—220 450—500	45—50 35—40
30ХГСНА	890—900	»	200—300	44—47
38ХГМ	840—850	»	600—650	33—38
30ХНВА	860—880	»	520—600	35—39
40ХНМА	850—860	»	600—620	—
30ХГНА	870—890	»	500	—
38ХМЮА	930—950	»	650—670	850—1000HV

Таблица 24

## Термическая обработка конструкционных цементируемых сталей

Марка стали	Температура цементации в °С	Закалка		Отпуск	
		Температура нагрева в °С	Охлаждающая среда	Температура нагрева в °С	Твердость HRC
10, 20	900—920	780—800	Вода	180—200	56—62
15Г, 20Г	880—900	780—800	Масло	180—200	56—62
15Х	900—920	790—820	»	150—180	58—62
20ХГ	880—900	800—820	»	180—200	56—60
20ХГР	900—930	830—850	»	180—200	58—63
18ХГН	900—920	780—810	»	180—200	56—62
18ХГМ	880—900	780—800	»	180—200	58—62
18ХГТ	900—920	800—820	»	180—200	58—62
12ХНЗА	900—920	790—800	»	180—200	56—62
12Х2Н4А	900—920	780—800	»	180—200	58—63
20Х2Н4А	920—930	780—800	»	150—160	58—63

Таблица 25

## Термическая обработка углеродистой инструментальной стали

Марка стали	Отжиг		Закалка			Отпуск	
	Температура нагрева в °С	Твердость HRC	Температура нагрева в °С	Охлаждающая среда	Твердость HRC	Температура нагрева в °С	Твердость HRC
У7	790—810	187	790—810	Через воду в масле	62—64	160—200	60—62
У7А	740—860					300	52—56
						400	48—52

Марка стали	Отжиг		Закалка			Отпуск	
	Температура нагрева в °С	Твердость НВ	Температура нагрева в °С	Охлаждающая среда	Твердость HRC	Температура нагрева в °С	Твердость HRC
У8, У8А	740—760	187	780—820	Через воду в масле	63—65	160—200	61—63
						300	52—56
У9, У9А	740—760	192	770—790	То же	63—65	260—200	62—64
						300	52—56
У10, У10А	750—770	197	770—790	»	62—64	160—200	62—64
						300	54—58
У11, У12, У11А, У12А	750—770	207	770—790	»	62—64	160—200	61—63
						300	54—58
У13, У13А	750—770	217	770—790	»	62—64	160—200	62—65
						300	54—58
					400	48—52	

Таблица 26

## Термическая обработка легированной инструментальной стали

Марка стали	Отжиг		Закалка			Отпуск	
	Температура нагрева в °С	Твердость НВ	Температура нагрева в °С	Охлаждающая среда	Твердость HRC	Температура нагрева в °С	Твердость HRC
X12	850—870	269—217	950—1000	Масло	62—64	200—400	58—62
X12M	850—870	255—217	1000—1050	»	62—65	150—200	62—63
XГ	780—800	241—197	800—840	»	62—66	150—200	61—64
X	780—800	229—187	835—855	»	62—65	150—200	61—64
X09	780—800	229—179	825—850	»	62—65	150—170	60—62
9XC	790—810	241—197	850—880	»	61—65	150—200	63—64
6XC	820—840	229—187	840—860	»	Св. 62	150—200	60—62
4XC	820—840	207—170	880—900	»	56—53	200—250	52
Ф	760—780	217—179	780—820	Вода	62—64	180—200	60—64
8XФ	800—820	207—170	800—850	»	Св. 64	200—220	62—64
85XФ	770—780	207—170	840—860	Масло	62—63	200—400	50—60
В1	780—800	229—187	780—800	Вода	61—63	150—200	58—60
			810—830	Масло	62—60	200—300	58—52
3X2B8	860—880	255—207	1070—1125	»	49—52	160—200	49—52
4X2B8	820—840	255—207	1025—1075	»	51—54	500—600	40—48
XB5	780—800	285—229	800—820	Вода	64—67	200—300	60—64

Марка стали	Отжиг		Закалка			Отпуск	
	Температура нагрева в °С	Твердость НВ	Температура нагрева в °С	Охлаждающая среда	Твердость HRC	Температура нагрева в °С	Твердость HRC
4XB2C	800—820	217—179	860—900	Масло	53—56	200—300	51—53
5XB2C	800—820	255—207	860—900	»	54—56	150—200	52—57
6XB2C	780—800	285—229	860—900	»	54—60	200—300	53—58
XBG	780—800	255—207	820—850	»	63—65	150—200	62—63
9XBG	780—800	241—197	800—830	»	62—64	170—230	60—62
5XBG	760—780	217—179	830—860	»	56—58	200—300	52—55
5XHM	790—820	241—197	820—860	»	58—60	150—200	50—58
5XGM	790—810	241—197	820—850	»	53—58	200—300	52—57
5XHT	790—820	241	830—860	»	53—58	400—500	40—47
X12Φ1	850—870	255—207	1040—1080	»	62—64	100—200	59—63

### ХИМИКО-ТЕРМИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА СТАЛИ

Химико-термическая обработка стали широко применяется главным образом с целью повышения усталостной прочности деталей.

Сущность химико-термической обработки состоит в поверхностном насыщении деталей каким-либо веществом при повышенных или высоких температурах.

Основные виды химико-термической обработки приведены в табл. 27, а режимы — в табл. 28.

Таблица 27

#### Основные виды химико-термической обработки

Вид химико-термической обработки	Характеристика	Назначение
Цементация	Насыщение поверхностных слоев углеродом на заданную глубину. В зависимости от вида карбюризатора различают твердую, жидкую и газовую цементацию	Для деталей, которые должны иметь твердую поверхность и вязкую сердцевину

Вид химико-термической обработки	Характеристика	Назначение
Цианирование (нитроцементация)	<p>Насыщение поверхностных слоев одновременно углеродом и азотом на заданную глубину.</p> <p>В зависимости от вида карбюризатора различают твердое, жидкое или газовое цианирование</p>	<p>Для деталей, которые должны иметь повышенную поверхностную твердость, износоустойчивость и усталостную прочность</p>
Азотирование	<p>Поверхностное насыщение азотом на заданную глубину.</p> <p>В зависимости от назначения различают прочностное и антикоррозионное азотирование</p>	<p>Для деталей с высокой поверхностной износоустойчивостью</p>
Алитирование	<p>Поверхностное насыщение алюминием на заданную глубину</p>	<p>Для деталей с повышенной жаростойкостью</p>
Силицирование	<p>Поверхностное насыщение кремнием на заданную глубину</p>	<p>Для деталей с повышенной кислотоустойчивостью</p>
Сульфидирование	<p>Насыщение поверхности серой</p>	<p>Для деталей с повышенной износостойкостью</p>
Диффузионное хромирование	<p>Насыщение поверхности хромом</p>	<p>Для деталей с повышенной коррозионной стойкостью</p>

Режимы химико-термической обработки

Вид химико-термической обработки	Марка стали	Температура химико-термической обработки	Скорость насыщения в мм/ч	Окончательная обработка	Твердость
Цементация в твердом карбюризаторе	10 15ХА 12ХН3А 12Х2Н4А 20	900—950 °С	0,1—0,15	Отпуск при 150—170 °С	HRC ≥ 56 HRC ≥ 58 » » »
	20Х 18ХГТ 18ХГ 20ХНР 30ХГТ 15ХГНТА	900—950 °С	0,2—0,63	Отпуск при 150—170 °С	» » » » » »
Цианирование низкотемпературное	08 08КП 10 15	540—560 °С	—	Отпуск при 150—170 °С	HRC ≥ 56 » » »
	10 15ХА 12ХН3А 12Х2Н4А 20	820—860 °С	0,12—0,20	Отпуск при 150—170 °С	HRC ≥ 58 » » » »

Вид химико-термической обработки	Марка стали	Температура химико-термической обработки	Скорость насыщения в мм/ч	Окончательная обработка	Твердость
Цианирование высокотемпературное	20Х 18ХГТ 18ХГ 30ХГТ	920—960 °С	0,20—0,40	Отпуск при 150—170 °С	HRC > 58 > > >
Газовое плакирование (нитроцементация)	10 15ХА 12ХН3А 12Х2Н4А 20 20Х 18ХГТ 18ХГ 20ХГНР 30ХГТ	800—860 °С	0,12—0,20	Отпуск при 150—170 °С	HRC > 56 HRC > 58 > > > > > > > > >
Азотирование	38ХМЮА 30ХЗВА 40ХМЮА 40ХНВА 1Х13	500—550 °С 490—510 °С 490—550 °С 520 °С 500—600 °С	0,015—0,04	---	HV1000—1100 HV > 700 HV > 700 HV > 640 HV 900—1050
Аддитрование	ЭИ435, ЭИ602 Х16Н9Т	950 °С 900 °С	0,01	Отжиг при 1000 °С	—

## ТЕРМИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА ЧУГУНА

Основные рекомендации по термической обработке чугуна приведены в табл. 29.

Таблица 29  
Режимы термической обработки чугуна

Марка чугуна	Назначение термической обработки	Вид термической обработки и режимы
Серый	Снятие внутренних напряжений	Отжиг низкотемпературный: медленный нагрев до 500—550 °С и медленное охлаждение до 200 °С
Серый ковкий антифрикционный	Улучшение обрабатываемости, снятие внутренних напряжений	Отжиг графитизирующий низкотемпературный: нагрев до 600—750 °С для распада эвтектоидного цементита с последующим охлаждением
Серый	Повышение прочности и износостойкости	Нормализация: медленный нагрев до 850—950 °С с ускоренным охлаждением, обеспечивающим превращение аустенита в перлит
Серый ковкий	Повышение твердости, прочности и износостойкости	Закалка (улучшение): нагрев до 830—880 °С с охлаждением в воде или масле
Белый, серый ковкий	Повышение твердости, прочности и износостойкости при минимальном короблении	Закалка изотермическая: нагрев до 830—900 °С с охлаждением в расплавленной соли при 200—400 °С

## ПОКРЫТИЯ ДЕТАЛЕЙ СТАНОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

Покрытия деталей станочных приспособлений применяются в защитных и защитно-декоративных целях. Они подразделяются на лакокрасочные, гальванические, оксидные и фосфатно-оксидные, металлизацию распылением.

**Лакокрасочные покрытия** классифицируются ГОСТ 9894—61, а их обозначения регламентированы ГОСТ 9825—73. В зависимости от условий эксплуатации лакокрасочные покрытия делятся на стойкие внутри помещений, атмосферостойкие, химически стойкие, водостойкие, термостойкие, маслостойкие, бензостойкие, электронизоляционные.

**Гальванические покрытия** для металлов по виду делятся на меднение, износостойкое хромирование, защитно-декоративное хромирование, цинкование, кадмирование.

*Меднение* применяется для:

а) сообщения притирочных свойств поверхностям деталей, работающих в паре (шлицевые соединения, кулачковые валики, шейки валов);

б) уплотнения зазоров;

в) покрытия зубчатых колес с целью уменьшения шума в передаче и улучшения прирабатываемости;

г) защиты от коррозии.

Среднерасчетная толщина меднения для приведенных случаев составляет 5—15 мкм.

*Износостойкое хромирование* применяется для повышения работоспособности деталей, испытывающих различные виды трения скольжения (шейки валов, шлицевые валы, оси, червяки, рейки, направляющие и т. п.). Толщина слоя обычно составляет 10—50 мкм. Прочность сцепления хрома с основным металлом высокая. Хром стоек против действия влаги, азотной кислоты и растворов щелочей, длительное время сохраняет цвет и блеск, хорошо выдерживает равномерно распределенную по поверхности нагрузку, но разрушается под действием ударов.

*Защитно-декоративное хромирование* применяется для деталей несложной формы, подверженных истиранию при работе (рукоятки, маховички и т. д.). Толщина слоя составляет 1—3 мкм.

*Цинкование* применяется для защиты черных металлов от коррозии. Обычно цинкованию подвергаются детали, работающие на открытом воздухе, крепеж, мелкие резьбовые детали. Толщина слоя составляет 10—35 мкм.

*Кадмирование* применяется для покрытия стали, чугуна, меди и медных сплавов. Кадмиевый осадок более пластичен по сравнению с цинковым, и поэтому кадмирование широко применяется для ответственных резьбовых и сопряженных деталей, узлы которых требуют плотной сборки. Толщина слоя составляет 7—15 мкм.

*Оксидирование и фосфатирование* заключаются в создании на поверхности металлических деталей неорганической защитной пленки способом химической или электрохимической обработки в специальных растворах.

Пленки, полученные в результате оксидирования или фосфатирования, защищают от коррозии, однако они обладают малым сопротивлением на истирание.

Различают следующие два вида оксидирования: воронение (термическим способом, применяется для стальных мелких деталей); синение (термическим способом, применяется для стальных полированных деталей).

Фосфатирование применяется для защиты от коррозии стальных деталей, к которым не предъявляются требования декоративности. Толщина наносимого слоя составляет 5—8 мкм.

*Металлизация распылением* применяется для защиты деталей от коррозии, а также для придания декоративности. Для покрытия используются олово, свинец, цинк, алюминий, кадмий, бронза, сталь.

В зависимости от применяемого металла толщина слоя, наносимого за один проход, составляет 0,025—0,08 мм.

Недостатком металлизации является невысокая прочность сцепления покрытия с основным металлом, большие потери наносимого металла, пористость в тонких слоях.

Преимуществом металлизации распылением является возможность покрытия крупных деталей сложной конфигурации, простота технологии и оборудования.

Общие требования к выбору защитных и защитно-декоративных покрытий, наносимых различными способами, определены ГОСТ 14623—69, а виды, ряды толщин и обозначения покрытий — ГОСТ 9791—68.

## ТОЧНОСТЬ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ СТАНОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

. При назначении точности изготовления деталей станочных приспособлений конструктор обязан знать те технологические операции и тип оборудования, с помощью которых она может быть достигнута.

В табл. 30 приведены ориентировочные значения точности и шероховатости при различных видах обработки; в табл. 31 — экономические точности обработки на разных станках при всевозможных видах обработки.

Используя данные табл. 9, можно назначать нормы точности, а также погрешности формы и расположения поверхностей обрабатываемых деталей. При этом следует учитывать, что приведенные нормы точности достижимы на новых станках при чистовых режимах обработки.

Таблица 30

Точность и шероховатость при различных видах обработки

Вид обработки	Класс точности	Шероховатость
1. Кузнечная обработка:		
свободная ковка	9	▽1—▽3
горячая штамповка	5—7	▽2—▽4
холодная штамповка	5—7	▽4—▽5
чеканка в штампах	3—5	▽6—▽8
2. Литье:		
в землю	7—9	▽1—▽3
в кокиль	5—8	▽3—▽5
центробежное	5—7	▽2—▽4
по выплавляемым моделям	3—5	▽4—▽5

Вид обработки	Класс точности	Шероховатость
3 Электронская и электрохимическая обработка:		
электронская обработка	2—3	▽6—▽8
анодно-механическая обработка	5—7	▽4—▽5
электротравление	3—5	▽8—▽11
4. Порошковая металлургия	3—4	▽5—▽9
5. Механическая обработка наружных цилиндрических поверхностей:		
точение:		
черновое	3—5	▽1—▽3
чистовое	2—3а	▽4—▽7
алмазное	2—3	▽7—▽9
шлифование:		
черновое	4—5	▽4—▽6
чистовое	2—3	▽6—▽8
отделочное	1—3	▽8—▽10
хонингование	2—3	▽8—▽10
микрохонингование	1—2	▽10—▽13
суперфиниширование	1—2	▽12—▽14
6. Механическая обработка цилиндрических и фасонных отверстий:		
сверление	5	▽2—▽4
рассверливание	5	▽2—▽4
зенкерование	2—5	▽2—▽5
развертывание	3—4	▽6—▽8
расточивание:		
черновое	4—5	▽3—▽4
чистовое	2—4	▽6—▽8
протягивание	2—4	▽6—▽8
шлифование:		
черновое	4	▽5—▽6
чистовое	1—2	▽7—▽8
хонингование	1—3	▽8—▽10
микрохонингование	1—2	▽9—▽12
7. Механическая обработка плоских поверхностей:		
строгание:		
черновое	5	▽2—▽3
чистовое	4	▽6—▽8
фрезерование:		
черновое	4—5	▽3—▽4
чистовое	3	▽6—▽8
протягивание	3—4	▽6—▽8
точение:		
черновое	4—5	▽3—▽4
чистовое	3—4	▽6—▽7

Вид обработки	Класс точности	Шероховатость
отрезание:		
резцом	5—7	▽2—▽4
дисковой пилой	5—9	▽1—▽3
шлифование:		
черновое	4—5	▽4—▽5
чистовое	1—3	▽7—▽9
хонингование	1—3	▽8—▽10
полирование	1—3	▽9—▽13
8. Обработка цилиндрических зубчатых колес (точность по ГОСТ 1643—56):		
зубофрезерование	7—8	▽4—▽7
зубодолбление	7—9	▽5—▽7
зубошевингование	6—8	▽7—▽8
зубошлифование	3—6	▽7—▽9
зубохонингование	6—7	▽8
9. Обработка конических зубчатых колес (точность по ГОСТ 1758—56):		
зубофрезерование резцовой головкой	7—8	▽5—▽7
зубострогание	7—8	▽5—▽6
круговое протягивание	7—8	▽5—▽7
зубопритирка	7—8	▽6—▽7
зубошлифование	6	▽7—▽8

## Экономическая точность обработки наружных цилиндрических поверхностей деталей

Вид обработки	Класс точности	Допуск в мкм при диаметре в мм											
		Св. 1 до 3	Св. 3 до 6	Св. 6 до 10	Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 360	Св. 360 до 500
Обтачивание на токарных станках	5	120	160	200	240	280	340	400	460	530	600	680	760
	4	60	80	100	120	140	170	200	230	260	300	340	380
	3а	40	48	58	70	84	100	120	140	160	185	215	250
	2	6	8	10	12	14	17	20	23	27	30	35	40
Шлифование: однократное чистовое после одно- кратного повышенной точности тонкое	3	20	25	30	35	45	50	60	70	80	90	100	120
	2а	9	12	15	18	21	25	30	35	40	47	54	62
	2	6	8	10	12	14	17	20	23	27	30	35	40
	1	4	5	6	8	9	11	13	15	18	20	22	25

Примечания: 1. Точность, указанная в таблице, приведена для длины до 150 мм, при большей длине точность на один класс ниже.

2. Точность при бесцентровом шлифовании 2а — 4-го класса зависит от жесткости станка.

Т а б л и ц а 32  
Экономическая точность обработки внутренних цилиндрических поверхностей деталей

Вид обработки	Класс точности	Допуск в мкм при диаметре в мм											
		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
		Св. 1 до 3	Св. 3 до 6	Св. 6 до 10	Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св. 180 до 260	Св. 260 до 360	Св. 360 до 500
Сверление:	2												
без кондуктора	5	120	160	200	240	280	340	—	—	—	—	—	—
по кондуктору	4	60	80	100	120	140	170	—	—	—	—	—	—
Зенкерование и растачивание резцами:													
черновое	5	—	—	—	240	280	340	400	460	530	600	680	760
чистовое	4	—	—	—	120	140	170	200	230	260	300	340	380
чистовое повышенной точности	3а	—	—	—	70	84	100	120	140	160	185	215	250
топкое	2	—	—	—	19	23	27	30	35	40	45	50	60
Развертывание:													
однократное стали	3	—	25	30	35	45	50	60	70	80	90	100	120

Продолжение таблицы 32

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
однократное чугуна и чистовое стали	2а	—	18	22	27	33	40	46	54	63	—	—	—
	2	—	13	16	19	23	27	30	35	40	—	—	—
	1	—	8	9	11	13	15	18	21	24	—	—	—
Шлифование: однократное	3	—	25	30	35	45	50	60	70	80	90	100	120
	2а	—	18	22	27	33	39	46	54	63	73	84	95
	2	—	13	16	19	23	27	30	35	40	45	50	60
чистовое после однократного	1	—	8	9	11	13	15	18	21	24	27	30	35
	1	—	8	9	11	13	27	30	35	24	27	30	35
	2	—	13	16	19	23	27	30	35	40	45	50	60
тонкое Хонингование Протягивание чистовое	1	—	8	9	11	13	27	30	35	24	27	30	35
	1	—	8	9	11	13	27	30	35	24	27	30	35
	2	—	13	16	19	23	27	30	35	40	45	50	60

Таблица 33

## Экономическая точность обработки плоскостей\* в мм

Вид обработки	Класс точности	Допуск в мкм при высоте (толщине) поверхности в мм				
		Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120
Фрезерование и строгание: черновое стали черновое чугуна и чистовое стали чистовое чугуна чистовое повышенной точности:	5	240	280	340	400	460
	4	120	140	170	200	230
	3а	70	84	100	120	140
	3	35	45	50	60	70
	2а	18	21	25	30	35
Шлифование: однократное чистовое после однократного чистовое повышенной точности	3	35	45	50	60	70
	2а	18	21	25	30	35
	2	12	14	17	20	23

\* При ширине до 300 мм и длине до 450 мм.

Таблица 34

## Экономическая точность обработки поверхностей фасонной фрезой в мм

Длина поверхности	Ширина фрезы			
	Черновая обработка		Чистовая обработка	
	до 120	120—180	до 120	120—180
До 100	0,25	—	0,10	—
100—300	0,35	0,45	0,15	0,20
300—600	0,45	0,50	0,20	0,25

Таблица 35

## Экономическая точность обработки торцовых плоскостей в мм

Диаметр	Черновое обтачивание	Чистовое обтачивание	Шлифование	Тонкое шлифование
До 50	0,15	0,07	0,03	0,020
50—120	0,20	0,10	0,04	0,025

Диаметр	Черное обтачивание	Чистовое обтачивание	Шлифование	Тонкое шлифование
120—260	0,25	0,13	0,05	0,030
260—500	0,40	0,20	0,07	0,035

Таблица 36  
Экономическая точность фрезерования выступов и пазов в мм

Размеры по ширине	Класс точности и погрешность размера в мкм при обработке выступов и пазов фрезой		Размеры по ширине	Класс точности и погрешность размера в мкм при обработке выступов и пазов фрезой	
	дисконной (5-й класс точности)	торцевой (4-й класс точности)		дисконной (5-й класс точности)	торцевой (4-й класс точности)
Св. 1 до 3	120	60	Св. 18 до 30	280	140
» 3 » 6	160	80	» 30 » 50	340	170
» 6 » 10	200	100	» 50 » 80	400	200
» 10 » 18	240	120			

Таблица 37  
Экономическая точность обработки при одновременном фрезеровании параллельных поверхностей дисковыми фрезами

Расстояние между фрезами в мм	Погрешность в мкм при высоте поверхности в мм		
	До 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120
До 100	50	60	80
Св. 100	60	80	100

Таблица 38  
Экономическая точность обработки резьбы

Способ получения резьбы	Класс точности резьбы	
	крепежной по ГОСТ 9253—69	ходовой и отсчетной
На универсальных токарно-винторезных станках: призматическими и дисковыми одно- профильными резцами	1	2—3

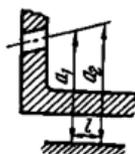
Способ получения резьбы	Класс точности резьбы	
	крепёжной по ГОСТ 9253—59	ходовой и отсчётной
гребенками	1	3
специальными головками и вихревым способом	1	3—4
На револьверных станках и револьверных автоматах:		
плашками, гребенками, резьбонарезными головками, по резьбовым копиям метчиками	3	—
На токарных автоматах:		
плашками	3	—
На сверлильных станках:		
специальными изогнутыми и удлиненными метчиками в сквозных отверстиях (в гайках)	2	—
набором метчиков в глухих отверстиях	3	—
На универсальных фрезерных и специальных резьбофрезерных станках:		
дисковой фрезой	2	4
червячной фрезой	3	—
На специальных резьбофрезерных станках групповой фрезой	2	—
На шлифовальных станках:		
однониточным дисковым кругом	—	2
многониточным дисковым кругом	1	3—4
бесцентровым шлифованием	2	—
Притирка резьбовыми притирами	—	1
Накатывание:		
плоскими плашками, сегментом и роликом, кольцом и роликом, профильными роликами	3	—
симметричное двумя профильными роликами с механической подачей	2	—
раскрывающейся роликовой головкой	3—2	—

Таблица 39

**Экономическая точность обработки пазов и шпоночных канавок шпоночной торцевой фрезой**

Ширина паза или шпоночной канавки в мм	Погрешность в мкм при обработке	
	черновой	чистовой
Св. 6—10	100	30
» 10—18	150	40
» 18—30	200	50

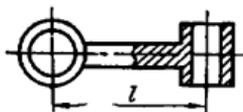
Экономическая точность различных способов обеспечения параллельности оси отверстия плоскости



Способ обработки	Погрешность $a_2 - a_1$ на длине $l=100$ мм
Сверление:	
по разметке	0,3
по кондуктору	0,1
Растачивание на токарном станке при установке:	
по разметке	1,0
на угольнике	0,05
Растачивание на расточном или фрезерном станке	0,05

Таблица 41

Экономическая точность обработки отверстий с перпендикулярно расположенными осями

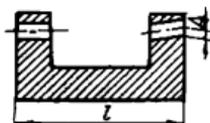


Способ обработки	Погрешность в мм	
	Неперпендикулярность на длине $l=100$ мм	Ошибка в расстоянии между осями или непересеченно
Сверление:		
по разметке	1	2
по кондуктору	0,1	0,5
Сверление на фрезерном станке	0,1	0,2
с поворотным столбом по лимбу	0,3	0,5
Сверление на фрезерном станке с делительной головкой	0,3	0,5

Способ обработки	Погрешность в мм	
	Неперпендикулярность ва длине $l=100$ мм	Ошибка в расстоянии между осями или непересечение
Растачивание на фрезерном станке с поворотным столбом по лимбу	0,05	0,2
Растачивание на фрезерном станке с делительной головкой	0,1	0,5
Растачивание на токарном станке на угольнике	0,1	0,2
Растачивание на координатно-расточном станке	0,02	0,1

Таблица 42

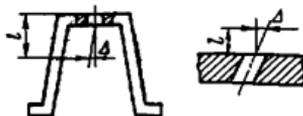
Экономическая точность различных способов обеспечения прямолинейности оси отверстия



Способ обработки	Погрешность в мм	
	Смещение $\Delta$	Перекос на длине $l=100$ мм
Сверление:		
по разметке	1	0,5
по коидуктору	0,2	0,1
на токарном станке	0,2	0,2
Растачивание на токарном станке:		
с одной установки	0,1	0,1
с двух установок на оправке, на планшайбе и в кулачках, не подвергавшихся термической обработке	0,05	0,05
в самоцентрирующем патроне без дополнительного центрирования	0,5	0,5
при центрировании по индикатору	0,1	0,2
при установке по разметке	2	2

Таблица 43

Экономическая точность различных способов обеспечения перпендикулярности оси отверстия к базовой плоскости



Способ обработки	Погрешность $\Delta$ на длине $l=100$ мм
Сверление:	
по разметке	0,5
по кондуктору	0,1
Растачивание на токарном станке при установке:	
по разметке	1,0
по индикатору	0,5
Растачивание на вертикально-фрезерном станке при установке детали на столе	0,05
Растачивание на горизонтально-фрезерном или расточном станке при установке детали на угольнике	0,08
Планетарное шлифование при установке детали в приспособлении	0,08

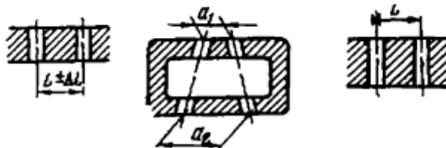
Таблица 44

Экономическая точность обеспечения расстояния от оси отверстия до плоскости



Способ обработки	Погрешность $\Delta A$ в мм
Сверление по разметке отверстий диаметром в мм:	
до 3	$\pm 0,5$
св. 3 до 6	$\pm 0,6$
» 6 » 10	$\pm 0,8$
» 10 » 18	$\pm 0,9$
» 18 » 30	$\pm 1,0$
Сверление по кондуктору отверстий диаметром в мм:	
до 3	$\pm 0,05$
св. 3 до 6	$\pm 0,06$
» 6 » 10	$\pm 0,07$
» 10 » 18	$\pm 0,08$
» 18 » 30	$\pm 0,09$
Растачивание на расточном или фрезерном станке	$\pm 0,3$

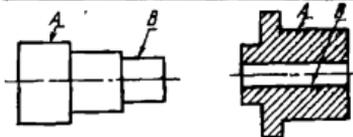
Экономическая точность расположения отверстий  
с параллельными осями в мм



Способ обработки	Погрешность расстояния между центрами при обработке отверстий диаметром					Непараллельность осей на длине 100 мм
	До 3	Св. 3 до 6	Св. 6 до 10	Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	
Свободное сверление по разметке	±0,5	±0,6	±0,8	±1,0	±1,2	0,3
Сверление и развертывание по кондуктору	±0,05	±0,06	±0,07	±0,08	±0,09	0,1
Растачивание на токарном станке при установке на угольнике	—	—	±0,3	±0,3	±0,3	0,05
Растачивание на расточном станке при установке по разметке	—	—	±1	±1	±1	0,1
по штангенциркулю	—	—	±0,3	±0,3	±0,3	0,1
Планетарное шлифование	—	—	±0,1	±0,1	±0,1	0,05

Таблица 46

Экономическая точность соосности поверхностей тел вращения



Способ обработки	Эксцентриситет поверхностей А и В в мм
Обтачивание и шлифование наружной поверхности: в центрах с одной установки с двух установок, центр шпинделя термически не обработанный, шлифованный с двух установок, центр шпинделя закаленный, шлифованный	0,015
	0,015
	0,05
Обтачивание или шлифование внутренней поверхности: на оправке, проточенной на месте на ранее изготовленной оправке, центр шпинделя шлифованный, закаленный на ранее изготовленной оправке, центр шпинделя закаленный	0,025
	0,03
	0,075

## ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ СТАНОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

Основные термины, классификация и обозначения шероховатости поверхности регламентированы ГОСТ 2789—73. В соответствии с этим ГОСТ шероховатость поверхности может определяться одним или несколькими из следующих параметров:

- $R_a$  — среднее арифметическое отклонение профиля;
- $R_z$  — высота неровностей профиля по десяти точкам;
- $R_{max}$  — наибольшая высота неровностей профиля;
- $S_m$  — средний шаг неровностей;
- $S$  — средний шаг неровностей по вершинам;
- $l_p$  — относительная опорная длина профиля, где  $p$  — числовое значение уровня сечения профиля.

ГОСТ 2789—73 установлены 14 классов чистоты поверхности, из них 6—14-й дополнительно разделены на разряды. Для классов 6—12 основной является шкала  $R_a$ , а для 1—5, 13 и 14-го — шкала  $R_z$ .

Значение шероховатости  $R_a$  и  $R_z$  при соответствующих базовых длинах  $l$  для различных классов чистоты поверхности приведены в табл. 47; рекомендуемые значения шероховатости плоских и цилиндрических поверхностей деталей в зависимости от точности их изготовления — в табл. 48—51; шероховатости поверхностей для различных классов точности и посадок — в табл. 52.

Таблица 47  
Значения шероховатости по параметрам  $R_a$  и  $R_z$   
для различных классов чистоты поверхности

Класс чистоты поверхности	Среднее арифметическое отклонение профиля $R_a$ в мкм	Высота неровностей $R_z$ в мкм	Базовая длина $l$ в мм
1	—	От 320 до 160 вкл.	8
2	—	» 160 » 80 »	
3	—	» 80 » 40 »	

Класс чистоты поверхности	Среднее арифметическое отклонение профиля $R_a$ в мкм	Высота неровностей $R_z$ в мкм	Базовая длина $l$ в мм
4	—	Ст 40 до 20 вкл.	2,5
5	—	» 20 » 10 »	
6	От 2,5 до 1,25 вкл.	—	0,8
7	» 1,25 » 0,63 »	—	
8	» 0,63 » 0,32 »	—	
9	» 0,32 » 0,16 »	—	0,25
10	» 0,16 » 0,08 »	—	
11	» 0,08 » 0,04 »	—	
12	» 0,04 » 0,02 »	—	
13	—	От 0,1 до 0,05 вкл.	0,08
14	—	» 0,05 » 0,025 вкл.	

Таблица 48

**Шероховатости плоских поверхностей деталей  
станочных приспособлений**

Тип поверхности	Шероховатость
Поверхности направляющих скольжения:	
а) повышенной точности	▽8
б) нормальной точности	▽7
Поверхности направляющих колец:	
а) повышенной точности	▽9—▽10
б) нормальной точности	▽8
Привалочные плоскости корпусных деталей с наименьшим размером до 100 мм с точностью расположения в мкм:	
до 10	▽8
» 25	▽7
» 63	▽6-
Привалочные плоскости корпусных деталей с наименьшим размером до 400 мм с точностью расположения в мкм:	
до 10	▽7
» 25	▽6
» 63	▽5

Тип поверхности	Шероховатость
Привалочные плоскости корпусных деталей с наименьшим размером до 1200 мм с точностью расположения в мкм:	
до 10	▽6
» 25	▽5
» 63	▽4
Поверхности столов средних размеров	▽8
Свободные поверхности механически обработанных корпусных деталей с наибольшим размером в мм:	
до 100	▽6
св. 100 до 400	▽5
» 400 » 1200	▽4
Свободные поверхности фланцев и крышек	▽6

Таблица 49

**Шероховатости цилиндрических поверхностей  
деталей станочных приспособлений в зависимости от точности**

Шерохова- тость	Шейки валов		Отверстия	
	класс точности	диаметр в мм	класс точности	диаметр в мм
▽4	5	Св. 80 до 500	4 5	Св. 120 до 500 » 18 » 500
▽5	4 5	Св. 30 до 500 » 6 » 80	3 4	Св. 360 до 500 » 10 » 120
▽6	3 4	Св. 80 до 500 » 3 » 30	2 3 4	Св. 80 до 530 » 18 » 360 » 1 » 10
▽7	2 3 4	Св. 120 до 500 » 6 » 80 » 1 » 3	1 2 3	Св. 50 до 500 » 10 » 180 » 1 » 18
▽8	1 2	Св. 30 до 500 » 10 » 120	1 2	Св. 3 до 50 » 1 » 10

**Шероховатости цилиндрических поверхностей  
валов и отверстий при взаимном центрировании**

Радиальное биение в мм	Шероховатость	
	вала	отверстия
До 2,5	▽12	▽11
» 4	▽11	▽10
» 6	▽10	▽9
» 10	▽9	▽8
» 16	▽8	▽7
» 25	▽7	▽6

Таблица 51

**Шероховатости торцовых поверхностей**

Торцовое биение в мкм	Шероховатость поверхности торца
До 6	▽10
» 10	▽9
» 16	▽8
» 25	▽7
» 40	▽6

Таблица 52

**Шероховатости поверхностей  
для различных классов точности и посадок**

Класс точности	Условное обозначение посадок	Диаметр в мм													
		До 3	Св. 3 до 6	Св. 6 до 10	Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св. 180 до 260	Св. 260 до 360	Св. 360 до 500		
2	А	▽8	▽8	▽8	▽7	▽7									
	Пр	▽9	▽8	▽8	▽8	▽8	▽7	▽7	▽6	▽6	▽6	▽6	▽6	▽6	
	Г, Т, Н, П, С, Д	▽9	▽9	▽9	▽8	▽8	▽8	▽8	▽7	▽7	▽7	▽6	▽6	▽6	
	Х	▽8	▽8	▽8	▽7	▽7	▽7	▽7	▽7	▽6	▽6	▽6	▽6	▽6	
2а	А <sub>2а</sub> , Г <sub>2а</sub> , Пр <sub>2а</sub> , Т <sub>2а</sub> , Н <sub>2а</sub> , П <sub>2а</sub> , С <sub>2а</sub>	▽8	▽7	▽7	▽7	▽6	▽6	▽6	▽6	▽5	▽5	▽5	▽5	▽5	
3	А <sub>3</sub> , Пр <sub>3</sub>	▽7	▽7	▽7	▽7	▽6	▽6	▽6	▽6	▽6	▽5	▽5	▽5	▽5	
	С <sub>3</sub> , Х <sub>3</sub>	▽7	▽7	▽7	▽7	▽6	▽6	▽6	▽6	▽5	▽5	▽4	▽4	▽4	

Класс точности	Условное обозначение посадок	Диаметр в мм											
		До 3	Св. 3 до 6	Св. 6 до 10	Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св. 180 до 260	Св. 260 до 360	Св. 360 до 500
4	A <sub>4</sub>	—	—	▽6	▽5	▽5	▽5	▽5	▽5	▽4	▽4	▽4	▽4
	C <sub>4</sub>	—	—	▽6	▽5	▽5	▽5	▽5	▽5	▽4	▽4	▽4	▽4
	X <sub>4</sub>	—	—	▽5	▽5	▽5	▽5	▽4	▽4				▽3
	L <sub>4</sub>	—	—	▽5	▽5	▽5	▽5	▽4	▽4				▽3
5	C <sub>5</sub> , X <sub>5</sub>	▽5	▽5	▽5	▽4	▽4	▽4	▽4	▽3	▽3	▽3	▽3	▽3

Примечание. Приведенные в таблице рекомендации не исключают возможности назначения и других классов чистоты поверхности при наличии технических обоснований.

## ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ДЕТАЛЕЙ СТАНОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

*Посадка* — это вид соединения деталей, определяемый разностью диаметров отверстия и вала. При этом обеспечивается свобода относительного перемещения соединяемых деталей или сопротивление их взаимному смещению.

*Номинальным размером* называется размер деталей, определенный исходя из расчета на прочность, жесткость и т. д. и выбранный по конструктивным или технологическим соображениям. Номинальный размер одинаков для отверстия и вала и должен быть округлен до ближайшего большего нормального размера по ГОСТ 6636—69.

*Действительным размером* называется размер, рассчитанный с наивысшей практически достижимой степенью точности.

Установленные в результате измерения с заданной в производственных условиях точностью наибольшие и наименьшие значения размера называются *наибольшим и наименьшим предельными размерами*.

*Допуском размера* является разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами.

*Поле допуска* называется зона между наибольшим и наименьшим предельными размерами; верхняя граница поля допуска соответствует наибольшему, а нижняя — наименьшему предельному размеру.

*Зазор* — это положительная разность между размерами отверстия и вала (размер отверстия больше размера вала).

*Натягом* называется положительная разность между размерами вала и отверстия до сборки деталей (размер вала больше размера отверстия).

*Система отверстия* характеризуется тем, что в ней для всех посадок одного класса точности при одинаковых номинальных размерах предельные размеры отверстия остаются постоянными, причем нижнее отклонение отверстия равно нулю, а раз-

ные посадки осуществляются за счет соответствующего изменения предельных размеров вала.

*Система вала* характеризуется тем, что в ней для всех посадок одного класса точности при одинаковых номинальных размерах предельные размеры вала остаются постоянными, причем, верхнее отклонение вала равно нулю, а разные посадки осуществляются за счет соответствующего изменения предельных размеров отверстия.

*Посадки* делятся на три группы:

- а) с натягом, при которых гарантируется натяг в соединении;
- б) с зазором, при которых гарантируется зазор в соединении;
- в) переходные, при которых можно получать как натяги, так и зазоры.

В табл. 53 даны рекомендации по выбору наиболее распространенных посадок.

Выбор посадок подшипников зависит от характера, величины и направления действующих нагрузок, типа, размера, способа установки и класса точности подшипника, а также от ряда других факторов. Характер распределения напряжений в подшипнике различен для наружного и внутреннего колец, поэтому применяют различные посадки подшипника на вал и в корпус.

Различаются следующие виды нагружения колец:

- а) местное — нагрузка воспринимается ограниченным участком дорожки качения;
- б) циркуляционное — нагрузка воспринимается последовательно всей дорожкой качения;
- в) колебательное — нагрузка воспринимается ограниченным участком дорожки качения с колебанием зон нагружения на определенном участке дорожки качения.

Посадка шарико- и роликоподшипников на вал осуществляется в системе отверстия. При выборе посадок следует иметь в виду, что получаемые соединения вала с внутренним кольцом подшипника отличаются от обычных одноименных посадок более высокими натягами. Это объясняется тем, что поле допуска по диаметру отверстия внутреннего кольца подшипника расположено в минус, а не в плюс, как в основной детали в системе отверстия.

Посадки шарико- и роликоподшипников в корпус осуществляются по системе вала.

В табл. 54—55 приведены рекомендации по назначению посадок шарико- и роликоподшипников, в табл. 56—57 — допуски на внутренние диаметры кодукторных втулок и на точность изготовления сверл, зенкеров и разверток, используемые при расчете на точность станочных приспособлений.

## Посадки, наиболее распространенные в станочных приспособлениях

Посадка	Обозначение	Краткая характеристика и рекомендуемая область применения
<b>Посадки с натягом</b>		
Прессовая 2-я	A <sub>2</sub> Пр2 <sub>2</sub>	<p>Обеспечивает передачу больших крутящих моментов без дополнительного крепления. Сборка осуществляется с разогревом охватывающей или с охлаждением охватываемой детали.</p> <p>Применяется для насадных зубчатых венцов, бандажей колес, кривошипных пальцев в дисках кривошипов.</p>
Прессовая	A Пр	<p>Обеспечивает передачу небольших крутящих моментов при ударных нагрузках. Длина поверхности соприкосновения должна быть не менее диаметра вала, а для чугунных и бронзовых ступиц толщина стенки должна быть не менее 0,5 диаметра вала. Сборка осуществляется с разогревом охватывающей детали или в холодном состоянии под прессом.</p> <p>Применяется для посадки втулок в шестерни</p>
Легкопрессовая	A Пл	<p>Обеспечивает относительное расположение деталей без дополнительного крепления. Сборка производится под прессом.</p> <p>Применяется для насадных бронзовых венцов червячных колес, сборных шестерен, для посадок втулок в шестерни и шкивы, постоянных втулок и стаканов в корпуса наружных колец подшипников при тяжелых условиях работы.</p>
Прессовая 1-я	A <sub>1</sub> Пр1 <sub>1</sub>	<p>Применяется в тех же случаях, что и легкопрессовая, при условии, что возникающие деформации не вызовут нарушения прочности и взаимного расположения деталей</p>
Глухая	A Г	<p>Обеспечивает прочное соединение и относительное расположение деталей. При соответствующих усилиях требует дополнительного крепления для предотвращения проворачивания и продольного смещения. Сборка производится под прессом.</p> <p>Применяется для посадок зубчатых венцов на шестернях, постоянных втулок в корпуса, нагруженных шестерен на валах, шкивов на валах, дисков соединительных муфт</p>

Посадка	Обозначение	Краткая характеристика и рекомендуемая область применения
<b>Переходные посадки</b>		
Тугая	$\frac{A}{T}$	Обеспечивает плотное соединение деталей, разборка которых сравнительно редко производится при значительных усилиях.
	$\frac{H}{T}$	Применяется для посадки нагруженных шестерен на валах
Напряженная	$\frac{A}{H}$	Обеспечивает хорошее центрирование деталей со свободной разборкой и сборкой.
	$\frac{H}{H}$	Характерна симметричным расположением поля допуска вала относительно нулевой линии. Применяется для посадки сменных втулок, установочных пальцев, а в некоторых случаях в качестве подвижной посадки деталей, которые должны перемещаться без заметного качания
<b>Посадки с зазором</b>		
Скользкая	$\frac{A_1}{C_1}$	Применяется в соединениях, к которым предъявляются особо высокие требования по точности сборки (посадки шеев на втулку или оправку)
	$\frac{A}{C}$	Применяется в соединениях, к которым предъявляются высокие требования по соосности (посадки шестерен на валах, шпиндельных гильз, установочных колец)
	$\frac{A_3}{C_3}$	Применяется в соединениях, к которым предъявляются невысокие требования по соосности, и обеспечивающих относительно легкое перемещение одной детали относительно другой
Движения	$\frac{A_1}{D_1}, \frac{A}{D}$	Применяется в соединениях, в которых необходим гарантированный зазор с возможно малым допуском (кондукторные втулки в кондукторах)
Ходовая	$\frac{A}{X}$	Применяется в соединениях при перемещении одной детали относительно другой с заметным зазором (подшипники скольжения, подвижные шестерни, направляющие втулки)
	$\frac{A_3}{X_3}$	Применяется в отличие от посадки $\frac{A}{X}$ для подшипниковых соединений с более высокими скоростями вращения

Посадка	Обозначение	Краткая характеристика и рекомендуемая область применения
Легкоходовая	A	Применяется в тех же случаях, что и ходовая, но с большими скоростями вращения или перемещения Применяется в соединениях, где требуются большие зазоры и не вредны значительные их колебания
	Л	
	$\frac{A_4}{X_4}, \frac{A_5}{X_5}$	
	$\frac{A_3}{Л_3}, \frac{A_4}{Л_4}$	

Таблица 54

## Посадки шарико- и роликоподшипников на валы

Условия работы подшипника		Посадка	Степень нагрузки и область применения
Вращение вала	Вид внутреннего нагружения		
Не вращается	Местное	Скольжения $C_{л}$ Движения $D_{л}$	Тяжелые и нормальные нагрузки Нормальные и легкие нагрузки. Применяется для всех типов подшипников при невысоких требованиях к точности
		Глухая $G_{л}$	Особо тяжелые и тяжелые ударные нагрузки. Применяется в основном для роликоподшипников
Вращается	Циркуляционное	Тугая $T_{л}$	Тяжелые нагрузки, работа с толчками и ударами. Применяется для роликоподшипников и крупных шарикоподшипников
		Напряженная $H_{л}$	Средние нагрузки. Применяется для всех типов подшипников
		Плотная $P_{л}$	Легкие нагрузки и высокие числа оборотов. Применяется для всех типов подшипников

Посадки шарико- и роликоподшипников в корпуса

Условия работы подшипника		Посадка	Степень нагрузки и область применения
Вращающаяся деталь	Вид нагружения наружного кольца		
Корпус	Циркуляционное	Глухая $G_n$	Тяжелые и нормальные нагрузки. Применяется для всех типов подшипников.
		Тугая $T_n$	Нормальные и легкие нагрузки. Применяется для всех типов подшипников
		Напряженная $H_n$	Большие числа оборотов. Применяется при дополнительном креплении от проворота
Вал	Местное	Напряженная $H_n$	Тяжелые нагрузки. Применяется для роликоподшипников
		Плотная $P_n$	Тяжелые и нормальные нагрузки, большие числа оборотов. Применяется для всех типов подшипников
		Скольжения $C_n$	Нормальные и легкие нагрузки. Применяется для всех типов подшипников

Таблица 56

Допуски на внутренние диаметры кондукторных втулок в мм

Номинальный диаметр инструмента	Втулки под сверло и черновой зенкер при изготовлении внутреннего диаметра втулки по посадкам			
	Х		Д	
	Отклонение отверстия втулки +			
	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее
От 1 до 3	0,022	0,008	0,013	0,003
Св. 3 » 6	0,027	0,010	0,017	0,004
» 6 » 10	0,033	0,013	0,021	0,005
» 10 » 18	0,040	0,016	0,025	0,006
» 18 » 30	0,050	0,020	0,030	0,008
» 30 » 50	0,060	0,025	0,035	0,010
» 50 » 80	0,070	0,030	0,042	0,012

Номинальный диаметр инструмента	Втулки под черновую развертку при изготовлении внутреннего диаметра втулки по посадкам			
	Х		Д	
	Отклонение отверстия втулки +			
	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее
Св. 6 до 10	0,046	0,026	0,034	0,018
» 10 » 18	0,055	0,031	0,040	0,021
» 18 » 30	0,068	0,038	0,048	0,026
» 30 » 50	0,083	0,048	0,058	0,033
» 50 » 80	0,095	0,055	0,067	0,037

Номинальный диаметр инструмента	Втулки под чистовой зенкер на размер отверстия $A_4 = C_4$ при изготовлении внутреннего диаметра втулки по посадкам			
	Х		Д	
	Отклонение отверстия втулки +			
	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее
Св. 3 до 6	0,067	0,050	0,057	0,044
» 6 » 10	0,083	0,063	0,071	0,055
» 10 » 18	0,100	0,076	0,085	0,066
» 18 » 30	0,120	0,090	0,100	0,078
» 30 » 50	0,150	0,115	0,125	0,100
» 50 » 80	0,180	0,140	0,152	0,122

Номинальный диаметр инструмента	Втулки под чистовой зенкер на размер отверстия $A_7, L_4$ при изготовлении внутреннего диаметра втулки по посадкам			
	Х		Д	
	Отклонение отверстия втулки +			
	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее
Св. 3 до 6	0,147	0,130	0,137	0,124
» 6 » 10	0,183	0,163	0,171	0,155
» 10 » 18	0,220	0,196	0,205	0,186
» 18 » 30	0,260	0,230	0,240	0,218
» 30 » 50	0,340	0,305	0,315	0,290
» 50 » 80	0,390	0,350	0,362	0,332

Номинальный диаметр инструмента	Втулки под чистовую развертку для отверстий 2-го класса точности (А) при изготовлении внутреннего диаметра втулки по посадкам			
	Х		Д	
	Отклонение отверстия втулки +			
	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее
От 1 до 3	0,029	0,015	0,020	0,010
Св. 3 » 6	0,035	0,018	0,025	0,012
» 6 » 10	0,043	0,023	0,031	0,015
» 10 » 18	0,052	0,028	0,037	0,018
» 18 » 30	0,065	0,035	0,045	0,023
» 30 » 50	0,078	0,043	0,053	0,028
» 50 » 80	0,090	0,050	0,062	0,032

Номинальный диаметр инструмента	Втулки под чистовую развертку для отверстий 3-го класса точности (А <sub>3</sub> ) при изготовлении внутреннего диаметра втулки по посадкам			
	Х		Д	
	Отклонение отверстия втулки +			
	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее
От 1 до 3	0,035	0,021	0,026	0,016
Ст. 3 » 6	0,043	0,026	0,033	0,020
» 6 » 10	0,053	0,033	0,041	0,025
» 10 » 18	0,063	0,039	0,048	0,029
» 18 » 30	0,080	0,050	0,060	0,038
» 30 » 50	0,093	0,058	0,068	0,043
» 50 » 80	0,110	0,070	0,082	0,052



## ОТКЛОНЕНИЯ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ СТАНОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

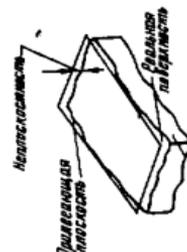
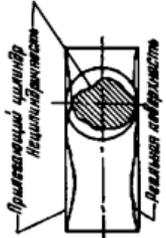
Основные определения и обозначения отклонений формы и расположения поверхностей деталей приведены в табл. 58.

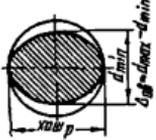
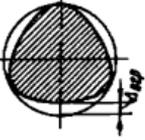
Предельные отклонения формы и расположения поверхностей назначаются при наличии особых требований, вытекающих из условий работы, изготовления или измерения деталей. В остальных случаях отклонения формы и расположения поверхностей ограничиваются полем допуска на размер.

Для назначения предельных отклонений формы и расположения поверхностей можно воспользоваться рекомендациями, приведенными в табл. 59. Значения предельных отклонений даны в табл. 60—63.

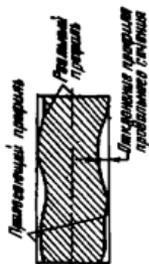
При назначении норм точности на базовые поверхности зубчатых колес и на посадочные поверхности под подшипники можно воспользоваться табл. 64—68.

## Отклонения формы и расположения поверхностей

Наименование отклонения	Схема отклонения	Сущность отклонения	Условное обозначение по ГОСТ 2.308-68
Неплоскостность	<p style="text-align: center;"><b>Отклонения формы</b></p> 	Наибольшее расстояние от точек реальной поверхности до прилегающей плоскости	□
Непрямолнейность		Наибольшее расстояние от точек реального профиля до прилегающей прямой	—
Нецилиндричность		Наибольшее расстояние от точек реальной поверхности до прилегающего цилиндра	⊘

Наименование отклонения	Схема отклонения	Сущность отклонения	Условное обозначение по ГОСТ 2.308 68
Некруглость		Составляющая часть нецилиндричности	C
Овальность		Элементарный вид некруглости	
Огранка		То же	

Отклонение профиля  
дольного сечения



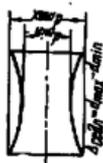
Конусообразность



Бочкообразность



Седлообразность



Изогнутость



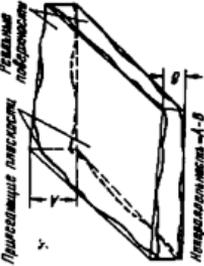
Составляющая часть нецилиндричности

Элементарный вид отклонения  
профиля продольного сечения

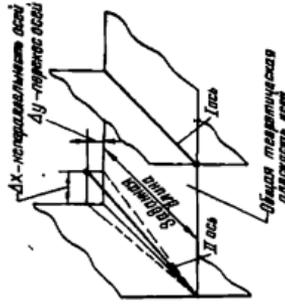
То же

»

»

Наименование отклонения	Схема отклонения	Сущность отклонения	Условное обозначение по ГОСТ 2308-68
Непараллельность плоскостей	<p style="text-align: center;"><b>Отклонения расположения</b></p>  <p style="text-align: center;">Реальная поверхность</p> <p style="text-align: center;">Нормальная линия — А-В</p> <p style="text-align: center;">y</p>	Разность наибольшего и наименьшего расстояний между прилегающими плоскостями на заданной площади или длине	//
Непараллельность прямых в плоскости	 <p style="text-align: center;">Заданная линия</p> <p style="text-align: center;">Нормальность</p>	Разность наибольшего и наименьшего расстояний между прилегающими прямыми на заданной длине	//

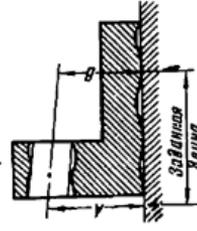
Непараллельность осей по-  
верхностей вращения



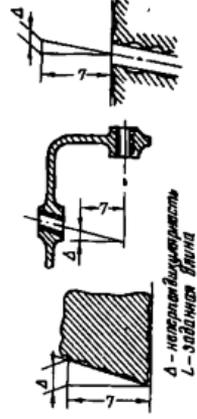
Перекос осей

Непараллельность осей по-  
верхности вращения и  
плоскости

Непараллельность осей



Неперпендикулярность  
плоскостей, осей или осей  
и плоскости

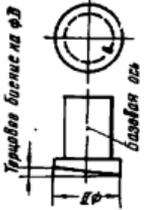
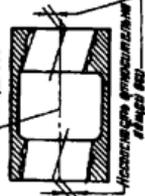


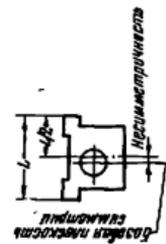
Непараллельность проекций осей  
на их общую теоретическую  
плоскость, проходящую через  
одну из точек другой оси

Непараллельность проекций осей  
на плоскость, перпендикулярную  
к общей теоретической плоско-  
сти и проходящую через одну  
из осей

Разность наибольшего и наи-  
меньшего расстояний между  
прилегающей плоскостью и осью  
поверхности вращения на за-  
данной длине

Отклонения угла между пло-  
скостями, осями или осью  
и плоскостью от прямого угла  
(90°) выражены в линейных еди-  
ницах на заданной длине

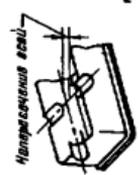
Наименование отклонения	Схема отклонения	Сущность отклонения	Условное обозначение по ГОСТ 2.308-68
Торцовое биение		<p>Разность наибольшего и наименьшего расстояний от точек реальной торцовой поверхности, расположенной на окружности заданного диаметра, до плоскости, перпендикулярной к базовой оси вращения.</p>	
Радиальное биение		<p>Разность наибольшего и наименьшего расстояний от точек реальной поверхности до базовой оси вращения в сечении, перпендикулярном этой оси.</p>	
Несоосность относительно базовой поверхности		<p>Наибольшее расстояние между осью рассматриваемой поверхности и осью базовой поверхности по всей длине рассматриваемой поверхности или расстояние между этими осями в заданном сечении.</p>	
Несоосность относительно общей оси		<p>Наибольшее расстояние от оси рассматриваемой поверхности до общей оси двух или нескольких номинальных соосных поверхностей вращения в пределах длины рассматриваемой поверхности.</p>	



Кратчайшее расстояние между номинально пересекающимися осями

Х

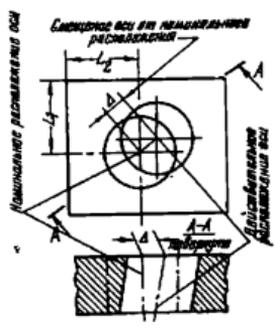
### Несимметричность



Наибольшее расстояние между плоскостью симметрии (осью симметрии) рассматриваемой поверхности и плоскостью симметрии (осью симметрии) базовой поверхности

—

### Непересечение осей



Наибольшее расстояние между действительным и номинальным расположением осей (или плоскости симметрии) по всей длине рассматриваемой поверхности

Смещение оси с номинального положения

Примечание. Если длина, к которой следует отнести отклонение расположения, не задана, то отклонение должно определяться по всей длине рассматриваемой поверхности.

**Назначение степеней точности отклонений формы и расположения  
и способы обработки, используемые для их достижения**

Степень точности по ГОСТ 10356—63	Примеры применения	Способы обработки
<b>Неплоскостность, непрямолинейность</b>		
III—IV	Направляющие повышенной точности	Доводка, шлифование, шабрение повышенной точности
V—VI	Направляющие нормальной точности, рабочие поверхности повышенной и нормальной точности	Шлифование, обтачивание повышенной точности
VII—VIII	Базовые поверхности кондукторов и других технологических приспособлений, опорные поверхности корпусов подшипников, разъемы корпусов редукторов	Грубое шлифование, фрезерование, строгание, протягивание, обтачивание
IX—X	Кронштейны и основания вспомогательных и ручных механизмов, опорные поверхности корпусов, устанавливаемых на клиньях и амортизирующих прокладках, присоединительные поверхности арматуры, фланцев (с использованием мягких прокладок)	Грубое фрезерование, строгание, обтачивание, долбление
<b>Отклонение формы цилиндрических поверхностей. Некруглость</b>		
III—IV	Посадочные поверхности подшипников качения класса 4 и 5 и отверстия под них в корпусах	Тонкое точение, шлифование, алмазное растачивание, хонингование
V—VI	Посадочные поверхности подшипников качения классов 0 и 6, а также валов и корпусов под них, поверхности соединений втулок с цилиндрами и корпусами в гидравлических системах высокого давления	Шлифование, точение, хонингование, растачивание повышенной точности, развертывание, протягивание
VII—VIII	Поршни, гильзы, кондукторные втулки, отверстия под постоянные втулки	Грубое точение, шлифование, развертывание, протягивание, растачивание, сверление повышенной точности

Степень точности по ГОСТ 10356—63	Примеры применения	Способы обработки
IX—X	Подшипники скольжения при легких условиях работы	Грубое точение, растачивание, сверление
<b>Неперпендикулярность, торцовое биение</b>		
III—IV	Заплевки валов под подшипники качения класса 4 и 5	Доводка, шлифование, шабрение повышенной точности
V—VI	Заплевки валов под подшипники классов 0, 6 и 5 и корпусов под подшипники классов 4 и 5, фланцы валов и соединительных муфт	Шлифование, шабрение, фрезерование, строгание, растачивание повышенной точности
VII—VIII	Направляющие и базовые поверхности корпусов, торцы стачочных втулок, заплевки валов, корпусов под подшипники качения классов 0 и 6, торцы ступиц и распорных втулок	Шлифование, фрезерование, строгание, долбление, растачивание
IX—X	Торцы подшипников валов в механизмах с ручным приводом	Обтачивание, грубое фрезерование, строгание, растачивание
<b>Несоосность, радиальное биение</b>		
III—IV	Рабочие поверхности шпинделей и корпусов повышенной и нормальной точности, посадочные шейки валов под зубчатые колеса	Тонкое шлифование, внутреннее шлифование с одной установки
V—VI	Втулки стачочные повышенной точности, посадочные поверхности валиков, осей и валов под зубчатые колеса	Шлифование, обтачивание повышенной точности, внутреннее шлифование, растачивание с одной установки
VII—VIII	Посадочные шейки валов под зубчатые колеса	Грубое шлифование, обтачивание, растачивание
IX—X	Посадочные шейки валов под зубчатые колеса	Обтачивание, растачивание пониженной точности
<b>Непараллельность</b>		
III—IV	Особо точные направляющие	Доводка, шлифование, шабрение

Степень точности по ГОСТ 10356—63	Примеры применения	Способы обработки
V—VI	Направляющие высокой точности, опорные торцы крышек и дистанционные кольца под подшипники классов 4 и 5	Шлифование, фрезерование повышенной точности, координатное растачивание, сверление
VII—VIII	Рабочие поверхности кондукторов средней точности, опорные торцы крышек и колец для подшипников классов 0, 6 и 5, оси отверстий в корпусах зубчатых передач	—
IX—X	Оси отверстий в упругих втулочно-пальцевых муфтах	Фрезерование, грубое фрезерование, растачивание, сверление повышенной точности

Таблица 60

## Предельные отклонения формы цилиндрических поверхностей

Номинальный диаметр в мм	Предельные отклонения в мкм при степени точности							
	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	
Св. 6 до 18	2	3	5	8	12	20	30	
» 18 » 50	2,5	4	6	10	16	25	40	
» 50 » 120	3	5	8	12	20	30	50	
» 120 » 260	4	6	10	16	25	40	60	
» 260 » 500	5	8	12	20	30	50	80	

Примечания: 1. Указанные величины должны непосредственно использоваться в качестве предельных значений нецилиндричности, пекруглости, отклонения профиля продольного сечения. Для получения предельных значений овальности, конусообразности, бочкообразности и седлообразности эти величины должны удваиваться с последующим округлением результата до ближайшего предпочтительного числа, приведенного в таблице.

2. При отсутствии указаний о предельных отклонениях формы цилиндрических поверхностей эти отклонения ограничиваются полем допуска на диаметр.

Таблица 61

## Предельные отклонения от плоскостности и прямолинейности

Номинальная длина в мм	Предельные отклонения в мкм при степени точности						
	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
До 10	1	1,6	2,5	4	6	10	16
Св. 10 до 25	1,6	2,5	4	6	10	16	25
» 25 » 60	2,5	4	6	10	16	25	40
» 60 » 160	4	6	10	16	25	40	60
» 160 « 400	6	10	16	25	40	60	100
» 400 » 1000	10	16	25	40	60	100	160

Примечание. Допускается нормирование плоскости числом пятен на заданной площади при контроле «на краску».

Таблица 62

## Предельные отклонения от параллельности и перпендикулярности и предельные значения торцового биения

Номинальный размер в мм	Предельные отклонения в мкм при степени точности										
	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII		
Св. 10 до 25	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100		
» 25 » 60	4	6	10	16	25	40	60	100	160		
» 60 » 160	6	10	16	25	40	60	100	160	250		
» 160 » 400	10	16	25	40	60	100	160	250	400		
» 400 » 1000	16	25	40	60	100	160	250	400	600		

Примечания: 1. Под номинальным размером понимается длина, на которой задается предельное отклонение от параллельности и перпендикулярности, или диаметр, на котором задается предельное торцовое биение.

2. При отсутствии указаний о предельных отклонениях от параллельности эти отклонения ограничиваются полем допуска на расстояния между поверхностями, их осями или плоскостями симметрии.

Таблица 63

## Предельные значения радиального биения

Номинальный диаметр в мм	Предельные значения в мкм при степени точности						
	IV	V	VI	VII	VIII	X	X
До 6 -	5	8	12	20	30	50	80
Св. 6 до 18	6	10	16	25	40	60	100
» 18 » 50	8	12	20	30	50	80	120

Номинальный диаметр в мм	Предельные значения в мкм при степени точности						
	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
Св. 50 до 120	10	16	25	40	60	100	160
» 120 » 260	12	20	30	50	80	120	200
» 260 » 500	16	25	40	60	100	160	250

**Примечание** Для получения предельных значений несоосности и несимметричности в случае, если они оговариваются независимым допуском, указанные величины должны умножаться вдвое с последующим округлением результата до ближайшего предпочтительного числа, приведенного в таблице.

Таблица 64

**Нормы точности центрирующих поверхностей  
(посадочных отверстий или шеек валов) зубчатых колес**

Степень точности по нормам кинематической точности по ГОСТ 1643—56	Класс точности	Шероховатость
5	1	▽9
6,7	2	▽8
8	2а	▽7
9	3	▽6

**Примечания:** 1. Посадка выбирается в соответствии с конструктивным назначением центрирующих поверхностей.

2. Для шлицевых соединений класс точности центрирующей поверхности назначается на один грубее указанного в таблице.

Таблица 65

**Допуски на торцовое биение опорных торцов  
цилиндрических зубчатых колес в мкм**

Степень точности по ГОСТ 1643—56	Ширина зубчатого венца в мм	Диаметр зубчатого венца в мм				
		Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 200	Св. 200 до 320
6	До 55 Св. 55 до 110	7 3,5	11 5,5	17 9	26 14	42 22

Степень точности по ГОСТ 1643—56	Ширина зубчатого венца в мм	Диаметр зубчатого венца в мм				
		Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 200	Св. 200 до 320
7	До 55	8,5	13	21	34	52
	Св. 55 до 110	4,4	7	11	17	26
8	До 55	11	17	26	42	65
	Св. 55 до 110	5,5	9	14	22	36
9	До 55	13	21	34	52	85
	Св. 55 до 110	7	11	18	28	45

Таблица 66  
Допуски на торцовое биение опорных торцов конических зубчатых колес в мкм

Степень точности по нормам контакта ГОСТ 1758—56	Длина образующей делительного конуса в мм	Угол делительного конуса				
		11°19'	25°34'	45°	63°26'	78°42'
6	Св. 20 до 80	2	4,5	9	12	12
	» 80 » 120	2,5	5,5	11	16	16
7	» 20 » 80	2,5	5,5	11	19	19
	» 80 » 120	3,2	7	14	24	24
8	» 20 » 80	3,2	7	14	32	32
	» 80 » 120	4	9	18	40	40
9	» 20 » 80	4	9	15	40	50
	» 80 » 120	5	11	22	50	60

Таблица 67  
Допускаемое биение заплечиков валов и отверстий корпусов для подшипников качения (ГОСТ 3325—55)

Номинальные диаметры посадочных мест валов и корпусов в мм	Допускаемые значения биений в мкм для					
	валов			корпусов		
	для класса точности подшипников					
	0	6	8	0	6	8
До 50	20	10	7	40	20	13
Св. 50 до 80	25	12	8			
» 80 » 120	30	15	10	45	22	15
» 120 » 150				50	25	18
» 150 » 180				60	30	20
» 180 » 250				70	35	23

**Допускаемые отклонения от правильной геометрической формы  
и шероховатость посадочных поверхностей для  
подшипников и посадок (по ГОСТ 3325—55)**

Посадочные поверхности	Номинальные диаметры в мм	Шероховатость, не грубее			Отклонения от правильной геометрической формы по овальности и конусности	
		для класса точности подшипников				
		0	6 и 5	4	0 и 6	5 и 4
Валы	До 80 Св. 80 до 500	$\nabla 7$ $\nabla 6$	$\nabla 8$ $\nabla 7$	$\nabla 9$ $\nabla 8$	Не более половины допуска на диаметр посадочной поверхности	Не более четверти допуска на диаметр посадочной поверхности
Отверстия корпусов	До 80 Св. 80 до 500	$\nabla 7$ $\nabla 6$	$\nabla 8$ $\nabla 7$	$\nabla 8$ $\nabla 7$		
Торцы запялков валов и корпусов	До 80 Св. 80 до 500	$\nabla 6$ $\nabla 6$	$\nabla 7$ $\nabla 6$	$\nabla 7$ $\nabla 6$	— —	— —

## ГЛАВА IX

### РАЗМЕРНЫЕ ЦЕПИ

Любая конструкция состоит из узлов и деталей, находящихся между собой в определенной размерной взаимосвязи.

Эта взаимосвязь рассчитывается по так называемым размерным цепям.

Размерная цепь — это совокупность расположенных по замкнутому контуру в определенной последовательности размеров, координирующих взаимное расположение поверхностей и осей одной или нескольких деталей.

Размеры, составляющие размерную цепь, называются составляющими звеньями этой цепи. Последнее звено размерной цепи, получающееся при обработке детали или сборке узла, называется замыкающим. Допуск замыкающего звена зависит от допусков всех звеньев, входящих в размерную цепь, и, наоборот, допуски звеньев размерной цепи зависят от допуска замыкающего звена. В одной размерной цепи может быть только одно замыкающее звено.

На рис. 1 приведены примеры графического изображения размерных цепей деталей и сборочных сопряжений. Замыкающее звено каждой размерной цепи очерчено прямоугольником. На таких изображениях размерных цепей проставляются только допуски звеньев без указания номинальных размеров.

С технологической точки зрения размерные цепи должны удовлетворять двум условиям:

- а) допуск замыкающего звена размерной цепи должен быть равен сумме допусков составляющих звеньев этой же цепи;
- б) допуски составляющих звеньев размерной цепи должны лежать в пределах экономической точности данного производства.

При выполнении обоих условий размерные цепи обеспечивают полную взаимозаменяемость деталей. Такие размерные цепи являются наиболее технологичными, так как для их осу-

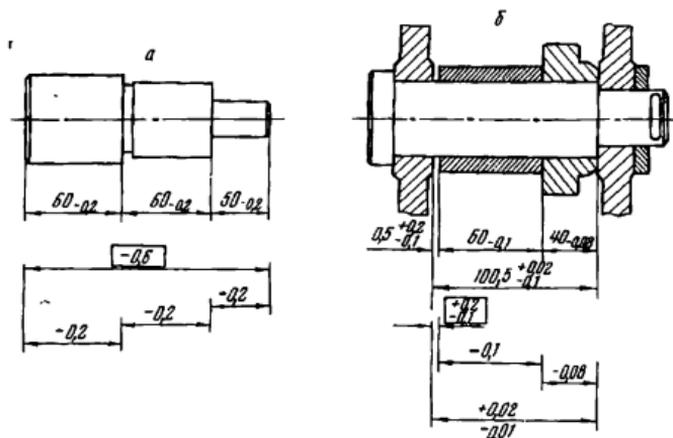


Рис. 1. Размерные цепи:  
а — детали; б — сборочного узла.

ществления в металле требуются наименьшие производственные затраты. Нарушение хотя бы одного из двух условий исключает возможность полной взаимозаменяемости и часто приводит к удорожанию конструкции. Однако в тех случаях, когда расширение допусков всех звеньев цепи невозможно без ухудшения эксплуатационных качеств узла или машины, размерные цепи необходимо рассчитать таким образом, чтобы заранее были определены и устранены «узкие» технологические места с помощью подбора, селективной сборки, применения компенсаторов, регулировок, подгонки и т. д.

Расчетом размерных цепей определяется только первое условие их технологичности, второе же устанавливается путем сопоставления экономической точности обработки и расчета точности обработки каждого составляющего звена.

Расчет размерных цепей сводится к двум задачам:

а) определение величины допуска замыкающего звена по известным допускам звеньев данной размерной цепи (прямая задача);

б) определение допусков всех звеньев размерной цепи по их номинальным размерам и по известному допуску замыкающего звена (обратная задача).

Обе задачи могут быть решены двумя методами: максимум—минимум и основанным на теории вероятностей и математической статистики.

Метод максимум—минимум предполагает случай, когда все звенья размерной цепи имеют предельные отклонения в худшую сторону. В производственных условиях такое сочетание

встречается крайне редко, следовательно, метод максимум—минимум не учитывает производственных возможностей и требует уменьшения абсолютных величин допусков размеров деталей.

Метод расчета размерных цепей, основанный на теории вероятностей и математической статистики, учитывает рассеяние размеров при обработке, что позволяет увеличить абсолютные величины допусков размеров деталей, входящих в размерную цепь, не ухудшая условия сопрягаемости. Увеличение допусков снижает производственные затраты при изготовлении деталей.

При решении прямой задачи методом максимум — минимум для определения допуска замыкающего звена достаточно отдельно сложить допуски составляющих звеньев, увеличивающие и уменьшающие замыкающее звено.

Построив графическое изображение размерной цепи, можно рассчитать допуск замыкающего звена, для чего необходимо допуски увеличивающих и уменьшающих звеньев свести в таблицу (+ и -). Сумма величин в графе «+» дает верхнюю границу допуска замыкающего звена, в графе «-» — нижнюю.

Таким образом, для размерной цепи рис. 1, а, допуск на замыкающее звено равен — 0,6:

$$\frac{+ \text{ (увеличивающие) } 0,0+0,0+0,0=0,0}{- \text{ (уменьшающие) } 0,2+0,2+0,2=0,6}$$

для размерной цепи рис. 1, б, допуск на замыкающее звено равен  $\frac{+0,2}{-0,1}$ :

$$\frac{+ \text{ (увеличивающие) } 0,02+0,08+0,1=0,2}{- \text{ (уменьшающие) } 0,1 +0,0 +0,0=0,1}$$

При решении обратной задачи методом максимум—минимум по известному допуску замыкающего звена определяются допуски всех звеньев, номинальные размеры которых известны. При этом часто приходится пользоваться различными способами назначения допусков на размеры звеньев:

а) установления равных значений допусков для всех звеньев цепи;

б) пробных расчетов, когда устанавливаются допуски всех звеньев, за исключением одного, допуск которого определяется расчетом;

в) назначения равных классов точности для всех звеньев с дальнейшим распределением допусков в пределах полученных значений так, чтобы за счет уменьшения допусков одних звеньев увеличилась допуски других звеньев.

При решении прямой задачи методом, основанным на теории вероятностей и математической статистики, придерживаются такой последовательности:

- а) строится графическое изображение размерной цепи;  
 б) определяются координаты середины полей допусков  $a_i$ ;  
 в) определяется половина абсолютных значений допусков звеньев размерной цепи  $\delta_i$ ;  
 г) устанавливаются верхняя и нижняя границы допусков замыкающего звена

$$\Delta_{нН} = (\Sigma \Delta_{ос} - \Sigma \Delta_{от}) \pm \sqrt{\Sigma \delta_i^2}$$

или  $\Delta_{нН} = \Sigma a_i \pm \sqrt{\Sigma \delta_i^2}$ ,

где  $\Delta_{нН}$  — предельное отклонение от номинального размера замыкающего звена размерной цепи;

$\Delta_{ос}$ ,  $\Delta_{от}$  — координаты середины полей допусков увеличивающих и уменьшающих звеньев;

$\delta_i$  — половины полей допусков звеньев размерной цепи;

$a_i$  — координаты середины полей допусков звеньев размерной цепи.

Таким образом, размерная цепь, изображенная на рис. 1, б, рассчитывается на основе теории вероятностей и математической статистики в такой последовательности:

- а) определяются координаты середины полей допусков каждого звена:

Звенья	Допуски	Координаты середины полей допусков $a_i$
100,5	+0,02 -0,1	$\frac{-0,1+0,02}{2} = -0,04$
40	-0,08	$\frac{-0,08+0}{2} = -0,04$
60	-0,1	$\frac{-0,1+0}{2} = -0,05$

- б) определяются половины абсолютных значений допусков звеньев:

Звенья	Допуски	Половины полей допусков $\delta_i$
100,5	+0,02 -0,1	$\frac{0,02+0,1}{2} = 0,06$
40	-0,08	$\frac{0,08}{2} = 0,04$
60	-0,1	$\frac{0,1}{2} = 0,05$

в) определяются верхняя и нижняя границы допуска замыкающего звена  $\Delta_{nN} = (\Sigma \Delta_{os} - \Sigma \Delta_{ot}) \pm \sqrt{\Sigma \delta_i^2} = [-0,04 - (0,04 - 0,05)] \pm \sqrt{0,06^2 + 0,04^2 + 0,05^2} = 0,05 \pm 0,088$ .

Верхняя граница  $\Delta_{nN}^B = 0,05 + 0,088 = 0,138 \approx 0,14$ .

Нижняя граница  $\Delta_{nN}^H = 0,05 - 0,088 = -0,038 \approx -0,04$ .

Следовательно, допуск размера 0,5 будет равен  $\begin{matrix} +0,14 \\ -0,04 \end{matrix}$  вместо  $\begin{matrix} +0,2 \\ -0,1 \end{matrix}$  по методу максимум—минимум, т. е. имеется возможность увеличения абсолютных значений допусков составляющих звеньев.

**ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ КОНСТРУКЦИИ**

Конструкция любого механизма должна обеспечивать наименьшие затраты средств и времени при изготовлении в конкретных производственных условиях. Это возможно лишь при соблюдении целого ряда факторов, обуславливающих технологичность конструкции. Поэтому работа конструктора должна быть тесно увязана с работой технолога еще в процессе проектирования механизма и его отдельных узлов и деталей.

Технологичность всей конструкции в целом зависит от технологичности деталей (литых, получаемых ковкой, сваркой, подвергающихся механической и термической обработке), сборки, размерных цепей, размеров и допусков.

Кроме того, технологичность конструкции должна рассматриваться с точки зрения масштабов производства — в зависимости от имеющегося технологического оборудования и производственных возможностей.

**ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ ЛИТЫХ ДЕТАЛЕЙ**

Корпусные детали станочных приспособлений обычно имеют довольно сложную форму, металлоемки, и поэтому в большинстве случаев их получают методом литья из наиболее дешевых материалов.

Для литья этих деталей широко используется чугун, реже — сталь.

При конструировании литой детали стенки в любом ее месте следует выполнять одинаковой толщины, которая обычно определяется из условий хорошего заполнения формы жидким металлом. Места детали, от которых требуется наибольшая прочность или жесткость, необходимо усиливать ребрами.

Для деталей из серого чугуна и углеродистых сталей, отливаемых в песчаные формы, толщину стенок рекомендуется выбирать по табл. 69; для деталей из модифицированного чугу-

Толщины стенок литых деталей

Приведенный габарит детали $N$ в м	Детали из серого чугуна		Детали из углеродистой стали	
	Толщина стенки в мм			
	наружная	внутренняя	наружная	внутренняя
0,4	6	5	8	6
0,15	8	6	10	8
1,0	10	8	12	10
1,5	12	10	14	12
1,8	14	12	16	12
2,0	16	12	18	14
2,5	18	14	20	16
3,0	20	16	22	18

$$N = \frac{2l + b + h}{3},$$

где  $l, b, h$  — длина, ширина и высота детали в м.

на принимать на 15—20% больше, чем для деталей из серого чугуна; для деталей из легированных сталей пониженной жидкотекучести — на 20—30% больше, чем для однотипных деталей из углеродистых сталей.

Для получения высококачественных отливок необходимо избегать нежелательных скоплений металла в местах пересечения стенок. С этой целью при конструировании отливок отношение толщины стенок при переходе от одного сечения к другому следует принимать не больше 4:1, а формы перехода — как рекомендуется в табл. 70.

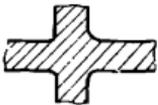
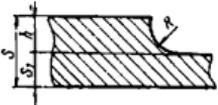
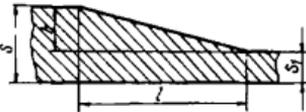
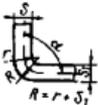
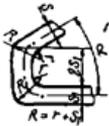
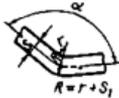
Конфигурация литой детали должна быть такой, чтобы жидкий металл во время заливки полностью вытеснял воздух из всех полостей формы. В связи с этим небольшие поверхности не желательно располагать во время заливки горизонтально, так как в них образуются газовые раковины. Во избежание такого явления поверхности устанавливаются наклонно.

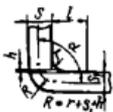
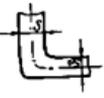
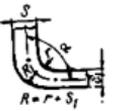
При конструировании литой детали необходимо учитывать формовочные уклоны, облегчающие выемку модели из формы. Неучтенные формовочные уклоны могут не только исказить форму необрабатываемых поверхностей детали, но и явиться причиной ее брака.

Формовочные уклоны обычно задаются в направлении выемки модели из формы, т. е. на поверхностях, перпендикулярных линиям разреза.

При выборе плоскости разреза нужно руководствоваться следующими правилами:

Формы угловых сопряжений литых деталей

Область применения	Рекомендуемое исполнение	Нерекомендуемое исполнение
Места пересечения стенок		
Места перехода одного сечения к другому: $\frac{S}{S_1} \leq 2$	$R = 0,3h$ для чугуна $R = 0,4h$ для стали 	
$\frac{S}{S_1} > 2$	$l \geq 4h$ для чугуна $l \geq 5h$ для стали 	
$S = S_1$ $\alpha = 75-105^\circ$		
$S = S_1$ $\alpha < 75^\circ$		
$S = S_1$ $\alpha > 105^\circ$		

Область применения	Рекомендуемое исполнение	Нерекомендуемое исполнение
$S > 1,25S_1$ $\alpha = 75-105^\circ$		
$S = 1,25S_1$ $\alpha = 75-105^\circ$		
$S > 1,25S_1$ $\alpha < 75^\circ$		

а) наибольшая сторона детали при отливке должна располагаться горизонтально;

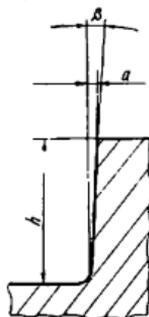
б) плоскость разъема должна быть параллельна стенкам, на которых находятся выступающие наружу приливы и бобышки;

в) наименее ответственные поверхности детали при заливке должны быть обращены кверху, где получается худшее качество металла.

Значения минимально допускаемых формовочных уклонов приведены в табл. 71. Обычно эти уклоны оговариваются в технических условиях на изготовленные детали.

Часто на литой детали необходимо предусмотреть опорные платики для крепления других деталей. При отливке эти платики могут быть смещены, поэтому размеры их сторон следует делать на 3—5 мм больше, чем опорные поверхности прикрепляемых деталей.

Нужно по возможности избегать выступающих частей на наружных и внутренних стенках литой детали. Однако в случае необходимости их целесообразно конструировать без отъемных частей на моделях и стержнях. Отсутствие теневых участков при воображаемом освещении детали параллельными лучами в направлении, перпендикулярном плоскости разъема



Высота $h$ в мм	Отношение $a/h$	Угол $\beta^\circ$
До 25	1 : 10	6
Св. 25 до 50	1 : 12	5
» 50 » 100	1 : 15	4
» 100 » 200	1 : 20	3
» 200 » 500	1 : 30	2
» 500	1 : 50	1

формы, как указано на рис. 2, свидетельствует о правильности конструкции детали.

Так как внутренние полости литых деталей получаются с применением стержней, то при конструировании детали необходимо предусматривать «окна» для крепления стержня в форме. Желательно все внутренние полости соединять в общую систему с помощью «окон» в промежуточных стенках.

При конструировании литых деталей нужно четко различать обрабатываемые и необрабатываемые поверхности. Наиболее частой ошибкой начинающих конструкторов является плавное сопряжение этих поверхностей. Первые должны выполняться в виде платиков высотой в пределах 3—5 мм.

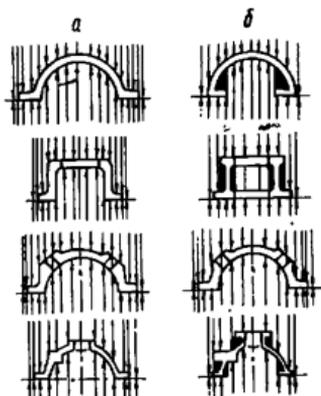


Рис. 2. Конструкция отливок:  $a$  — правильная без темных участков;  $b$  — неправильная, предусматривающая объемные части модели или дополнительные стержни.

## **ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ, ПОЛУЧАЕМЫХ КОВКОЙ**

Большинство деталей станочных приспособлений получает-ся свободной ковкой или ковкой в подкладных штампах.

Чертеж поковки разрабатывается обычно по чертежу детали. Однако он более прост, чем чертеж детали. В связи с этим для сокращения расхода металла и снижения трудоемкости механической обработки по возможности следует задавать детали конфигурацию и формы поверхностей, близкие к получаемым свободной ковкой.

## **ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ, ПОЛУЧАЕМЫХ СВАРКОЙ**

Применение сварки при изготовлении станочных приспособлений позволяет ускорить, а подчас и удешевить процесс производства деталей. Перспективным является и сварочный способ получения конструкций.

Для изготовления деталей станочных приспособлений наиболее широко применяется ручная дуговая, контактная точечная и газовая сварка.

Технологичность деталей, получаемых сваркой, достигается путем обеспечения свариваемости.

Свариваемость сталей зависит от совокупности их свойств и особенностей технологии сварки.

К сталям, обладающим хорошей свариваемостью, т. е. не требующим особых технологических приемов, относятся: Ст0, Ст1, Ст2, Ст3, 08, 10, 15, 20, 25, 15Г, 20Г.

К сталям, обладающим удовлетворительной свариваемостью, т. е. свариваемым при соблюдении специального режима сварки с применением специальных присадок, относятся: Ст4, Ст5, 30, 30Г, 15Х, 20ХГС, 25ХГС, 20ХМ.

К сталям, обладающим ограниченной свариваемостью, т. е. свариваемым определенным способом с применением специальных флюсов и обмазок, подогрева, относятся: Ст6, 35, 40, 40Г, 45, 35Г2, 20Х, 40Х, 30ХФ, 30ХМА, 30ХГС, 30ХН, 12ХНЗ.

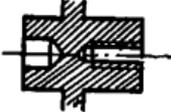
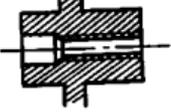
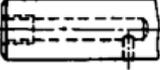
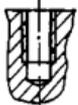
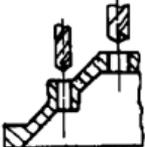
К сталям, обладающим плохой свариваемостью, относятся: Ст7, 50, 65, 50Г, 65Г, 45Г2, 35ХМ, 35ХС, 38ХМЮА, 40ХН.

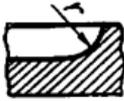
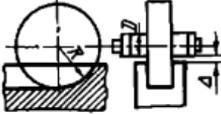
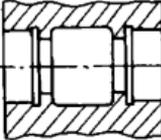
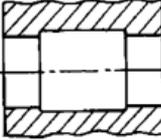
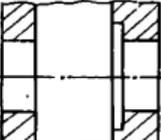
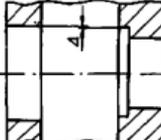
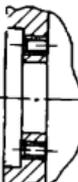
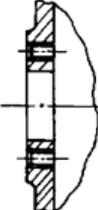
В зависимости от вида соединения и шва в свариваемых деталях должна быть выполнена предварительная разделка кромок в соответствии с ГОСТ 5264—58.

## **ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ, ПОДВЕРГАЮЩИХСЯ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКЕ**

При конструировании деталей необходимо прежде всего знать, какими методами механической обработки и на каком оборудовании будет изготовлена деталь.

Обеспечение технологичности деталей,  
подлежащих механической обработке

Нерекомендуемое исполнение	Рекомендуемое исполнение	Основные требования к исполнению
		<p>Поверхность детали, с которой соприкасается сверло в начале сверления, должна располагаться перпендикулярно сверлу во избежание его поломки</p>
		<p>Поверхность детали на выходе сверла должна быть перпендикулярной оси сверла во избежание его поломки</p>
		<p>Все отверстия (гладкие и резьбовые) желательно выполнять сквозными. Следует избегать глухих отверстий, особенно с обеих сторон детали</p>
		<p>Необходимо устранять глубокие отверстия, длина которых превышает 10 диаметров сверла</p>
		<p>Все резьбовые отверстия должны иметь со стороны входа метчика фаску, которая облегчает центрирование метчика и придает началу витка резьбы прочность</p>
		<p>Оси отверстий следует располагать перпендикулярно к базовой поверхности детали для обеспечения возможности обработки их на сверлильных станках</p>

Нерекомендуемое исполнение	Рекомендуемое исполнение	Основные требования к исполнению
		<p>При обработке пазов нужно обеспечивать зазор между деталью и фрезерной оправкой</p>
		<p>Точные и соосные отверстия должны обрабатываться на проход с одной установки</p>
		<p>Обрабатываемые торцовые поверхности необходимо предусматривать такого диаметра, который допускает возможность обработки осевой подачей</p>
		<p>Крышки должны крепиться к наружной поверхности корпуса с целью ликвидации выточек</p>
		<p>Следует уменьшать площадь обработки сопрягаемых деталей</p>
		<p>Нужно предусматривать расположение обрабатываемых поверхностей на одном уровне с целью выполнения операции за один проход</p>

В табл. 72 даны рекомендации по обеспечению технологичности деталей, подвергающихся механической обработке.

Кроме того, следует учесть ряд стандартов, регламентирующих исполнение отдельных элементов деталей:

а) выход резьбы, сбеги, недорезы, проточки и фаски (по ГОСТ 10549—63);

б) канавки для выхода долбяков (по ГОСТ 14775—69);

в) канавки для выхода шлифовального круга при плоском шлифовании (по ГОСТ 8820—69);

г) канавки для выхода шлифовального круга при круглом шлифовании (по ГОСТ 8820—69);

д) внутренние конусы (гнезда) (по ГОСТ 2847—67);

е) центровые отверстия (по ГОСТ 14034—68);

ж) размеры ключа и под ключ (по ГОСТ 6424—73);

з) места под гаечные ключи (по ГОСТ 13682—68);

и) пазы Т-образные обработанные (по ГОСТ 1574—71);

к) заплечки вала и корпуса подшипников качения (по МН 389—65).

Нужно также использовать стандарты предприятия или имеющиеся в литературе рекомендации при конструировании таких элементов, как:

а) радиусы закруглений и фаски;

б) входные фаски для деталей с неподвижными посадками;

в) радиусы скруглений сопряженных валов и втулок;

г) галтели вала и корпуса под шарико- и роликоподшипники;

д) канавки для посадки подшипников качения;

е) канавки для выхода червячных фрез;

ж) отверстия под установочные винты;

з) места под шестигранные головки болтов и шестигранные гайки;

и) места под шайбы плоские, пружинные, стопорные;

к) места под головки винтов и под стопорные шайбы с зубьями под винты с потайной и полупотайной головкой.

### **ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ, ПОДВЕРГАЮЩИХСЯ ТЕРМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКЕ**

В процессе термической обработки с металлом детали происходят различные структурные превращения, которые приводят к возникновению внутренних напряжений и деформаций в детали. Иногда внутренние напряжения могут быть так велики, что являются причиной ее преждевременной поломки.

При выборе марки стали и назначении твердости следует иметь в виду, что чем выше назначаемая твердость, тем вероятнее появление трещин вследствие остаточных напряжений. Сложные детали, не допускающие значительных деформаций

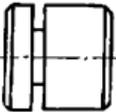
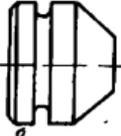
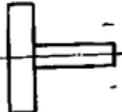
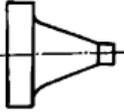
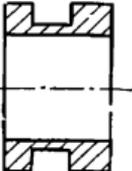
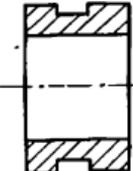
(шестерни, шлицевые валы), изготавливаются из сталей, обеспечивающих необходимые механические свойства при закалке в масле (40X, 65Г). Должна также предусматриваться закалка в масле деталей сложной конфигурации с переменными сечениями, с острыми углами, пазами, резкими переходами.

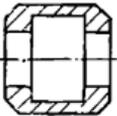
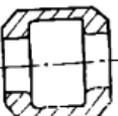
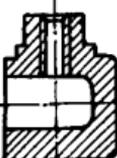
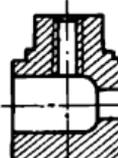
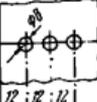
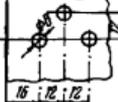
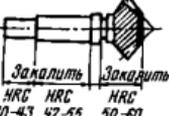
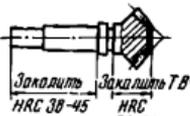
Для получения твердых износостойких поверхностей рекомендуется применять малоуглеродистые стали с последующей цементацией и закалкой; для ответственных деталей — стали 20X и 18XГМ, которые после цементации закаливаются в масле; для менее ответственных деталей — стали 20 с закалкой в воде после цементации.

В табл. 73 даны рекомендации по обеспечению технологичности деталей, подвергающихся термической обработке.

Т а б л и ц а 73

Обеспечение технологичности деталей,  
подвергающихся термической обработке

Нерекомендуемое исполнение	Рекомендуемое исполнение	Основные требования к исполнению
		<p>Деталь не должна иметь резких изменений формы: вырезов, подрезов и т. п.</p>
		<p>Деталь не должна иметь острых углов, тонких концов и выступов</p>
		<p>Стенки полых деталей должны быть по возможности одинаковой толщины по всему сечению</p>
		<p>Сечение детали должно быть по возможности симметричным</p>

Нерекомендуемое исполнение	Рекомендуемое исполнение	Основные требования к исполнению;
		<p>Внутренние углы и резкие переходы деталей должны быть закруглены: у деталей, закаливаемых в масле,—радиусом не менее 0,25 мм; в воде—не менее 0,5 мм</p>
		<p>Необходимо обеспечить возможность удаления пара, образующегося при закалке внутренних поверхностей деталей</p>
		<p>Отверстия на закаливаемой детали нужно размещать так, чтобы расстояние между центрами ближайших отверстий или от центра отверстий до края детали было не менее 2 диаметров отверстий</p>
		<p>Нельзя размещать отверстия в тонких выступах и стенках с переменным сечением</p>
 <p>Закалить HRC 30-43 HRC 42-55</p> <p>Закалить HRC 50-60</p>	 <p>Закалить HRC 38-45</p> <p>Закалить ТВЧ HRC 50-60</p>	<p>Для деталей, подвергаемых местной закалке, следует назначать только две зоны:</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1) закаленную и отпущенную до определенной твердости;</li> <li>2) незакаленную</li> </ol>

## ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ СБОРКИ

Для обеспечения технологичности сборки станочного приспособления в целом следует обеспечить выполнение следующих условий:

а) приспособление должно состоять из отдельных технологических узлов;

б) количество технологических узлов должно быть небольшим;

в) технологический узел не должен содержать большое количество сборочных элементов и деталей, так как это усложняет сборку;

г) узлы не должны требовать даже частичной разборки при сборке всего приспособления;

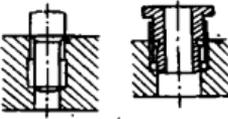
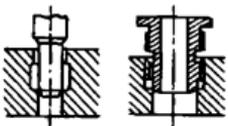
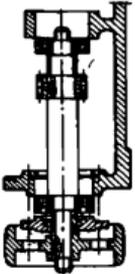
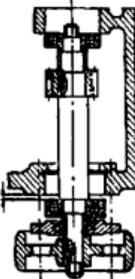
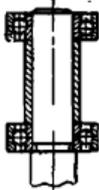
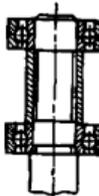
д) следует предусматривать специальные элементы для транспортировки узлов и всего приспособления (рым-болты, отверстия, приливы и т. д.);

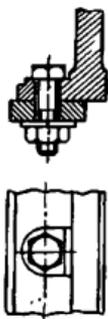
е) необходимо по возможности уменьшать количество доделочных операций в процессе общей сборки.

Требования, предъявляемые в связи со сборкой к конструктивному выполнению деталей, в полном объеме должны выявляться в каждом конкретном случае на основе анализа собираемости узлов и всего приспособления в целом.

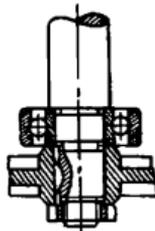
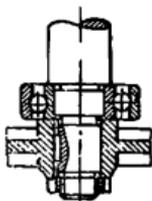
В табл. 74 даны рекомендации по обеспечению технологичности деталей и узлов, связанных со сборкой.

## Обеспечение технологичности деталей и узлов, подвергающихся сборке

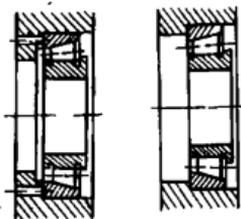
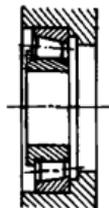
Нерекомендуемое исполнение	Рекомендуемое исполнение	Основные требования к исполнению
		<p>Круглым деталям, сопрягаемым друг с другом, следует придавать такие линейные размеры, при которых начальный контакт каждой пары сопрягающихся поверхностей осуществляется бы не одновременно, а последовательно</p>
		<p>При сборке отдельного узла в корпусе следует предусматривать последовательное сопряжение деталей его с корпусом</p>
		<p>Посадочные поверхности должны иметь наименьшие необходимые линейные размеры с целью минимального перемещения деталей по этим поверхностям в процессе сборки</p>



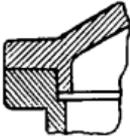
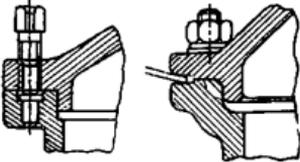
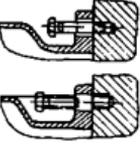
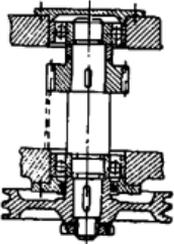
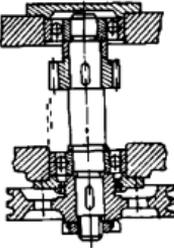
Для предотвращения проворачивания болтов при навинчивании гайки под головку болта следует предусматривать уступ



Для удобства демонтажа целесообразно при-  
менять сегментные шпонки



Необходимо предусмотреть способы удаления  
подшипника из корпуса

Нерекомендуемое исполнение	Рекомендуемое исполнение	Основные требования к исполнению
		<p>Должны быть предусмотрены способы разборки соединений с плотной посадкой</p>
		<p>Места расположения крепежных изделий должны быть доступны для сборочного инструмента</p>
		<p>Следует предусматривать возможность сборки узла в приспособлении без его разборки</p>

## РАСЧЕТ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ НА ТОЧНОСТЬ

Для обеспечения необходимой точности обрабатываемой детали при конструировании приспособления следует выбрать такую схему, в которой будет соблюдено условие:

$$\varepsilon \leq [\varepsilon],$$

где  $\varepsilon$  и  $[\varepsilon]$  — соответственно действительное и допускаемое значения погрешностей базирования заготовки в приспособлении.

Величина  $[\varepsilon]$  ориентировочно рассчитывается по формуле:

$$[\varepsilon] = \delta - \omega,$$

где  $\delta$  — допуск выдерживаемого размера;

$\omega$  — точность обработки, получаемая при выполнении данной операции.

При отсутствии обоснованных данных о точности обработки, получаемой при выполнении определенной операции, может применяться среднеэкономическая точность обработки.

Величина  $\varepsilon$  определяется по геометрическим связям, свойственным схеме базирования. Формулы расчета  $\varepsilon$  для наиболее часто встречающихся схем базирования приведены в табл. 75.

Расчетная суммарная погрешность приспособления  $\Delta_{пр}$  определяется по формуле:

$$\Delta_{пр} \leq \delta - (K_1 \varepsilon + \Delta_{уст} + K_2 \omega),$$

где  $\delta$  — допуск на обрабатываемой детали;

$K_1$  — коэффициент, равный 0,8—0,85;

$K_2$  — коэффициент, равный 0,6—1,0;

$\omega$  — точность обработки на данной операции;

$\Delta_{уст}$  — погрешность установки.

Погрешность установки  $\Delta_{уст}$  — это смещение заготовки при закреплении. Она зависит от типа приспособления и характера зажима и не обусловлена схемой базирования и методом обработки.

Формулы, определяющие значения погрешности базирования для типовых случаев

Условные обозначения:

$\Delta a, \Delta b, \Delta c$  и др. — допуски размеров  $a, b, c$  и др;

$x$  — радиальное биение;

$S_{\text{min}}$  — минимальный гарантированный зазор.

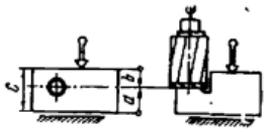
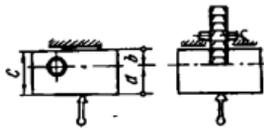
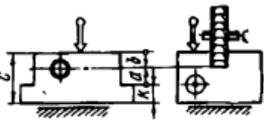
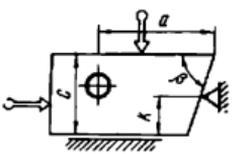
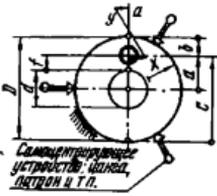
Схема базирования	Размер	Наибольшая абсолютная величина погрешности базирования
	$a$ $b$	0 $\Delta c$
	$a$ $b$	$\Delta c$ 0
	$a$ $b$	$\Delta k$ $\Delta c$
	$a$	$\frac{\Delta c}{\text{tg}^3 \beta} + K \text{tg} \beta$
 <i>Самостоятельно выведем устройства: валов, листов и т.п.</i>	$a$ $b$ $c$ $f$ $y$	0 $\frac{\Delta D}{2}$ $\frac{\Delta d}{2} + x$ $x$

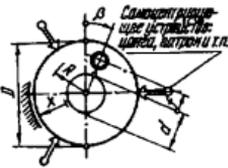
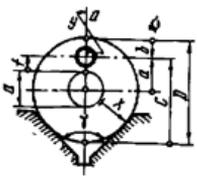
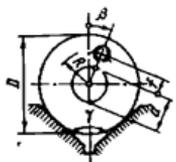
Схема базирования	Размер	Наибольшая абсолютная величина погрешности базирования
	$\beta$ $R$ $f$	$0$ $\frac{\Delta d}{2} + x$
	$a$ $b$ $c$ $f$ $y$	$\frac{\Delta D}{2 \sin \frac{\gamma}{2}}$ $\frac{\Delta D}{2} \left( -\frac{1}{\sin \frac{\gamma}{2}} + 1 \right)$ $\frac{\Delta D}{2} \left( \frac{1}{\sin \frac{\gamma}{2}} - 1 \right)$ $-\frac{\Delta D}{2 \sin \frac{\gamma}{2}} + \frac{\Delta d}{2} + x$ $x$
	$\beta$ $R$ $f$ $\beta$	$\sim \arctg \frac{\Delta D \sin \beta}{2R \sin \frac{\gamma}{2}}$ $\sim \frac{\Delta D \cos \beta}{2 \sin \frac{\gamma}{2}}$ $\sim \frac{\Delta D \cos \beta}{2 \sin \frac{\gamma}{2}} + \frac{\Delta d}{2} + x$ <p>Для других квадрантов находят по формулам приведения</p>

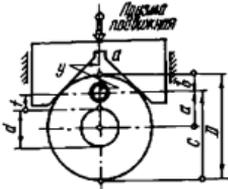
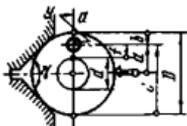
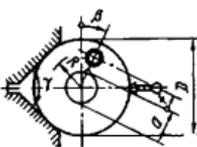
Схема базирования	Размер	Наибольшая абсолютная величина погрешности базирования
	a b c f y	$\frac{\Delta D}{2}$ $\Delta D$ $0$ $\frac{\Delta D + \Delta d}{2} + x$ $x$
	z R f	$\sim \arctg \frac{\Delta D \sin \beta}{2R}$ $\sim \frac{\Delta D \cos z}{2}$ $\frac{\Delta d + \Delta D \cos z}{2} + x$
	a b c f y	$\left. \begin{array}{l} 0 \\ \frac{\Delta D}{2} \end{array} \right\}$ $\frac{\Delta d}{2} + x$ $\frac{\Delta D}{2 \sin \frac{\gamma}{2}} + x$
	beta R f z	$\sim \arctg \frac{\Delta D \cos \beta}{2R \sin \frac{\gamma}{2}}$ $\sim \frac{\Delta D \sin \beta}{2 \sin \frac{\gamma}{2}}$ $\sim \frac{\Delta D \sin \beta}{2 \sin \frac{\gamma}{2}} + \frac{\Delta d}{2} + x$ <p>Для других квадрантов находят по формулам приведения</p>

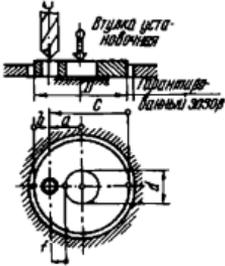
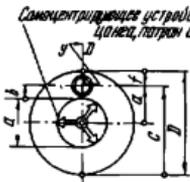
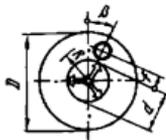
Схема базирования	Размер	Наибольшая абсолютная величина погрешности базирования
 <p>Втулка уста- лобочная Плоскостной базовый сектор</p>	<p>a b c f</p>	<p><math>\Delta D</math></p> <p><math>\Delta D + \frac{\Delta d}{2} + x</math></p>
 <p>Плоскостной базовый сектор</p>	<p>a f b c</p>	<p><math>\Delta d</math></p> <p><math>\Delta d + \frac{\Delta D}{2} + x</math></p>
 <p>Самодиагностирующее устройство: Цолинь, патрон и т.п.</p>	<p>a b c f y</p>	<p>0</p> <p><math>\frac{\Delta d}{2}</math></p> <p><math>\frac{\Delta D}{2} + x</math></p> <p>x</p>
	<p><math>\beta</math> R f</p>	<p>0</p> <p><math>\frac{\Delta D}{2}</math></p>

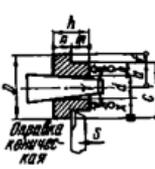
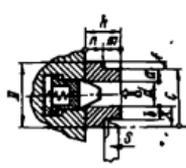
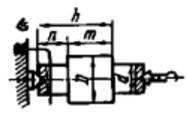
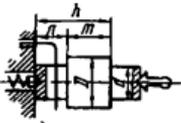
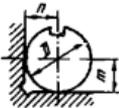
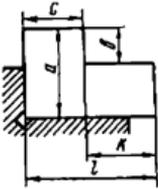
Схема базирования	Размер	Наибольшая абсолютная величина погрешности базирования			
 <p>Оправка коническая</p>	<i>a</i>	0			
	<i>b</i>	$\frac{\Delta d}{2}$			
	<i>l</i>	} $\frac{\Delta D}{2} + x$			
	<i>c</i>				
	<i>n</i>	$\frac{\Delta d}{k}$			
	<i>m</i>	$\frac{\Delta d}{2} + \Delta h$			
$k = 2 \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}$ — конусность оправки					
	<i>a</i>	0			
	<i>b</i>	$\frac{\Delta d}{2}$			
	<i>l</i>	} $\frac{\Delta D}{2} + x$			
	<i>c</i>				
	<i>n</i>	0			
	<i>m</i>	$\Delta h$			
	<i>D</i>	0			
	<i>d</i>	0			
	<i>m</i>	0			
	<i>n</i>	$\Delta_{ц}$			
	<i>h</i>	$\Delta_{ц}$			
$\Delta_{ц}$ — просадка центров. Принимать следующие значения $\Delta_{ц}$ :					
Наибольший диаметр центрального гнезда в мм	1; 2; 2,5	4; 5; 6	7,5; 10	12,5; 15	20; 30
Просадка центров $\Delta_{ц}$ в мм	0,11	0,14	0,18	0,21	0,25

Схема базирования	Размер	Наибольшая абсолютная величина погрешности базирования
	$D$ $d$ $m$ $n$ $h$	0
	$n$ $m$	$\frac{\Delta D}{2}$ 0
	$b$ $k$ $c$	$\Delta a$ $\Delta l$ 0

Значения погрешности установки  $\Delta_{уст}$  приведены в табл. 76—79.

После расчета погрешности базирования  $\varepsilon$  и определения по таблицам погрешности установки  $\Delta_{уст}$  и точности обработки  $\omega$  определяется суммарная погрешность приспособления  $\Delta_{пр}$ , которая затем распределяется по составляющим звеньям размерной цепи.

Суммарная погрешность приспособления  $\Delta_{пр}$  определяется по формуле:

$$\Delta_{пр} = \Sigma \delta_k + \delta_y + \delta_z + \delta_n,$$

где  $\delta_n$ ,  $\delta_y$ ,  $\delta_z$ ,  $\delta_n$  — соответственно погрешности: изготовления деталей приспособления; установки приспособления на станке; вследствие конструктивных зазоров, необходимых для посадки на установочные элементы приспособления; перекося или смещения инструмента из-за неточности изготовления направляющих элементов приспособления (если направляющие отсутствуют, погрешность не учитывается).

Таблица 76

Погрешность  $\Delta_{уст}$  установки прутковых и единичных заготовок  
в осевом направлении в цанговых и кулачковых патронах

Характеристика устанавливаемой поверхности	Погрешность в мкм при поперечных размерах заготовки в мм				
	10—18	18—30	30—50	50—80	80—120
<i>Установка в зажимной гильзе (цанге) по упору</i>					
Холоднотянутая калиброванная	50	60	70	80	—
Предварительная обработка	50	60	70	80	—
Чисто обработанная	25	30	35	40	—
<i>Установка в трехкулачковом самоцентрирующем патроне</i>					
Литье в песчано-глинистую форму по металлической модели	80	90	100	110	120
Литье в постоянную форму	70	80	90	100	110
Литье по выплавляемой модели	60	70	80	90	100
Горячая штамповка	80	90	100	110	120
Предварительно обработанная	60	70	80	90	100
Чисто обработанная	40	50	60	70	80
<i>Установка в пневматическом патроне</i>					
Литье в песчано-глинистую форму по металлической модели	60	70	80	90	100
Литье в песчаную форму	60	65	75	80	90
Литье по выплавляемой модели	50	55	65	75	80
Горячая штамповка	60	70	80	90	100
Предварительно обработанная	50	60	70	80	80
Чисто обработанная	33	35	40	60	60

Таблица 77

Погрешность  $\Delta_{уст}$  установки на опорные пластинки  
в приспособлениях единичных заготовок

Характеристика устанавливаемой поверхности	Погрешность в мкм при установке на опорные пластинки при поперечных размерах заготовки в мм				
	10—18	18—30	30—50	50—80	80—120
<i>Установка в зажимное приспособление с винтовыми или эксцентриковыми зажимами</i>					
Литье в песчано-глинистую форму по металлической модели	100	110	110	135	150
Литье в постоянную форму	60	70	80	90	100
Литье по выплавляемой модели	50	60	70	80	90
Горячая штамповка	100	110	120	135	150
Предварительно обработанная	50	60	70	80	90
Чисто обработанная	40	50	60	70	80
Шлифованная	30	40	50	60	70

Характеристика устанавливаемой поверхности	Погрешность в мкм при установке на опорные пластинки при поперечных размерах заготовки в мм				
	10—18	18—30	30—50	50—80	80—120

*Установка в зажимное приспособление с пневматическим зажимом*

Литье в песчано-глинистую форму по металлической модели	80	80	100	110	120
Литье в постоянную форму	55	60	65	70	80
Литье по выплавляемой модели	40	50	55	60	70
Горячая штамповка	80	90	100	110	120
Предварительно обработанная	40	50	55	60	70
Чисто обработанная	30	35	40	50	60
Шлифованная	20	25	30	40	50

Примечания: 1. Установка на магнитной плите не дает погрешности.

2. Поперечный размер заготовки следует принимать наибольшим в сечении по нормали к обрабатываемой поверхности.

3. Погрешность  $\Delta_{уст}$  дана по нормали к обрабатываемой поверхности.

Таблица 78

**Погрешность  $\Delta_{уст}$  установки на опорные штифты в приспособлениях единичных заготовок**

Характеристика устанавливаемой поверхности	Погрешность установки на опорные штифты в мкм при поперечных размерах заготовки в мм				
	10—18	18—30	30—50	50—80	80—120

*Установка в зажимное приспособление с винтовыми или эксцентриковыми зажимами*

Литье в песчано-глинистую форму по металлической модели	100	125	150	175	200
Литье в постоянную форму	100	110	120	130	140
Литье по выплавляемой модели	90	100	110	120	130
Горячая штамповка	100	125	150	175	200
Предварительно обработанная	90	100	110	120	130
Чисто обработанная	80	90	100	110	120
Шлифованная	70	80	90	100	110

Характеристика устанавливаемой поверхности	Погрешность установки на опорные штифты в мкм при поперечных размерах заготовки в мм				
	10—18	18—30	30—50	50—80	80—120

*Установка в зажимное приспособление с пневматическим зажимом*

Литье в песчано-глинистую форму по металлической модели	90	100	120	140	160
Литье в постоянную форму	80	90	100	110	120
Литье по выплавляемой модели	70	75	80	90	100
Горячая штамповка	90	100	120	140	160
Предварительно обработанная	70	75	80	90	100
Чисто обработанная	60	70	80	90	90

Примечания: 1. Установка на магнитной плите не дает погрешности.

2. Поперечный размер заготовки следует принимать наибольшим в сечении по нормали к обрабатываемой поверхности.

3. Погрешность  $\Delta_{уст}$  дана по нормали к обрабатываемой поверхности.

Таблица 79

**Погрешность  $\Delta_{уст}$  установки прутковых и единичных заготовок в радиальном направлении в цанговых и кулачковых патронах**

Характеристика устанавливаемой поверхности	Погрешность в мкм при поперечных размерах заготовки в мм				
	10—18	18—30	30—50	50—80	80—120

*Установка в зажимной гильзе (цанге)*

Холоднотянутая калиброванная	50	60	70	80	—
Предварительно обработанная	50	60	70	80	—
Чисто обработанная	25	30	35	40	—

*Установка в трехкулачковом самоцентрирующем патроне*

Литье в песчано-глинистую форму по металлической модели	270	320	370	420	500
Литье в постоянную форму	175	200	250	300	350
Литье по выплавляемой модели	60	70	80	100	120
Горячая штамповка	270	320	370	420	500
Предварительно обработанная	60	70	80	100	120
Чисто обработанная	30	35	40	50	60

Характеристика устанавливаемой поверхности	Погрешность в мкм при поперечных размерах заготовки в мм				
	10—18	18—30	30—50	50—80	80—120

## Установка в пневматическом патроне

Литье в песчано-глинистую форму по металлической модели	220	260	320	380	440
Литье в постоянную форму	140	170	200	240	280
Литье по выплавляемой модели	50	60	70	80	90
Горячая штамповка	220	260	320	380	440
Предварительно обработанная	50	60	70	80	90
Чисто обработанная	25	30	35	40	45

В табл. 56—57 приведены допуски на внутренние диаметры кондукторных втулок и допуски на неточность изготовления сверл, зенкеров и разверток, используемые при расчете на точность сверлильных приспособлений.

В табл. 80—82 даны нормы точности центрирующих элементов приспособлений, применяемых при зубообработке.

Таблица 80

## Нормы точности базирующих элементов приспособлений для зуборезных операций в мкм

Отклонения	Параметры обрабатываемого колеса в мм	Степень точности обрабатываемого колеса (ГОСТ 1643—56)				
		6	7	8	9	10—11
Радиальное биение центрирующей посадочной поверхности (оправки или втулки)	<i>Диаметр</i>					
	50—80	8	10	15	20	30
	80—120	10	10	15	25	35
	120—200	12	13	18	30	40
	200—320	14	17	20	35	50
	320—500	17	23	25	40	60
Торцовое биение базового опорного торца приспособления (на 100 мм диаметра) или несоосность и перекос центрирующих втулок или оправки (на 100 мм длины)	<i>Ширина венца</i>					
	До 20	15	20	25	30	40
	20—40	10	15	20	25	30
	40—70	8	10	15	20	25
	70—120	6	7	10	11	14

**Нормы точности базирующих элементов  
приспособлений для зубодолбежных операций в мкм**

Отклонения	Параметры нарезаемого колеса	Степень точности нарезаемого колеса (ГОСТ 1643—56)				
		6	7	8	9	10—11
Радиальное биеение центрирующей по- садочной поверх- ности (оправки или втулки)	<i>Диаметр</i>					
	50—80	8	10	15	20	30
	80—120	10	10	15	25	35
	120—200	12	13	18	30	40
	200—320	14	17	20	35	50
	320—500	17	23	25	40	60
Торцовое биеение опорного торца при- способления (на 100 мм диаметра)	<i>Ширина венца</i>					
	До 20	15	20	25	30	40
	20—40	10	15	20	25	30
	40—70	8	10	15	20	25
	70—120	6	7	10	11	14

Таблица 82

**Нормы точности центрирующих элементов  
установочных приспособлений зубообрабатывающих станков**

Способ центрирования	Диаметр зубчатого колеса в мм	Степень кинематической точ- ности при обработке колеса (ГОСТ 1843—56)					
		6	7	8	9	10	11
Жесткий центрирую- щий элемент приспособ- лений	До 50						
	Св. 50 до 80		$D_1$	$D$	$X$		
	» 80 » 120						
	» 120 » 200						
	» 200 » 320	$D_1$	$D$	$X$	$X_3$	$X_2$	$X_1$
» 320 » 500							
Разжимной центрирую- щий элемент	50—500	$X$	$X_3$	$X_2$	$X_1$	—	—

Примечание. В приспособлениях с центрирующей втулкой допуски применяются в системе вала с обеспечением указанных величин отклонений, но с обратным знаком.

## СИЛОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ СТАНОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

### РАСЧЕТ СИЛ ЗАЖИМА

Обрабатываемая деталь находится в равновесии как под действием сил, возникающих в процессе обработки, так и сил зажима и реакций опор. Основными силами процесса обработки являются силы резания. При расчете сил зажима режущие силы учитываются силы веса, центробежные и инерционные, возникающие при определенных условиях обработки.

Величина сил зажима определяется из условия равновесия всех перечисленных сил при полном сохранении контакта базовых поверхностей обрабатываемой детали с установочными элементами приспособления и исключении возможности сдвига в процессе обработки. При расчетах следует ориентироваться на такую величину, место приложения и направление сил зажима, при которых силы зажима получаются наибольшими. Определять требуемую силу зажима нужно с учетом коэффициента запаса  $K$ , предусматривающего возможное увеличение сил резания вследствие затупления режущего инструмента, неоднородности обрабатываемого металла, неравномерности припуска, непостоянства установки, закрепления заготовки и т. д.

Зажимные устройства должны удовлетворять следующим требованиям:

а) при зажиме не должно являться заданное положение детали;

б) зажимы не должны вызывать деформации деталей и порчи их поверхностей;

в) закрепление и открепление детали должно производиться с минимальной затратой сил и времени рабочего;

г) силы резания по возможности не должны восприниматься зажимными устройствами;

д) при закреплении недостаточно жестких деталей силы зажима должны располагаться над опорами или близко к ним.

При расчете сил зажима определяются:

а) место приложения и направления сил зажима;  
 б) величина сил резания и их моменты, действующие на обрабатываемую деталь, а при необходимости — инерционные и центробежные силы, возникающие при обработке;

в) величина усилий зажима при решении задачи статики на равновесие твердого тела, находящегося под действием всех приложенных к нему сил;

г) требуемая величина сил зажима путем умножения найденного значения сил зажима на коэффициент запаса  $K$ .

Коэффициент  $K$  рассчитывается применительно к конкретным условиям обработки по формуле:

$$K = K_0 \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5,$$

где  $K_0 = 1,5$  — гарантированный коэффициент запаса для всех случаев;

$K_1$  — коэффициент, учитывающий состояние поверхности заготовок;

для черновой заготовки  $K_1 = 1,2$ ,

для чистовой заготовки  $K_1 = 1,0$ ;

$K_2$  — коэффициент, учитывающий увеличение сил резания от прогрессирующего затупления инструмента ( $K_2 = 1,0—1,9$ ).

Значения  $K_2$  приведены в табл. 83;

Т а б л и ц а 83

Значения коэффициента  $K_2$

Метод обработки	Компоненты сил резания	Значения $K_2$	
		для чугуна	для стали
Сверление	$M_k$	1,5	
	$P_z$	1,10	
Зенкерование предварительное (по корке)	$M_k$	1,3	
	$P_z$	1,2	
Зенкерование чистовое	$M_k$	1,2	
	$P_z$	1,2	
Предварительное точение и растачивание	$P_z$	1,0	1,0
	$P_y$	1,2	1,4
	$P_x$	1,25	1,6
Чистовое точение и растачивание	$P_z$	1,05	0,95
	$P_y$	1,75	1,05
	$P_x$	1,50	1,00

Метод обработки	Компоненты сил резания	Значения $K_3$	
		для чугуна	для стали
Фрезерование предварительное и чистовое цилиндрической фрезой	$P_z$	1,2—1,4	1,75—1,90* 1,2—1,4**
Фрезерование предварительное и чистовое торцовой фрезой	$P_z$	1,2—1,4	1,75—1,90* 1,2—1,4**
Шлифование	$P_z$	—	1,15—1,20
Протягивание	$P$	—	1,55

\* Для вязких сталей.  
\*\* Для твердых сталей.

$K_3$  — коэффициент, учитывающий увеличение силы резания при прерывистом резании. При точении  $K_3=1,2$ ;

$K_4$  — коэффициент, учитывающий постоянство силы зажима, развиваемой силовым приводом приспособления:  $K_4=1$  для механизированных силовых приводов (пневматического, гидравлического и т. д.);  $K_4=1,3$  для ручного привода с удобным расположением рукояток;

$K_4=1,6$  для ручного привода с неудобным расположением рукояток (угол поворота рукояток более  $90^\circ$ , неудобное для работы положение);

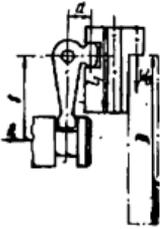
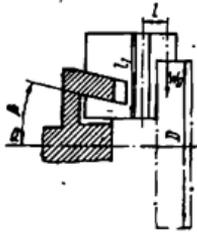
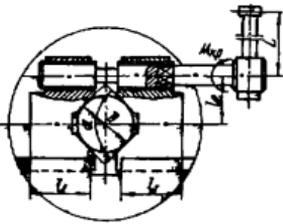
$K_5$  — коэффициент, учитываемый только при наличии крутящих моментов, стремящихся повернуть обрабатываемую деталь:

$K_5=1,0$ , если обрабатываемая деталь установлена базовой плоскостью на опоры с ограниченной поверхностью контакта;

$K_5=1,5$ , если обрабатываемая деталь установлена на планки или другие элементы с большой поверхностью контакта.

В табл. 84—89 приведены расчетные зависимости для определения действующих сил в различных видах станочных приспособлений.

## Расчет сил при токарной обработке в кулачковом патроне

Схема патрона	Расчетные формулы требуемого усилия привода
<p data-bbox="142 235 381 263">С рычажным приводом</p> 	$Q = n \cdot K' \cdot \left(1 + \frac{3l}{l_1} f_1\right) \cdot \frac{a}{b} \cdot W_0$
<p data-bbox="142 553 372 581">С клиновым приводом</p> 	$Q = n \cdot K' \cdot \left(1 + \frac{3l}{l_1} f_1\right) \cdot \operatorname{tg}(\beta + \varphi) \cdot W_0$
<p data-bbox="142 861 450 907">С винтовым приводом двух-кулачковый</p> 	$M_{кр} = QL =$ $= \frac{P_z \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \cdot r_{ср} \cdot \operatorname{tg}(\alpha' + \varphi_{пр})}{f \cdot \left(1 - \frac{3l}{l_1} f_1\right) \cdot \left(1 - \frac{3l_2}{l_1} f_1\right) \cdot \frac{W_0}{2}}$

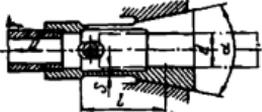
$$W_0 = K \cdot P_z \cdot \frac{\sin \frac{\alpha}{2}}{n \cdot f} \cdot \frac{D_1}{D} \text{ — требуемое усилие зажима на каждом кулачке в кгс;}$$

- $n$  — количество кулачков;  
 $K$  — коэффициент запаса;  
 $K'$  — коэффициент, учитывающий дополнительные силы трения в патроне ( $K' = 1,05$ );  
 $P_z$  — окружное усилие резания в кгс;  
 $\alpha$  — угол призмы кулачка ( $\alpha = 90^\circ$ ), при радиусных кулачках  $\sin \frac{\alpha}{2} = 1$ ;  
 $f$  — коэффициент трения на рабочих поверхностях кулачков (для кулачков с гладкой поверхностью  $f = 0,25$ ; с кольцевыми канавками  $f = 0,35$ ; с крестообразными канавками  $f = 0,45$ ; с односторонне нарезанными зубьями параллельно оси патрона  $f = 0,8$ );  
 $D_1$  — диаметр обрабатываемой поверхности в мм;  
 $D$  — диаметр зажимной поверхности в мм;  
 $l$  — вылет кулачка от его опоры до центра приложения усилия зажима в мм;  
 $l_1$  — длина направляющей части кулачка в мм;  
 $l_2$  — расстояние между осью зажимного винта и продольной осью призмы в мм;  
 $\beta$  — угол клина в град;  
 $\varphi$  — угол трения на наклонной поверхности клина в град;  
 $f_1$  — коэффициент трения в направляющих кулачков ( $f_1 = 0,10 - 0,15$ );  
 $L$  — длина рукоятки ключа в мм;  
 $r_{cp}$  — средний радиус резьбы в мм;  
 $\varphi_{пр}$  — приведенный угол трения в резьбе в град;  
 $\alpha'$  — угол подъема резьбы винта в град.

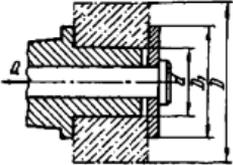
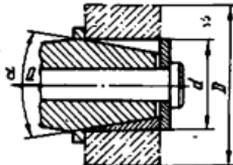
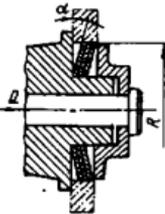
Таблица 85

Расчет усилий зажима при токарной обработке в цанговом патроне

Схема патрона	Расчетные формулы требуемого усилия привода в кгс
<p>Без упора, ограничивающего осевое перемещение детали</p> 	$Q = (W + W_1) \cdot \operatorname{tg} \left( \frac{\alpha}{2} + \varphi \right) \cdot \frac{D}{d}$

Схема патрона	Расчетные формулы требуемого усилия привода в кгс
<p data-bbox="135 187 446 235">С упором, ограничивающим осевое перемещение детали</p> 	$Q = (W + W_1) \cdot \left[ \operatorname{tg} \left( \frac{a}{2} + \varphi \right) + f \right] \cdot \frac{D}{d}$
$W = \frac{K}{f} \sqrt{P_z^2 + P_x^2} = \frac{K}{f} \sqrt{\frac{M_k^2}{r^2} + P_x^2}$ — требуемое суммарное усилие зажима в кгс; $W_1 = m \frac{\delta D_1^3 S}{l^3}$ — усилие, необходимое для сжатия лепестков панги до соприкосновения с поверхностью детали в кгс; <p data-bbox="156 596 443 620"><math>K</math> — коэффициент запаса;</p> <p data-bbox="156 627 896 722"><math>f</math> — коэффициент трения на рабочих поверхностях панги (для панги с гладкой поверхностью <math>f=0,25</math>; с кольцевыми канавками <math>f=0,35</math>; с крестообразными канавками <math>f=0,45</math>; с односторонне нарезанными зубьями параллельно оси панги <math>f=0,8</math>);</p> <p data-bbox="156 725 472 749"><math>P_z</math> — окружное усилие в кгс;</p> <p data-bbox="156 753 436 777"><math>P_x</math> — осевое усилие в кгс;</p> <p data-bbox="156 781 754 805"><math>M_k</math> — крутящий момент, передаваемый пангой в кгс·мм;</p> <p data-bbox="156 809 669 833"><math>r</math> — радиус базовой поверхности детали в мм;</p> <p data-bbox="156 837 500 861"><math>a</math> — угол конуса панги в град;</p> <p data-bbox="156 865 728 889"><math>\varphi</math> — угол трения между пангой и заготовкой в град;</p> <p data-bbox="156 893 853 916"><math>\delta</math> — диаметральный зазор между пангой и заготовкой в мм;</p> <p data-bbox="156 921 656 944"><math>D_1</math> — наружный диаметр лепестка панги в мм;</p> <p data-bbox="156 949 627 972"><math>S</math> — толщина стенки лепестка панги в мм;</p> <p data-bbox="156 977 896 1029"><math>l</math> — длина лепестка панги от места задела до середины конуса в мм;</p> <p data-bbox="156 1033 896 1107"><math>m</math> — коэффициент, учитывающий количество лепестков панги: <math>m=600</math> для трехлепестковой панги и <math>m=200</math> для четырехлепестковой панги;</p> <p data-bbox="156 1111 718 1135"><math>D</math> — диаметр обрабатываемой поверхности в мм;</p> <p data-bbox="156 1139 605 1163"><math>d</math> — диаметр базовой поверхности в мм.</p>	

## Расчет усилий зажима при токарной обработке на оправках

Схема оправки	Расчетные формулы требуемого усилия привода в кгс
<p>Жесткая</p> 	<p>Приближенная формула</p> $Q = \frac{2KP_zD}{(D_1+d)f}$ <p>Уточненная формула</p> $Q = \frac{KP_zD}{\frac{2}{3}f \frac{D_1^3 - d^3}{D_1^2 - d^2}}$
<p>С разрезной втулкой</p> 	$Q = K \frac{P_z D}{f d} \left[ \lg \left( \frac{\alpha}{2} + \varphi \right) + f \right]$
<p>С тарельчатыми пружинами</p> 	$Q = 1,33 K \lg \alpha' \frac{M_k}{fR}$

$K$  — коэффициент запаса;

$P_z$  — окружное усилие резания в кгс;

$M_k$  — крутящий момент от усилия резания в кгс·мм;

$D$  — диаметр обрабатываемой поверхности в мм;

$D_1$  — диаметр упорного бурта оправки в мм;

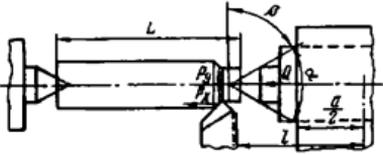
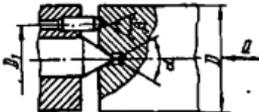
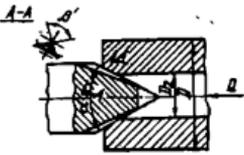
$d$  — диаметр оправки в мм;

$f$  — коэффициент трения между буртом и торцом детали ( $f=0,1-0,15$ );

- $\alpha$  — угол конуса оправки в град;  
 $\varphi$  — угол трения на поверхности контакта оправки с разрезной втулкой в град;  
 $\alpha'$  — угол наклона тарелки в рабочем положении ( $\alpha' = 10^\circ$ );  
 $R$  — радиус установочной поверхности тарельчатой пружины.

Таблица 87

## Расчет усилий зажима при токарной обработке в центрах

Схема центров	Расчетная формула требуемого усилия зажима в кгс
<p data-bbox="139 441 549 482">С силовым приводом пятели задней (бакки)</p> 	$Q = K \sqrt{P_z^2 + \left(P_y - P_x \frac{D}{2L}\right)^2} \times \frac{1 - \lg(\beta + \varphi_1) \frac{3l}{a} \lg \varphi_2}{\lg(\beta + \varphi_1)} \quad (1)$
<p data-bbox="139 721 424 749">С поводковым устройством</p> 	$Q \geq \pi P_z \lg \frac{\beta'}{2} \cdot \frac{D}{D_1} \quad (2)$ <p data-bbox="585 791 896 854">усилие, необходимое для внедрения поводков в торец детали</p>
<p data-bbox="139 930 497 958">С рифленным поводковым центром</p> 	$Q \geq \frac{2P_z \lg \frac{\beta'}{2}}{\sin \frac{\alpha}{2}} \cdot \frac{D}{D_1} \quad (3)$ <p data-bbox="585 1078 896 1141">усилие, необходимое для внедрения рифленного поводкового центра</p>

Примечание. Для центров с поводковыми устройствами и рифлеными поводковыми центрами требуемое усилие зажима центров  $Q$  определяется по формуле (1) и проверяется по формулам (2) и (3)

- $K$  — коэффициент запаса;  
 $P_x, P_y, P_z$  — составляющие сил резания в кгс;  
 $D$  — диаметр заготовки в мм;  
 $L$  — длина заготовки в мм;  
 $\beta$  — угол между образующей конуса центра задней бабки и осью суппорта  $\left(\beta = 90^\circ - \frac{\alpha}{2}\right)$ ;  
 $\alpha$  — угол при вершине центра;  
 $\varphi_1$  — угол трения на поверхности конуса центра ( $\varphi_1 = 3^\circ$ );  
 $\varphi_2$  — угол трения на поверхности пиноли ( $\varphi_2 = 3^\circ$ );  
 $l$  — расстояние от середины центрального гнезда до середины пиноли в мм;  
 $a$  — длина пиноли в мм;  
 $\beta'$  — угол при вершине поводка и при вершине сечения рифа в град;  
 $D_1$  — диаметр окружности поводков в мм.

Таблица 88

## Расчет усилий зажима при обработке на сверлильных станках

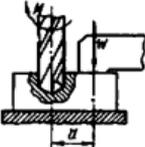
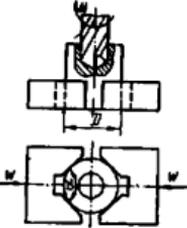
Схема зажима	Расчетные формулы требуемого усилия зажима в кгс
<p data-bbox="142 701 242 725">Прихваты</p> 	$W = \frac{KM_k}{la}$
<p data-bbox="142 946 249 970">В призмах</p> 	$W = \frac{KM_k \sin \frac{\alpha}{2}}{lD}$

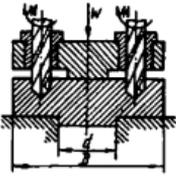
Схема зажима	Расчетные формулы требуемого усилия зажима в кгс
<p>Торцовый</p> 	$W = \frac{KMKn}{3f} \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}$
<p><math>M_k</math> — крутящий момент на сверле в кгс-мм;  <math>n</math> — число одновременно работающих сверл;  <math>f</math> — коэффициент трения на рабочих поверхностях зажимов (для гладких поверхностей <math>f=0,25</math>; с крестообразно нарезанными канавками <math>f=0,45</math>);  <math>\alpha</math> — угол призмы в град;  <math>K</math> — коэффициент запаса.</p>	

Таблица 89

## Расчет усилий зажима при обработке на фрезерных станках

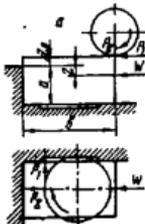
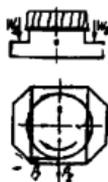
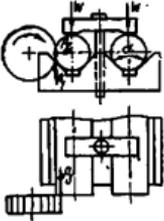
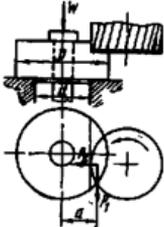
Схема зажима	Расчетные формулы требуемого усилия зажима в кгс
<p>Тиски</p> 	$W = K \frac{P_2(b + af) + P_1Z_0}{af^2 + bf + Z}$
<p>Прихваты</p> 	$W = W_0 \cdot n = \frac{K}{f} \sqrt{P_1^2 + P_2^2}$

Схема зажима	Расчетные формулы требуемого усилия зажима в кгс
<p data-bbox="142 186 239 211">В призме</p> 	$W = \frac{K}{f} \sin \frac{\alpha}{2} \sqrt{P_1^2 + P_2^2 + P_3^2}$
<p data-bbox="142 498 384 523">Центральный торцовый</p>  <p data-bbox="265 792 882 956"> <math>P_1, P_2, P_3</math> — составляющие усилия резания в кгс;  <math>f</math> — коэффициент трения на рабочих поверхностях зажимов (для гладких поверхностей <math>f=0,25</math>; с крестообразно нарезанными канавками <math>f=0,45</math>);  <math>K</math> — коэффициент запаса;  <math>l</math> — число прихватов;  <math>\alpha</math> — угол призмы в град. </p>	$W = K \frac{a \sqrt{P_1^2 + P_2^2}}{\frac{1}{3} f \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}}$

### ВИНТОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Усилие, развиваемое винтовым механизмом, зависит от величины приложенного момента, формы рабочего торца винта и вида резьбы.

В зависимости от формы рабочего торца винта усилие зажима определяется по следующим зависимостям:

а) для винтов со сферическим торцом (учитывается только трение в резьбе)

$$W = \frac{Ql}{r_{cp} \lg(\alpha + \varphi_{пр})}$$

где  $W$  — усилие зажима, развиваемое винтом в кгс;  
 $Q$  — усилие, приложенное к рукоятке винта в кгс;  
 $l$  — длина рукоятки в мм;  
 $r_{cp}$  — средний радиус резьбы в мм;

$$\alpha — \text{угол подъема резьбы, } \operatorname{tg} \alpha = \frac{S}{2\pi r_c};$$

$S$  — шаг резьбы в мм;

$$\varphi_{np} — \text{приведенный угол трения, } \operatorname{tg} \varphi_{np} = \frac{f}{\cos \beta};$$

$f$  — коэффициент трения на плоскости;

$\beta$  — половина угла при вершине профиля резьбы в град;

б) для винтов с плоским торцом

$$W = \frac{Ql}{r_{cp} \operatorname{tg} (\alpha + \varphi_{np}) + \frac{1}{3} \mu D},$$

где  $\mu$  — коэффициент трения на плоском торце;

$D$  — наружный диаметр плоского торца в мм;

в) для винтов с кольцевой поверхностью плоского торца и для гаек

$$W = \frac{Ql}{r_{cp} \operatorname{tg} (\alpha + \varphi_{np}) + \frac{1}{3} \mu \frac{D_n^3 - D_b^3}{D_n^2 - D_b^2}},$$

где  $D_n$  — наружный диаметр опорного торца или торца гайки в мм;

$D_b$  — внутренний диаметр опорного торца или торца гайки в мм;

г) для винтов со сферическим опорным торцом и наконечником

$$W = \frac{Ql}{r_{cp} \operatorname{tg} (\alpha + \varphi_{np}) + \mu R \operatorname{ctg} \frac{\beta_1}{2}},$$

где  $R$  — радиус сферы винта в мм;

$\beta_1$  — угол конусного углубления наконечника.

Условия самоторможения винтового механизма определяют по зависимости:

$$\alpha < \varphi_{np}.$$

Так как для крепежных резьб величина угла подъема лежит в пределах от 1,5 до 4°, а приведенный угол трения  $\varphi_{np}$  изменяется в зависимости от величины коэффициента трения в пределах от 6 до 16°, то все крепежные резьбы самотормозящие.

К. п. д. винтовых механизмов определяется по следующим формулам:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha + \varphi_{np})} — \text{для винтовых механизмов с учетом трения только в резьбе;}$$

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha + \varphi_{\text{пр}}) + \frac{1}{3} \frac{\mu}{r_{\text{ср}}} D} \quad \text{— для винтов с плоским торцом;}$$

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha + \varphi_{\text{пр}}) + \frac{1}{3} \frac{\mu}{r_{\text{ср}}} \cdot \frac{D_{\text{н}}^3 - D_{\text{в}}^3}{D_{\text{н}}^2 - D_{\text{в}}^2}} \quad \text{— для винтов с кольцевой поверхностью торца и для гаек;}$$

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha + \varphi_{\text{пр}}) + \frac{\mu}{r_{\text{ср}}} R \operatorname{ctg} \frac{\beta_1}{2}} \quad \text{— для винтов со сферическим опорным торцом и коническим.}$$

Так как большинство винтовых механизмов самотормозящие, то к. п. д. их меньше 0,5.

В табл. 90 и 91 приведены числовые значения характеристик винтовых зажимов и допускаемые значения усилий, развиваемых винтовыми механизмами с метрической резьбой. Данные таблицы получены при:

$\varphi_{\text{пр}} = 6^\circ 40'$ ;  $f = 0,1$ ;  $\mu = 0,1$ ;  $r_{\text{ср}} \approx 0,45 d$ ;  
 $D = 0,8 d$ ;  $D_{\text{н}} = 1,7 d$ ;  $D_{\text{в}} = d$ ;  $\beta = 120^\circ$ ;  $R = 0,8 d$ ,  
 где  $d$  — номинальный диаметр резьбы в мм.

Выбрав номинальный диаметр винта в зависимости от требуемого усилия зажима  $W$ , проверяют прочность винта.

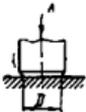
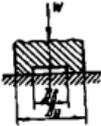
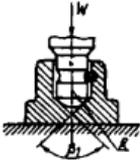
Условие прочности винта с метрической резьбой:

$$\sigma = \frac{W}{c d^3} < [\sigma_p],$$

где  $\sigma$  — напряжение растяжения винта в кгс/см<sup>2</sup>;  
 $c = 0,5$  — для метрической резьбы с крупным шагом;  
 $[\sigma_p]$  — допускаемые напряжения растяжения материала винта в кгс/мм<sup>2</sup>.

В табл. 92 приведены значения допускаемых напряжений растяжения материалов, применяемых для изготовления винтов.

Числовые значения

Схема механизма	Характеристика механизма	Резьба				
		M6	M8	M10	M12	M14
		Шар				
		1	1,25	1,5	1,75	2
1. Со сферическим опорным торцом 	Длина рукоятки $l$ в мм Прилагаемое усилие $Q$ в кгс Усилие зажима $W$ в кгс	80	100	120	140	160
		1,5	2,0	2,5	3,5	5,0
		250	320	390	530	750
2. С плоским опорным торцом 	Длина рукоятки $l$ в мм Прилагаемое усилие $Q$ в кгс Усилие зажима $W$ в кгс	80	100	120	140	160
		1,5	2,0	2,5	3,5	5,0
		190	240	290	390	560
3. С кольцевым опорным торцом гайки 	Длина рукоятки $l$ в мм Прилагаемое усилие $Q$ в кгс Усилие зажима $W$ в кгс	80	100	120	140	160
		2,5	3,5	4,5	7,0	8,0
		220	290	370	550	630
4. Со сферическим опорным торцом и иакоичником 	Длина рукоятки $l$ в мм Прилагаемое усилие $Q$ в кгс Усилие зажима $W$ в кгс	80	100	120	140	160
		1,5	2,0	2,5	3,5	5,0
		160	200	250	330	460

## ХАРАКТЕРИСТИК ВИНТОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

(по ГОСТ 9150-59)									
М16	М18	М20	М22	М24	М27	М30	М33	М36	М42
резьбы S в мм									
2	2,5	2,5	2,5	3	3	3	3,5	4	4,5
190	220	240	280	310	360	410	460	520	600
6,5	8,5	10,0	12,0	13,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0
1050	1400	1600	2150	2300	2800	2900	3000	3100	3200
190	220	240	280	310	360	410	460	520	600
6,5	8,5	10,0	12,0	13,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0
760	1030	1200	1560	1700	2050	2150	2200	2250	2350
190	220	240	280	310	360	410	460	520	600
10,0	10,0	10,0	13,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0
830	850	850	1160	1350	1400	1450	1500	1550	1600
190	220	240	280	310	360	410	460	520	600
6,5	8,5	10,0	12,0	13,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0
650	860	1000	1300	1400	1700	1750	1800	1850	1900

Таблица 91

## Допускаемые усилия, создаваемые винтовыми зажимами с метрической резьбой

$$W = 0,5d^2 [\sigma_p] \text{ в кгс}$$

Резьба	Шаг S в мм	Допускаемые напряжения растяжения материала винта [σ <sub>p</sub> ] в кгс/мм <sup>2</sup>														
		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	
M6	1	55	70	90	110	125	140	160	180	200	220	235	250	265	280	
M8	1,25	95	130	160	190	225	260	285	320	350	380	415	450	485	520	
M10	1,5	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	
M12	1,75	215	290	360	430	505	580	645	720	790	860	935	1010	1085	1160	
M14	2	295	390	490	590	686	780	880	980	1080	1180	1275	1370	1465	1560	
M16	2,5	385	510	640	770	895	1020	1150	1280	1415	1540	1665	1790	1915	2040	
M18	2,5	485	650	810	970	1135	1300	1455	1620	1780	1940	2105	2270	2435	2600	
M20	2,5	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200	
M22	2,5	725	970	1210	1450	1695	1940	2175	2420	2660	2900	3145	3390	3635	3870	
M24	3	865	1150	1440	1730	2015	2300	2590	2880	3170	3460	3745	4030	4315	4600	
M27	3	1095	1460	1825	2190	2555	2920	3285	3650	4015	4380	4745	5110	5475	5840	
M30	3,5	1350	1800	2250	2700	3150	3600	4050	4500	4950	5400	5850	6300	6750	7200	
M33	3,5	1515	2020	2525	3030	3535	4040	4550	5050	5550	6050	6550	7050	7550	8050	
M36	4	1945	2590	3240	3890	4535	5180	5830	6480	7130	7780	8425	9070	9715	10360	

Примечание. Для резьб M6—M12 при неконтролируемой затяжке допускаемые напряжения следует уменьшить в 1,3—1,5 раза, для резьб M12—M18 — в 1,1—1,3 раза.

Допускаемые напряжения материалов,  
применяемых для изготовления резьбовых изделий

Марка стали	Термообработка	Предел текучести при растяжении $\sigma_T$ в кгс/мм <sup>2</sup>	Допускаемые напряжения при растяжении [ $\sigma_p$ ] в кгс/мм <sup>2</sup>	
			При статической нагрузке	При переменной нагрузке
10	—	20	6—7	3—4
Ст 3	—	22	7—8	3—4
A12	—	24	8—9	4—5
35	—	30	10—11	5—6
45	Отжиг	30	10—12	5—6
45	Нормализация	35	12—14	6—7
45	Улучшение	50	15—17	7—8
45	Закалка	70	19—21	8—9
40X	Отжиг	50	14—16	7—8
40X	Улучшение	65	17—19	8,5—9,5
40X	Закалка	90	28—30	11—12
30XH	—	70	18—20	9—10

### РЫЧАЖНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

В табл. 93 приведены основные схемы в зависимости для определения усилий, развиваемых рычажными механизмами.

Принятые обозначения:

$W$  — усилие зажима в кгс;

$Q$  — исходное усилие, приложенное к рычажному механизму в кгс;

$f_0$  — коэффициент трения на осн;

$f$  — коэффициент трения на зажимаемой поверхности;

$\eta$  — коэффициент, учитывающий потери на трение;

$f_1$  — коэффициент трения на поверхности, воспринимающей усилие  $Q$ .

Таблица 93

Расчетные зависимости для  
определения усилий, развиваемых рычажными механизмами

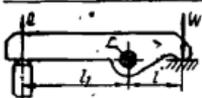
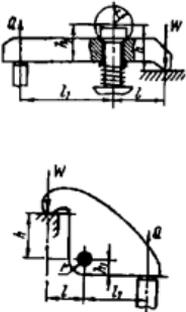
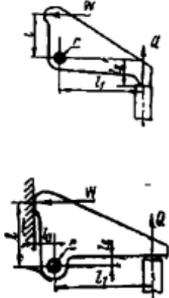
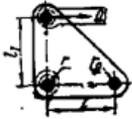
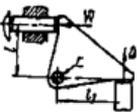
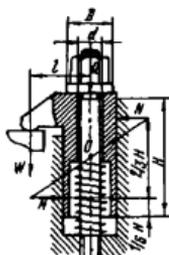
Схема механизма	Расчетные зависимости	Приближенные расчетные зависимости
	$W = Q \frac{l_1 - rf_0}{l + rf_0}$	$W = Q \frac{l_1}{l} \eta$

Схема механизма	Расчетные зависимости	Приближенные расчетные зависимости
	$W = Q \frac{r l_1 - h_1 f_1 - r f_0}{l + h f + r f_0}$	
	$W = Q \frac{l_1 - l_2 f_1 - 0,4 r f_0}{l + l_3 f + 0,96 r f_0}$	$W = Q \frac{l_1}{l}$
	$W = Q \frac{l_1 - r_1 f_1}{l + r f + 1,41 r_0 f_0}$	
	$W = Q \frac{l_1 - 0,4 r f_0}{l + 0,96 r f_0}$	

## Г-ОБРАЗНЫЕ ПРИХВАТЫ

Схема действия усилий в Г-образном прихвате изображена на рис. 3.

Рис. 3. Схема действия сил в Г-образном прихвате.



Из условия равновесия

$$W = Q \left( 1 - 3 \frac{L}{H} f \right),$$

где  $f$  — коэффициент трения на направляющей прихвата.

При использовании возвратной пружины с сопротивлением  $q$

$$W = (Q - q) \left( 1 - 3 \frac{L}{H} f \right).$$

## РЫЧАЖНО-ШАРНИРНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

По конструкции рычажно-шарнирные механизмы делятся на: однорычажные, двухрычажные одностороннего действия и двухрычажные двустороннего действия.

Из условия равновесия однорычажного шарнирного механизма с роликом, представленного на рис. 4:

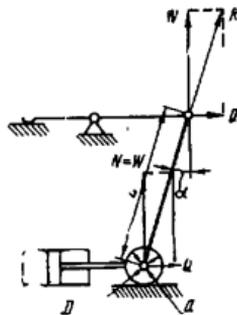


Рис. 4. Расчетная схема однорычажного шарнирного механизма с роликом.

$$W = \frac{Q}{\operatorname{tg}(\alpha + \beta) + \operatorname{tg} \varphi_{1np}}$$

где  $W$  — усилие зажима в кгс;

$Q$  — усилие, приложенное к рычажно-шарнирному механизму в кгс;

$\alpha$  — угол наклона в град;

$\beta$  — дополнительный угол к углу наклона  $\alpha$ , учитывающий потери на трение в шарнирах,

$$\beta = \operatorname{arc} \sin f \frac{d}{L};$$

$\operatorname{tg} \varphi_{1np}$  — приведенный коэффициент трения качения, учитывающий потери на трение в роликовой опоре,

$$\operatorname{tg} \varphi_{1np} = \operatorname{tg} \varphi_1 \frac{d}{D};$$

$L$  — длина рычага в мм;

$d$  — диаметр осей шарниров и ролика в мм;

$D$  — наружный диаметр ролика в мм;

$f$  — коэффициент трения скольжения в шарнирах и на оси ролика;

$\operatorname{tg} \varphi_1$  — коэффициент трения скольжения на опоре ролика.

Запас хода однорычажного шарнирного механизма

$$S_w = L(1 - \cos \alpha).$$

Для двухрычажных шарнирных механизмов одностороннего действия без плунжера

$$W = \frac{Q}{2 \operatorname{tg}(\alpha + \beta)}$$

и для механизма двустороннего действия без плунжера

$$W_{\text{сум}} = \frac{Q}{\operatorname{tg}(\alpha + \beta)}.$$

Запас хода двухрычажного шарнирного механизма одностороннего действия

$$S_w = 2L(1 - \cos \alpha)$$

и двустороннего шарнирного механизма двустороннего действия

$$S_{w_{\text{сум}}} = 2L(1 - \cos \alpha).$$

Из условия равновесия для механизма одностороннего действия с консольным плунжером

$$W = \frac{Q}{2} \left[ \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \beta)} - \operatorname{tg} \varphi_{2np} \right]$$

и для механизма двустороннего действия с консольным плунжером

$$W_{\text{сум}} = Q \left[ \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \beta)} - \operatorname{tg} \varphi_{2\text{пр}} \right],$$

где  $\operatorname{tg} \varphi_{2\text{пр}} = \frac{3l}{a} \operatorname{tg} \varphi_2$  — приведенный коэффициент трения, учитывающий потери на трение в консольном плунжере;

$\operatorname{tg} \varphi_2$  — коэффициент трения скольжения в двухопорном плунжере;

$a$  — длина направляющей плунжера;

$l$  — расстояние от оси шарнира до середины направляющей плунжера.

В табл. 94 приведены числовые значения характеристик рычажно-шарнирных механизмов. При составлении таблицы приняты условия:

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \operatorname{tg} \varphi_2 = 0,1; \quad \varphi_1 = \varphi_2 = 5^\circ 50';$$

$$\beta = 1^\circ 10'; \quad \frac{d}{D} = 0,5; \quad \frac{l}{a} = 0,7; \quad \frac{d}{L} = 0,2;$$

$$\operatorname{tg} \varphi_{1\text{пр}} = \frac{d}{D}; \quad \operatorname{tg} \varphi_1 = 0,05; \quad \operatorname{tg} \varphi_{2\text{пр}} = \frac{3l}{a}; \quad \operatorname{tg} \varphi_2 = 0,21.$$

### КЛИНОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Клиновые механизмы, используемые в станочных приспособлениях, бывают:

- с односкосым клином без роликов и с роликами (обычно применяются в качестве усилителей пневмо- и гидроприводов);
- многоклиновые самоцентрирующие (применяются в конструкциях патронов и оправок).

Из условия равновесия клинового механизма с односкосым клином с трением на обеих поверхностях клина

$$W = \frac{Q}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi_1},$$

где  $W$  — усилие зажима в кгс;

$Q$  — усилие, приложенное к клину, в кгс;

$\alpha$  — угол скоса клина в град;

$\varphi$  — угол трения на наклонной плоскости клина в град;

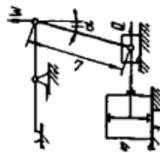
$\varphi_1$  — угол трения на горизонтальной плоскости клина в град.

Из условия равновесия клинового механизма с односкосым клином с двумя роликами

$$W = \frac{Q}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{\text{пр}}) + \operatorname{tg} \varphi_{1\text{пр}}},$$

Числовые значения характеристик рычажно-шарнирных механизмов

Схема механизма	Характеристика механизма	Угол наклона $\alpha$ в град													
		2	5	8	10	12	15	20	25	30	35	40	45		
1. Идеальный одно-рычажный шарнирный без учета сил трения	Передаточное отношение сил $\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha}$	28,64	11,43	7,12	5,57	4,71	3,73	2,75	2,15	1,73	1,43	1,19	1,00		
2. Идеальный двух-рычажный шарнирный без учета сил трения	Передаточное отношение сил $\frac{1}{2 \operatorname{tg} \alpha}$	14,32	5,71	3,56	2,83	2,35	1,86	1,37	1,07	0,86	0,71	0,59	0,50		
3. Однорычажный шарнирный с полунорм	Передаточное отношение сил $\frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \beta) + \operatorname{tg} \varphi_1}$  К. п. д.	6,45	4,80	3,83	3,36	3,00	2,66	2,05	1,69	1,42	1,20	1,02	0,87		



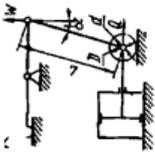
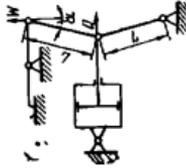
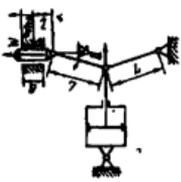
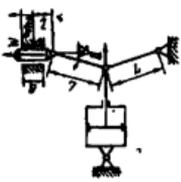
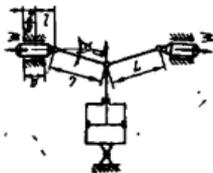
<p>4. Однорычажный шарнирный с роликом</p> 	<p>Передаточное отношение сил</p> $\frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \beta) + \operatorname{tg} \varphi_{\text{тр}}}$	9,50	6,33	4,73	4,05	3,52	2,94	2,28	1,84	1,53	1,28	1,08	0,92
<p>К. п. д.</p>	<p>К. п. д.</p>	0,33	0,56	0,66	0,72	0,75	0,82	0,87	0,89	0,90	0,91	0,92	0,92
<p>5. Двухрычажный шарнирный одностороннего действия</p> 	<p>Передаточное отношение сил</p> $\frac{1}{2 \operatorname{tg}(\alpha + \beta)}$	9,03	4,63	3,10	2,53	2,14	1,72	1,29	1,01	0,82	0,68	0,57	0,48
<p>К. п. д.</p>	<p>К. п. д.</p>	0,63	0,80	0,87	0,89	0,91	0,92	0,94	0,94	0,95	0,96	0,96	0,96

Схема механизма	Характеристика механизма	Угол наклона $\alpha$ в град											
		2	5	8	10	12	15	20	25	30	35	40	45
<p>6. Двухрычажный шарнирный одно-стороннего действия с плунжером</p> 	<p>Передаточное отношение сил</p> $\frac{1}{2} \left[ \frac{1}{\lg(\alpha + \beta)} - \lg^2 \alpha \right]$	8,93	4,52	3,00	2,42	2,03	1,62	1,18	0,91	0,72	0,58	0,45	0,38
	К. п. д.	0,63	0,79	0,84	0,85	0,86	0,87	0,86	0,85	0,84	0,81	0,78	0,76
<p>7. Двухрычажный шарнирный двухстороннего действия</p> 	<p>Передаточное отношение сил</p> $\frac{1}{\lg(\alpha + \beta)}$	18,07	9,26	6,20	5,06	4,28	3,45	2,68	2,03	1,65	1,37	1,14	0,96
	К. п. д.	0,63	0,80	0,87	0,89	0,91	0,92	0,94	0,94	0,95	0,96	0,96	0,96

8 Двухрычажный шарнирный двустороннего действия с плужером



Передаточное отношение сил

$$\frac{1}{\lg(\alpha + \beta)} - \lg \varphi_{\text{зпр}}$$

К. п. д.

17,86	9,05	6,00	4,85	4,07	3,24	2,37	1,82	1,44	1,16	0,93	0,76
0,63	0,79	0,84	0,85	0,87	0,87	0,86	0,85	0,84	0,81	0,81	0,76
Запас хода однорычажного шарнирного механизма $S_{\text{ш}} = (1 - \cos \alpha) L$											
0,0006	0,0038	0,0097	0,0152	0,0219	0,0345	0,0603	0,0937	0,1340	0,1808	0,2340	0,2929
Запас хода двухрычажного шарнирного механизма $S_{\text{ш}} = 2(1 - \cos \alpha) L$ ; для механизмов двустороннего действия $S_{\text{ш сум}} = S_{\text{ш}}$											
0,0012	0,0076	0,0194	0,0304	0,0438	0,0662	0,1206	0,1874	0,2680	0,3616	0,4680	0,5856

где  $\varphi_{\text{пр}}$  — приведенный угол трения качения на наклонной плоскости клина;

$\varphi_{1\text{пр}}$  — приведенный угол трения качения на горизонтальной плоскости клина.

Отношение усилия зажима  $W$  к исходной силе привода  $Q$  является передаточным отношением сил  $i = \frac{W}{Q}$ .

Отношение перемещения  $S_w$  по вертикали точки приложения усилия зажима  $W$  к перемещению  $S_Q$  по горизонтали точки приложения исходной силы  $Q$  называется передаточным отношением перемещений  $i_n = \frac{S_w}{S_Q}$ .

Условия самоторможения для клина:

$\alpha < (\varphi + \varphi_1)$  — с трением на двух поверхностях;

$\alpha < \varphi$  — с трением только на наклонной поверхности клина;

$\alpha < \varphi_1$  — с трением только на горизонтальной поверхности клина.

Клиновые механизмы с роликами обычно используются в качестве усилителей и являются несамотормозящими.

В табл. 95 приведены числовые значения характеристик клиновых механизмов с одиоскосым клином. При составлении таблицы приняты значения:

$$\operatorname{tg} \varphi = \operatorname{tg} \varphi_1 = 0,1; \quad \varphi = \varphi_1 = 5^\circ 50';$$

$$\operatorname{tg} \varphi_{\text{пр}} = \frac{d}{D} \operatorname{tg} \varphi = 0,05; \quad \varphi_{\text{пр}} = 2^\circ 50'; \quad \frac{d}{D} = 0,5;$$

$$\operatorname{tg} \varphi_{1\text{пр}} = \frac{d}{D} \operatorname{tg} \varphi_1 = 0,05; \quad \varphi_{1\text{пр}} = 2^\circ 50'.$$

В табл. 96 приведены числовые значения характеристик многоклиновых самоцентрирующих механизмов.

Усилие зажима каждым клином

$$W = \frac{W_{\text{сум}}}{n}.$$

где  $n$  — число клиновых элементов в механизме.

## КЛИНОПЛУНЖЕРНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Клиноплунжерные механизмы делятся на:

а) одноплунжерные (обычно используются в качестве усилителей пневмо- и гидроприводов);

б) многоплунжерные (применяются в качестве центрирующих механизмов патронов и оправок).

Числовые значения характеристик клиновых механизмов

Т а б л и ц а 95

Схема механизма	Характеристика механизма	Угол наклона клина $\alpha$ в град											
		2	5	8	10	12	15	20	25	30	35	40	45
1. Идеальный без учета сил трения	Передаточное отношение сил $\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha}$	28,64	11,43	7,12	5,67	4,71	3,73	2,75	2,15	1,73	1,43	1,19	1,00
2. С трением на обеих поверхностях клина	Передаточное отношение сил $\frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi_1}$	4,20	3,44	2,89	2,61	2,36	2,08	1,72	1,49	1,21	1,03	0,89	0,75
		0,15	0,31	0,41	0,46	0,51	0,56	0,62	0,65	0,69	0,72	0,73	0,73
3. С трением только на наклонной плоскости клина с одним роликом	Передаточное отношение сил $\frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi_{\text{плр}}}$	5,34	4,15	3,38	3,00	2,69	2,32	1,87	1,54	1,30	1,09	0,93	0,78
		0,19	0,36	0,46	0,54	0,57	0,62	0,68	0,72	0,74	0,76	0,77	0,78

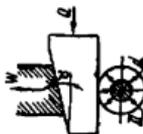


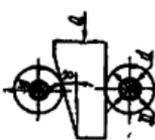
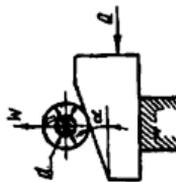
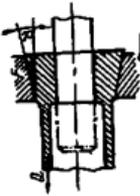
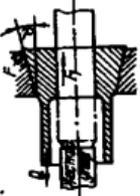
Схема механизма	Характеристика механизма	Угол скоса клина $\alpha$ в град											
		2	5	8	10	12	15	20	25	30	35	40	45
4. С двумя ролик-ками 	Передаточное отношение сил $\frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{\text{пр}}) + \operatorname{tg} \varphi_{\text{пр}}}$	7,42	5,34	4,15	3,61	3,18	2,69	2,13	1,73	1,43	1,20	1,02	0,87
	К. п. д.	0,26	0,47	0,58	0,63	0,68	0,72	0,77	0,80	0,82	0,84	0,86	0,87
5. С роляком только на наклонной плоскости 	Передаточное отношение сил $\frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{\text{пр}}) + \operatorname{tg} \varphi_1}$	5,42	4,22	3,44	3,06	2,74	2,37	1,92	1,59	1,34	1,14	0,97	0,83
	К. п. д.	0,19	0,37	0,48	0,53	0,58	0,63	0,70	0,74	0,76	0,80	0,82	0,83
6. Передаточное отношение перемещений для всех механизмов	$i_n = \operatorname{tg} \alpha$	0,035	0,088	0,141	0,176	0,213	0,268	0,364	0,466	0,577	0,700	0,838	1,00

Таблица 96  
Числовые значения характеристик многоклиновых самоцентрирующих механизмов

Схема механизма	Характеристика механизма	Угол скоса клина $\alpha$ в град											
		2	5	8	10	12	15	20	25	30	35	40	45
1. С трением только по наклонным поверхностям 	Передаточное отношение сил $\frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}$	7,23	5,23	4,07	3,53	3,11	2,63	2,07	1,67	1,38	1,16	0,97	0,82
	К. п. д.	0,25	0,46	0,57	0,62	0,67	0,71	0,75	0,78	0,80	0,81	0,82	0,82
2. С трением по обеим поверхностям клиньев 	Передаточное отношение сил $\frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi_1}$	4,20	3,44	2,89	2,61	2,36	2,08	1,72	1,49	1,21	1,03	0,89	0,75
	К. и. д.	0,15	0,31	0,41	0,46	0,51	0,56	0,62	0,65	0,69	0,72	0,73	0,75
3. С роликами по обеим наклонным поверхностям клиньев 	Передаточное отношение сил $\frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha^2 + \varphi_n)}$	11,70	7,25	5,23	4,40	3,77	3,09	2,37	1,89	1,55	1,29	1,08	0,91
	К. п. д.	0,41	0,64	0,73	0,77	0,80	0,83	0,86	0,88	0,89	0,90	0,91	0,91

Из условия равновесия одноплунжерного механизма с двух-  
опорным плунжером без роликов, изображенного на рис. 5:

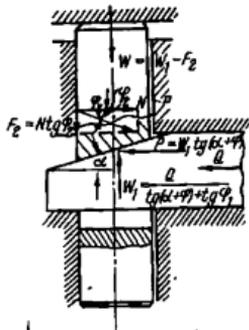


Рис. 5. Расчетная схема  
клиноплунжерного меха-  
низма с двухопорным  
плунжером.

$$W = Q \frac{l - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \operatorname{tg} \varphi_2}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi_1}$$

где  $W$  — усилие зажима в кгс;  
 $Q$  — усилие, приложенное к клину, в кгс;  
 $\alpha$  — угол скоса клина плунжера в град;  
 $\varphi$  — угол трения на наклонной плоскости клина в град;  
 $\varphi_1$  — угол трения на горизонтальной плоскости клина в град;  
 $\varphi_2$  — угол трения двухопорного плунжера в град.

Для одноплунжерного механизма с консольным одноопор-  
ным плунжером условием равновесия является

$$W = Q \frac{l - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \operatorname{tg} \varphi_{2\text{np}}}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi_1}$$

где  $\operatorname{tg} \varphi_{2\text{np}} = \frac{3l}{a} \operatorname{tg} \varphi_2$  — приведенный коэффициент трения консоль-  
ного плунжера.

В табл. 97 приведены числовые значения характеристик од-  
ноплунжерных механизмов с роликами и без роликов. При со-  
ставлении таблицы приняты значения:

$$\operatorname{tg} \varphi = \operatorname{tg} \varphi_1 = 0,1; \quad \varphi = \varphi_1 = \varphi_2 = 5^\circ 50';$$

$$\operatorname{tg} \varphi_{\text{np}} = \frac{d}{D} \operatorname{tg} \varphi = 0,05; \quad \varphi_{\text{np}} = 2^\circ 50'; \quad \frac{d}{D} = 0,05;$$

$$\operatorname{tg} \varphi_{1\text{np}} = \frac{d}{D} \operatorname{tg} \varphi_1 = 0,05; \quad \varphi_{1\text{np}} = 2^\circ 50';$$

$$\operatorname{tg} \varphi_{2\text{np}} = \frac{3l}{a} \operatorname{tg} \varphi_2 = 0,21; \quad \varphi_{2\text{np}} = 11'; \quad \frac{l}{a} = 0,7.$$

В табл. 98 приведены числовые значения характеристик  
многоплунжерных самоцентрирующих механизмов.

Числовые значения характеристик клиноплунжерных механизмов

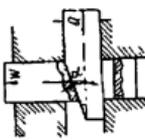
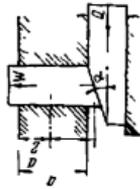
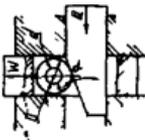
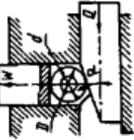
Схема механизма	Характеристика механизма	Угол скоса клина $\alpha$ в Град											
		2	5	8	10	12	15	20	25	30	35	40	45
1. С двухсторонним плунжером без роликов 	Передаточное отношение сил $\frac{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \operatorname{tg} \varphi_2}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi_1}$	4,15	3,37	2,82	2,55	2,28	2,02	1,63	1,36	1,12	0,95	0,79	0,65
К. п. д.		0,16	0,29	0,40	0,44	0,48	0,54	0,59	0,63	0,64	0,64	0,65	0,65
2. С одноопорным (консольным) плунжером без роликов 	Передаточное отношение сил $\frac{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \operatorname{tg} \varphi_{\text{зпр}}}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi_1}$	4,07	3,30	2,74	2,48	2,21	1,91	1,71	1,26	1,04	0,85	0,69	0,56
К. п. д.		0,15	0,29	0,39	0,43	0,47	0,51	0,61	0,59	0,59	0,59	0,58	0,56

Схема механизма	Характеристика механизма	Угол скоса клина $\alpha$ в градусах											
		2	5	8	10	12	15	20	25	30	35	40	45
<p>3. С двухсторонним плунжером с одним роликом</p> 	<p>Передаточное отношение сил</p> $\frac{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}) \operatorname{tg} \varphi_2}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}) + \operatorname{tg} \varphi_1}$	5,37	4,15	3,36	2,98	2,66	2,26	1,83	1,51	1,25	1,05	0,88	0,74
	К. п. д.	0,19	0,36	0,47	0,52	0,56	0,60	0,66	0,70	0,72	0,73	0,74	0,74
<p>4. С одноопорным (консольным) плунжером с одним роликом</p> 	<p>Передаточное отношение сил</p> $\frac{1 + \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}) \operatorname{tg} \varphi_{np}}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}) + \operatorname{tg} \varphi_1}$	5,32	4,10	3,28	2,90	2,58	2,20	1,75	1,41	1,15	0,95	0,78	0,64
	К. п. д.	0,18	0,36	0,46	0,51	0,55	0,59	0,63	0,65	0,66	0,66	0,65	0,65

5. С двухопорным плунжером и двумя роликами



Передаточное отношение сил

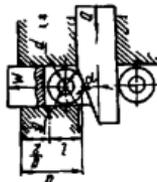
$$\frac{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{\text{пр}}) \operatorname{tg} \varphi_2}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{\text{пр}}) + \operatorname{tg} \varphi_{\text{пр}}}$$

7,36	5,25	4,08	3,50	3,10	2,60	2,03	1,64	1,35	1,10	0,93	0,76
------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------

К. п. д.

0,26	0,46	0,57	0,61	0,66	0,69	0,73	0,76	0,77	0,77	0,76	0,76
------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------

6. С одноопорным (консольным) плунжером и двумя роликами



Передаточное отношение сил

$$\frac{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{\text{пр}}) \operatorname{tg} \varphi_{2\text{пр}}}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{\text{пр}}) + \operatorname{tg} \varphi_{\text{пр}}}$$

7,26	5,16	3,98	3,43	3,00	2,50	1,93	1,53	1,25	1,00	0,83	0,66
------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------

К. п. д.

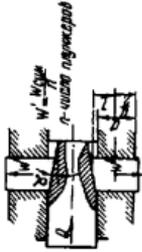
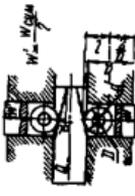
0,25	0,45	0,56	0,60	0,63	0,67	0,70	0,71	0,72	0,70	0,68	0,66
------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------

7. Передаточное отношение перемены для всех механизмов

$$\begin{aligned} i_n &= \frac{S_w}{S_Q} = \operatorname{tg} \alpha \\ i_n &= \frac{S_w}{S_Q} = \operatorname{tg} \alpha \end{aligned}$$

0,035	0,088	0,141	0,176	0,213	0,268	0,364	0,466	0,577	0,700	0,839	1,000
-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

Числовые значения многоплунжерных самоцентрирующих механизмов

Схема механизма	Характеристика механизма	Угол скоса клина $\alpha$ в град											
		2	5	8	10	12	15	20	25	30	35	40	45
1. Многоплунжерный самоцентрирующий без роликов 	Передаточное отношение сил $i = \lg(\alpha + \varphi) \lg \varphi_{\text{пр}}$ $\lg(\alpha + \varphi)$	7,05	5,00	3,84	3,32	2,90	2,42	1,85	1,46	1,17	0,95	0,76	0,60
	К. п. д.	0,24	0,44	0,53	0,58	0,62	0,65	0,67	0,68	0,67	0,66	0,64	0,60
2. Двухплунжерный с роликами на наклонных плоскостях 	Передаточное отношение сил $i = \lg(\alpha + \varphi_{\text{пр}}) \lg \varphi_{\text{пр}}$ $\lg(\alpha + \varphi_{\text{пр}})$	11,50	7,00	5,05	4,20	3,54	2,90	2,16	1,68	1,34	1,07	0,87	0,69
	К. п. д.	0,40	0,61	0,71	0,74	0,75	0,77	0,78	0,78	0,77	0,75	0,73	0,69

Отношение  $i = \frac{W}{Q}$  является передаточным отношением сил, а

$i_n = \frac{S_w}{S_Q}$  — передаточным отношением перемещений.

Условия самоторможения клиноплунжерных механизмов те же, что и у клиновых. Клиноплунжерные механизмы с роликами обычно используются в качестве усилителей и являются несамотормозящими.

## ЭКСЦЕНТРИКОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

В эксцентриковых механизмах применяются круговые и криволинейные эксцентрики.

Круговые эксцентрики представляют собой диск или валик со смещенной осью вращения относительно его геометрической оси. Достоинством круговых эксцентриков является простота изготовления, недостатком — непостоянство угла подъема эксцентрика и, следовательно, усилий зажима.

В табл. 99 приведены основные параметры круговых эксцентриков в зависимости от угла их поворота. Угол подъема кругового эксцентрика достигает максимального значения при угле поворота, равном  $90^\circ$ . Изменение угла подъема приводит к непостоянству зажимного усилия. В связи с этим для обеспечения незначительного изменения зажимного усилия выбирают рабочий участок профиля кругового эксцентрика в пределах  $30^\circ$ — $45^\circ$  влево и вправо от расчетной точки контакта детали с эксцентриком.

Усилие зажима круговым эксцентриком определяется по формуле:

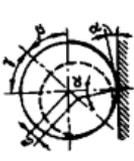
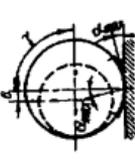
$$W = \frac{Ql}{\rho [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi_1]}$$

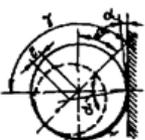
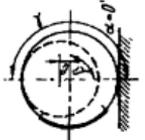
- где  $W$  — усилие зажима изделия в кгс;  
 $Q$  — сила, приложенная к рукоятке эксцентрика, в кгс (при расчетах принимается равной 15 кгс);  
 $l$  — плечо приложения силы в мм,  $l = l_1 + 0,5 D$ ;  
 $l_1$  — длина рукоятки в мм;  
 $D$  — диаметр кругового эксцентрика в мм;  
 $\rho$  — расстояние от оси вращения эксцентрика до точки соприкосновения его с изделием в мм;  
 $\varphi$  — угол трения между эксцентриком и изделием в град;  
 $\varphi_1$  — угол трения на оси эксцентрика в град;  
 $\alpha$  — угол подъема кривой эксцентрика в град.

Условие самоторможения эксцентрика определяется зависимостью:

$$\alpha_{\max} \leq (\varphi + \varphi_1).$$

Основные параметры круговых эксцентриков в зависимости от угла поворота эксцентрика

Схема положения эксцентрика	Угол поворота эксцентрика $\gamma$	Угол подъема эксцентрика $\alpha$	Расстояние от центра вращения эксцентрика до точки соприкосновения его с зубчаткой $\rho$	Ход эксцентрика $S$
	$\gamma = 0$	$\lg \alpha = 0$	$\rho = 0,5 D - e$	$S = 0$
	$0 < \gamma < 90^\circ$	$\lg \alpha = \frac{e \cos \beta}{0,5 D - e \sin \beta}$ $\beta = 90^\circ - \gamma$	$\rho = \frac{0,5 D - e \sin \beta}{\cos \alpha}$	$S = e(1 - \sin \beta)$
	$\gamma = 90^\circ$	$\lg \alpha_{max} = \frac{2e}{D}$	$\rho = \frac{0,5 D}{\cos \alpha}$	$S = e$

	$90^\circ < \gamma < 180^\circ$	$\operatorname{tg} \alpha = \frac{e \cos \beta}{0,5 D + e \sin \beta}$ $\beta = \gamma - 90^\circ$	$p = \frac{0,5 D + e \sin \beta}{\cos \alpha}$	$S = e(1 + \sin \beta)$
	$\gamma = 180^\circ$	$\operatorname{tg} \alpha = 0$	$p = 0,5 D + e$	$S = 2e$

Числовые значения основных

Диаметр эксцентрика $D$	Эксцентрик $e$ в мм	Характеристика $\frac{D}{e}$	Угол поворота								
			$\gamma=45^\circ$			$\gamma=60^\circ$			$\gamma=75^\circ$		
			$S$ в мм	$\alpha$	$W$ в кгс	$S$ в мм	$\alpha$	$W$ в кгс	$S$ в мм	$\alpha$	$W$ в кгс
32	1,7	18,80	0,50	4°39'	357	0,85	5°33'	329	1,26	6°01'	311
40	2,0	20	0,59	4°21'	290	1,00	5°13'	268	1,48	5°40'	253
50	2,5	20	0,73	4°21'	232	1,25	5°13'	214	1,85	5°40'	203
60	3,0	20	0,88	4°21'	193	1,40	5°13'	178	2,23	5°40'	168
65	3,5	18,55	1,03	4°42'	174	1,75	5°39'	163	2,60	6°06'	152
70	3,5	20	1,03	4°21'	163	1,75	5°13'	150	2,60	5°40'	145
80	4,0	20	1,18	4°21'	145	2,00	5°13'	134	2,97	5°40'	127
80	5,0	16,00	1,47	5°32'	137	2,50	6°34'	122	3,71	7°04'	115
100	5,0	20	1,47	4°21'	118	2,50	5°13'	108	3,71	5°40'	102
100	6,0	16,55	1,76	5°09'	111	3,00	6°17'	101	4,45	6°48'	96
120	6,0	20	1,76	4°21'	99	3,00	5°13'	90	4,45	5°40'	85
140	7,0	20	2,05	4°21'	85	3,50	5°13'	77	5,18	5°40'	73

\* При  $l=100$  мм и  $Q=15$  кгс.

При  $\varphi = \varphi_1 = 5^\circ 43'$  зависимость примет вид:

$$\alpha_{max} \leq 11^\circ 30'$$

Приняв  $\alpha_{max} = 8^\circ 30'$  с целью обеспечения запаса самоторможения, получим:

$$\operatorname{tg} \alpha_{max} = \frac{2e}{D} = 0,15,$$

откуда  $\frac{D}{e} = 13,3,$

где  $\frac{D}{e}$  — характеристика эксцентрика.

Таким образом, условие самоторможения кругового эксцентрика определяется зависимостью:

$$\frac{D}{e} \geq 14.$$

Все стандартные и нормальные эксцентрики — самотормозящие.

В табл. 100 приведены значения основных характеристик круговых эксцентриков и развиваемых ими усилий зажима при  $l=100$  мм и  $Q=15$  кгс. В случае пользования таблицей при

## параметров круговых эксцентриков\*

эксцентрика																	
$\gamma=90^\circ$			$\gamma=105^\circ$			$\gamma=120^\circ$			$\gamma=135^\circ$			$\gamma=150^\circ$					
S в мм	$\alpha$	W в кгс	S в мм	$\alpha$	W в кгс	S в мм	$\alpha$	W в кгс	S в мм	$\alpha$	W в кгс	S в мм	$\alpha$	W в кгс			
1,70	6°04'	302	2,14	5°42'	300	2,55	4°49'	310	2,90	4°02'	320	3,17	2°47'	344			
2,00	5°43'	247	2,52	5°23'	247	3,00	4°43'	251	3,41	3°46'	262	3,73	2°38'	279			
2,50	5°43'	197	3,15	5°23'	197	3,75	4°43'	201	4,27	3°46'	209	4,66	2°38'	223			
3,00	5°43'	164	3,77	5°23'	164	4,50	4°43'	167	5,12	3°46'	174	5,59	2°38'	186			
3,50	6°10'	148	4,40	5°46'	147	5,25	5°02'	151	5,97	4°06'	157	6,53	2°49'	168			
3,50	5°43'	141	4,40	5°23'	141	5,25	4°43'	143	5,97	3°46'	149	6,53	2°38'	159			
4,00	5°43'	123	5,03	5°23'	123	6,00	4°43'	125	6,82	3°46'	131	7,46	2°38'	140			
5,00	7°07'	114	6,29	6°40'	113	7,50	5°49'	116	8,53	4°38'	122	9,33	3°12'	132			
5,00	5°43'	99	6,29	5°23'	98	7,50	4°33'	100	8,53	3°46'	105	9,33	2°38'	111			
6,00	6°51'	93	7,55	6°24'	92	9,00	5°56'	92	10,24	4°28'	100	11,19	3°06'	105			
6,00	5°43'	82	7,55	5°23'	82	9,00	4°43'	84	10,24	3°46'	78	11,19	2°38'	93			
7,00	5°43'	71	8,82	5°23'	71	10,50	4°43'	72	11,95	3°46'	75	13,05	2°38'	80			

$l$  и  $Q$ , отличных от принятых, следует табличное значение усилия зажима  $W$  умножить на коэффициент, полученный от деления фактического значения  $l$  и  $Q$  на принятое.

Эксцентриситет  $e$  кругового эксцентрика выбирается по следующей зависимости:

$$e = \frac{\delta + \frac{W}{l} + (0,2 \div 0,4) \text{ мм}}{1 - \cos \gamma}$$

где  $\delta$  — допуск на размер обрабатываемой детали от ее установочной базы до места приложения усилия в мм;

$l$  — жесткость зажимного приспособления в кгс/мм;

$\gamma$  — допускаемый угол поворота эксцентрика в град.

У криволинейных эксцентриков обычно рабочий профиль очерчен по архимедовой спирали, вследствие чего они имеют постоянный угол подъема кривой и обладают постоянным усилием зажима и одинаковым тормозящим свойством в пределах всей рабочей зоны.

Угол подъема архимедовой спирали определяется по формуле:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{r \cdot \frac{2}{n}}$$

где  $r$  — начальный радиус эксцентрика в мм;  
 $\beta_n$  — угол между начальным и конечным радиусом эксцентрика;  
 $h$  — разность между начальным и конечным радиусом эксцентрика в мм

В целях обеспечения самоторможения угол подъема архимедовой спирали  $\alpha$  обычно принимают равным  $8^\circ 30'$ .

Тогда  $\operatorname{tg} \alpha = 0,15$  и  $h = 0,075D$  при  $\beta_n = 90^\circ$ , причем  $D = 2r$  — диаметр начальной окружности.

Усилие зажима криволинейным эксцентриком определяется по формуле:

$$W = \frac{Ql}{r_{\text{ср}} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi_1},$$

где  $r_{\text{ср}}$  — средний радиус эксцентрика в мм

## ПЛАСТИНЧАТЫЕ ПРУЖИНЫ

Пластинчатые (тарельчатые) пружины применяются в приспособлениях для центрирования и зажима по внутренней и наружной обработанной цилиндрической поверхности.

Пластинчатая пружина представляет собой вогнутую шайбу в виде усеченного конуса с несквозными прорезями. Приращение посадочного диаметра пластинчатых пружин при приложении осевого усилия составляет  $0,1—0,4$  мм в зависимости от размера пружины, при этом сохраняется строгая концентричность наружной и внутренней их поверхности, что позволяет применять их для центрирования и крепления деталей с цилиндрическими базовыми поверхностями, выполненными с точностью до 4-го класса.

Преимущества пластинчатых пружин состоят в том, что они:

а) обеспечивают точность центрирования до  $0,2—0,3$  мм при центрировании деталей с базовыми поверхностями, обработанными по 2-му классу точности;

б) позволяют центрировать и зажимать детали с базовым отверстием длиной до 8 мм;

в) требуют меньшего усилия зажима ввиду отсутствия трения скольжения между деталью и оправкой.

Расчет величины осевого усилия  $Q$  для сжатия одной пластинчатой пружины, обеспечивающего передачу необходимого крутящего момента  $M_k$ , производится по формуле:

$$Q = K \frac{M_k}{Rf} \operatorname{tg}(\beta - 2^\circ),$$

где  $R$  — радиус установочной поверхности в мм;

$\beta$  — угол прогиба пружины в свободном состоянии;

$f$  — коэффициент трения установочной поверхности пружины и детали ( $f \approx 0,1$ );

$K$  — коэффициент запаса ( $K \approx 1,3$ ).

Суммарную радиальную силу зажима детали  $W$  можно определить по формуле:

$$W = \frac{Q}{K \operatorname{tg}(\beta - 2^\circ)}$$

Пластинчатые пружины изготавливаются из стали марки 60С2А и подвергаются термообработке до твердости 40—45 HRC.

В табл. 101 приведены рекомендуемые размеры и силовые характеристики пластинчатых пружин. Весь ряд размеров построен с учетом того, что каждая пружина по наружному диаметру может быть уменьшена до соответствующего размера предыдущей, меньшей пружины, а по внутреннему — увеличена до размера последующей — большей.

Необходимое количество пружин в приспособлении определяется по формулам:

$$n = \frac{M_{\text{рез}} K'}{M_k}$$

где  $M_k$  — крутящий момент, передаваемый одной пружиной в кгс-м;  
 $M_{\text{рез}}$  — крутящий момент усилий резания в кгс-м;  
 $K'$  — коэффициент запаса ( $K' = 1,5 \div 2,5$ ).

Для получения требуемой концентричности установочной поверхности пластинчатых пружин относительно оси вращения рекомендуется шлифовать пластинчатые пружины, собранные на оправку с предварительным натягом. Величина натяга должна указываться на общих видах рабочих чертежей или оговариваться в технических требованиях.

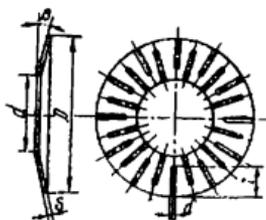
## МЕМБРАНЫ

Мембраны обеспечивают высокую точность центрирования. Они широко применяются при центрировании и зажиме деталей при чистовой обработке. Точность центрирования деталей с базовыми поверхностями по 2 и 3-му классам точности обеспечивается в пределах 0,01—0,02 мм, а деталей с базовыми поверхностями по 4 и 5-му классам точности — 0,03—0,06 мм.

Мембраны бывают чашечными и рожковыми. Зажим детали в мембране может осуществляться как силой упругости, так и с помощью винтового, пневматического и других приводов. Материал мембран — сталь 65Г с термообработкой до твердости 38—42 HRC для рожковых мембран и до твердости 45—55 HRC для чашечных мембран. При отсутствии стали 65Г допускается применение стали У8А.

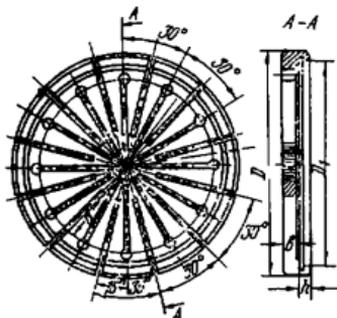
Основные размеры мембран приведены в табл. 102 и 103.

## Размеры и силовые характеристики пластинчатых пружин



Вид пластинчатой пружины	Внутренний диаметр $d$ в мм		Толщина $S$ в мм	Длина прореза $l$ в мм	Ширина прореза $a$ в мм	Количество прорезей	Угол прогиба пружины $\beta$ в град	Наибольший крутящий момент $M_k$ , передаваемый одной пружинной в кгс·м	Необходимое осевое усилие сжатия одной пружины $Q$ в кгс	Допускаемое отклонение посадочного диаметра/детали в мм
	Наружный диаметр $D$ в мм									
Узкая	15	37,0	0,75	6,5	1,5	18	10	0,270—0,480	70—100	0,18
	20	42,0	0,75	6,5	2	24	10	0,480—0,750	100—120	0,18
	25	47,0	0,75	6,5	2	24	10	0,750—1,080	120—140	0,18
	30	52,0	0,75	6,5	2	24	10	1,080—1,470	140—170	0,18
	35	57,0	0,75	6,5	2	24	10	1,470—1,900	170—190	0,18
	40	62,0	0,75	6,5	2	24	10	1,900—2,400	190—210	0,18
	45	67,0	0,75	6,5	2	24	10	2,400—3,000	210—240	0,18
	50	70,0	0,75	6,5	2	30	10	3,000—3,600	240—260	0,18
Широкая	45	75	1,00	9	2	30	12	3,14 — 3,90	285—315	0,25
	50	80	1,00	9	2	30	12	3,90 — 4,70	315—345	0,25
	55	85	1,00	9	2	30	12	4,70 — 5,60	345—380	0,25
	60	90	1,00	9	2	30	12	5,60 — 6,55	380—410	0,25
	65	95	1,00	9	2	30	12	6,55 — 7,50	410—440	0,25
	70	100	1,00	9	2	30	12	7,50 — 8,70	440—475	0,25
	75	105	1,00	9	2	36	12	8,70 — 10,00	475—505	0,25
	80	110	1,00	9	2	36	12	10,00 — 11,30	505—535	0,25
Особо широкая	100	140	1,25	11	3	40	12	15,2 — 16,6	625—650	0,3
	105	145	1,25	11	3	40	12	16,6 — 18,0	650—675	0,3
	110	150	1,25	11	3	40	12	18,0 — 19,6	675—700	0,3
	115	155	1,25	11	3	40	12	19,6 — 21,1	700—725	0,3
	120	160	1,25	11	3	40	12	21,1 — 22,8	725—750	0,3
	125	165	1,25	11	4	40	12	22,8 — 24,5	750—775	0,3
	130	170	1,25	11	4	48	12	24,5 — 26,2	775—800	0,3

## Основные размеры чашечных мембран в мм



Диаметр детали	$D'$	$D$	$d$	$h$	$b$
От 75 до 85	По заготовке	95	60	3—20	6
» 85 » 95	»	105	70	3—20	6
» 95 » 105	»	115	80	3—20	8
» 105 » 115	»	125	90	3—20	8

Порядок расчета мембран, обеспечивающих зажим детали силой упругости, следующий:

1. Определяется радиальное усилие на одном кулачке мембранного патрона, передающее крутящий момент  $M_{рез}$ ,

$$W = \frac{KM_{рез}}{nfr} \text{ кгс,}$$

где  $K$  — коэффициент запаса;

$n$  — число кулачков ( $n=6 \div 12$ );

$f$  — коэффициент трения базовой поверхности детали и кулачков ( $f=0,15 \div 0,18$ );

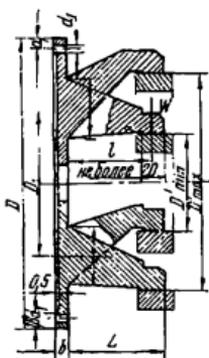
$r$  — радиус базовой поверхности детали для чашечных мембран или радиус основания рожек для рожковых мембран в мм.

2. Определяется величина момента, вызывающего изгиб диска мембраны

$$M_{из} = \frac{Wnl}{2\pi r} \text{ кгс}\cdot\text{мм,}$$

где  $l$  — расстояние от середины кулачков до средней плоскости мембраны в мм.

## Основные размеры рожковых мембран в мм



Толщина диска $b$	Вылет рожков $L$	Максимальный диаметр базовой поверхности $D_{max}$	Минимальный диаметр базовой поверхности $D_{min}$	Средний диаметр основания рожков $D_ср$
$b = 0,025 D$ при зажиме силой упругости				
$b = 0,03 D$ при зажиме винтом	$\frac{1}{3} D$	$< \frac{3}{4} D$	$\geq \frac{1}{3} D$	$\left( \frac{5}{12} \div \frac{7}{12} \right) D$
$b = 0,035 D$ при зажиме пневматикой				

Примечания: 1. Число винтов крепления мембран должно быть четным.

2. Отклонение толщины рожков должно быть не более 0,2 мм, а радиусов сопряжения рожков с диском — не более 0,25 мм.

3. Определяется радиус наружного контура мембраны  $D$  (исходя из конструктивных соображений).

4. Определяется отношение  $\frac{D}{2r}$  и момент  $M_3$  в долях от  $M_{из}$  ( $M_{из} = 1$ ):

$D/2r$	1,25	1,5	1,75	2,0	2,25	2,50	2,75	3,0
$M_3$	0,825	0,675	0,59	0,565	0,555	0,565	0,575	0,585

5. Определяется цилиндрическая жесткость мембраны

$$B = \frac{Eb^3}{12(1-\mu^2)},$$

где  $E$  — модуль упругости ( $E=2,1 \cdot 10^4$  кгс/см<sup>2</sup>),  $\mu=0,3$ .

6. Определяется угол  $\varphi$  разжима кулачков при закреплении детали с наименьшим предельным размером:

$$\varphi = \frac{M_3 r}{B(1+\mu)} \text{ рад.}$$

7. Определяется угол  $\varphi'$  максимального разжима кулачков:

$$\varphi' = \varphi + \frac{\delta}{2l} + \frac{\Delta}{2l} \text{ рад.}$$

где  $\delta$  — допуск на неточность изготовления обрабатываемой детали на базовой поверхности;

$\Delta$  — зазор между обрабатываемой деталью и кулачками до закрепления детали ( $\Delta=0,01 \div 0,03$  мм).

8. Определяется сила  $Q$ , необходимая для разжима кулачков:

$$Q = \frac{4\pi B \varphi'}{r \ln \frac{2r}{D}} \text{ кгс.}$$

## МЕХАНИЗМЫ С ПРИМЕНЕНИЕМ ГИДРОПЛАСТА

Принцип действия механизмов с использованием гидропласта основан на свойстве последнего равномерно передавать давление на все стенки полости. Гидропласт должен удовлетворять следующим требованиям:

а) не просачиваться в зазоры без специальных уплотняющих устройств;

б) равномерно и без заметных потерь передавать давления на значительные расстояния;

в) сохранять свойства с течением времени и в определенных интервалах температур и не вступать в реакцию с металлами.

В табл. 104 приведены основные свойства гидропластов марок СМ и ДМ, используемых в приспособлениях.

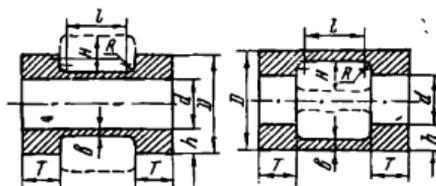
По схеме действия механизмы с применением гидропласта делятся на две группы: многозвенные, в которых гидропластическое давление передается системе скользящих плунжеров, и самоцентрирующее с упругой оболочкой в виде тонкостенной втулки.

Основные свойства гидропластов

Свойства гидропласта	Марка гидропласта	
	СМ	ДМ
Компоненты:		
полихлорвиниловая смола марки М	20%	10%
дибутилфталат (пластификатор)	78%	88%
стеарат кальция (стабилизатор)	2%	2%
Температура плавления	140°C	120°C
Рекомендуемый температурный режим работы	+5 ÷ +60	+20 ÷ +40°C
Величина зазора подвижных соединений, при которой начинается просачивание гидроп. аста при давлении в кгс/см <sup>2</sup> :		
125	0,03 мм	0,01 мм
300	0,03 мм	—
400	0,01 мм	—
500	0,01 мм	—
Уменьшение объема массы на каждые 100 кгс/см <sup>2</sup> давления	0,5%	0,5%
Рекомендуемое применение	В самоцентрирующих оправках при небольших перемещениях и давлений на передаче давления на небольшое расстояние	В многоместных приспособлениях при передаче давлений на большие расстояния через каналы небольшого сечения

Таблица 105

## Порядок расчета самоцентрирующих тонкостенных втулок



Определяемый параметр	Обозначение	Формула
Максимальный посадочный зазор между заготовкой и установочной поверхностью втулки до зажима	$\delta_{max}$	При зажиме по внутренней поверхности $\delta_{max} = D_{изд. max} - D_{вт. min}$ . При зажиме по наружной поверхности $\delta_{max} = D_{вт. max} - D_{изд. min}$

Определяемый параметр	Обозначение	Формула									
Допускаемое приращение диаметра втулки	$\Delta D$	$\Delta D = \frac{D \sigma_T}{E},$ <p>где <math>D</math>—номинальный диаметр втулки в мм;  <math>\sigma_T = 50 \div 70</math> кгс/мм<sup>2</sup>  <math>E = 21000</math> кгс/мм<sup>2</sup>          Для легированных сталей <math>\Delta D \approx 0,002 \div 0,0025</math> мм</p>									
Натяг при зажиме заготовки	$\delta$	$\delta = \Delta D - \delta_{max}$									
Толщина стенки установочной поверхности втулки	$b$	<p style="text-align: right;">(в мм)</p> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th style="width: 15%;"></th> <th style="width: 35%;"><math>D &lt; 50</math></th> <th style="width: 50%;"><math>D &gt; 50</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td style="text-align: center;"><math>l &gt; 0,5 D</math></td> <td style="text-align: center;"><math>0,015 D + 0,5</math></td> <td style="text-align: center;"><math>0,025 D</math></td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;"><math>l \leq 0,5 D</math></td> <td style="text-align: center;"><math>0,010 D + 0,25</math></td> <td style="text-align: center;"><math>0,02 D</math></td> </tr> </tbody> </table> <p><math>l</math>—длина тонкостенной части втулки</p>		$D < 50$	$D > 50$	$l > 0,5 D$	$0,015 D + 0,5$	$0,025 D$	$l \leq 0,5 D$	$0,010 D + 0,25$	$0,02 D$
	$D < 50$	$D > 50$									
$l > 0,5 D$	$0,015 D + 0,5$	$0,025 D$									
$l \leq 0,5 D$	$0,010 D + 0,25$	$0,02 D$									
Усилие зажима, противодействующее смещению заготовки	$P$	$P = 100 \frac{2b}{D} \sqrt{\frac{2b}{D}} \delta D \text{ кгс};$ <p style="text-align: center;"><math>b</math> и <math>D</math> в см, <math>\delta</math> в мкм</p>									
Передаваемый крутящий момент	$M_k$	$M_k = 100 D b \sqrt{\frac{2b}{D}} \delta \text{ кгс} \cdot \text{см};$ <p style="text-align: center;"><math>b</math> и <math>D</math> в см, <math>\delta</math> в мкм</p>									
Увеличение объема рабочей полости за счет приращения диаметра втулки	$\Delta V$	$\Delta V = \pi D L \frac{\Delta D}{2},$ <p>где <math>L</math>—длина рабочей поверхности втулки</p>									

Определяемый параметр	Обозначение	Формула
Уменьшение объема гидропластмассы за счет сжимаемости	$v$	$0,002 V$ , где $V$ —объем гидропластмассы в рабочей полости
Основные параметры элементов втулки:		
а) высота рабочей полости	$H$	$H \approx 2\sqrt[3]{D}$
б) ширина посадочного пояска	$T$	$T \approx 2,5\sqrt[3]{D}$
в) радиус закругления	$R$	$R \approx (0,03 \div 0,05) D$
г) диаметр отверстий для втулок с наружной установочной поверхностью	$d$	Для второго класса точности базовой поверхности детали $d = D - 2b - H - 2$ мм; для 3—4-го классов точности $d = D - 2b - H + 2$ мм
д) диаметр поясков для втулок с внутренней установочной поверхностью	$d$	Для 2-го класса точности базовой поверхности детали $d = D + 2b + H + 2$ мм; Для 3—4-го классов точности $d = D + 2b + H - 2$ мм
Диаметр нажимного плунжера	$d_1$	$d_1 = (1,5 \div 1,8)\sqrt{D}$
Длина рабочего хода нажимного плунжера	$L_1$	$L_1 = \frac{4(\Delta V + v)}{\pi d_1^2}$

При расчете многозвенного механизма с гидропластом уси-  
лие зажима, развиваемое рабочим плунжером, определяется  
по формуле:

$$W = Q \left( \frac{D}{d} \right)^2 \gamma - P \text{ кгс,}$$

где  $Q$  — исходная сила, развиваемая нажимным плунжером в кгс,  
 $D$  — диаметр рабочего плунжера в мм;  
 $d$  — диаметр нажимного плунжера в мм;  
 $\eta$  — к. п. д., равный 0,90—0,95;  
 $P$  — сопротивление возвратных пружин в кгс.

Величина перемещения нажимного плунжера определяется по формуле:

$$S_Q = S_W \eta \left( \frac{D}{d} \right)^2,$$

где  $S_Q$  — перемещение нажимного плунжера в мм;  
 $S_W$  — перемещение рабочего плунжера в мм;  
 $\eta$  — число рабочих плунжеров.

В приспособлениях типа оправок или патронов широко применяются тонкостенные втулки, установочная поверхность которых является одновременно и зажимающей, что обеспечивает высокую точность установки и сокращает затраты времени на закрепление детали.

Для изготовления втулок диаметром до 40 мм применяется сталь 40X с термообработкой до 35—40 HRC; при диаметре свыше 40 мм — сталь У7А с термообработкой до 33—36 HRC. Из легированных сталей применяются марки 30XГС, 12ХНЗА и др.

При изготовлении тонкостенных втулок должны быть соблюдены следующие технические условия:

а) допускаемая разностенность тонкостенной части втулки при  $D < 40$  мм должна составлять до  $\pm 0,03$  мм, при  $D > 40$  мм — до  $+0,05$  мм;

б) допускаемое биение установочной поверхности втулки относительно поверхности посадочных поясков и базовой поверхности приспособления должно быть не более 0,01 мм;

в) поверхности сопряжения должны обрабатываться с чистотой  $\nabla 8$ , полость втулки под гидропласт и каналы — с чистотой  $\nabla 6$ .

Сопряжение втулок с корпусом выполняется по легкопрессовой или прессовой посадке 2-го класса точности. Иногда втулки дополнительно крепятся к корпусу винтами.

В целях наиболее рационального использования упругих свойств тонкостенной втулки посадочную поверхность ее изготовляют по 2-му классу точности с посадками А для патрона и Д — для оправки.

Порядок расчета тонкостенных втулок приведен в табл. 105, а рекомендуемые для них размеры — в табл. 106.



## ПРИВОДЫ СТАНОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

## ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ПРИВОД

Пневматические приводы состоят из пневмодвигателя, пневматической аппаратуры и воздухопроводов.

Пневматические приводы подразделяются:

а) по виду пневмодвигателя — на поршневые и диафрагменные;

б) по схеме действия — на односторонние и двусторонние;

в) по методу компоновки с приспособлением — на встроены, прикрепленные и агрегатированные;

г) по виду установки — на стационарные и вращающиеся;

д) по количеству приводов — на одипарные и сдвоенные.

Преимущества пневматического привода состоят в:

а) быстроте действия (0,5—1,2 с);

б) постоянстве усилия зажима;

в) возможности регулировки усилий зажима;

г) простоте конструкции и эксплуатации;

д) независимости работоспособности от колебаний температуры окружающей среды.

Недостатками пневматического привода являются:

а) незначительная плавность перемещения рабочих органов, особенно при переменной нагрузке;

б) довольно низкое давление воздуха (4—6 ати), обуславливающее относительно большие размеры приводов для приложения значительных усилий.

*Пневматические поршневые приводы.* При расчете пневматических поршневых приводов на прочность определяются:

а) толщина стенок цилиндра;

б) количество и диаметр шпилек (болтов) для крепления крышек цилиндра;

в) диаметр резьбы на штоке цилиндра.

Обычно при расчете на прочность толщины стенок цилиндра получаются слишком незначительные размеры. Цилиндры с такими стенками не обладают достаточной жесткостью, необходи-

мой для эксплуатации. Рекомендуемые значения толщины стенок цилиндров приведены в табл. 107.

Внутренний диаметр шпилек (болтов) для крепления крышек рассчитывается по формуле:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4zQ}{\pi[\sigma_p]}} \text{ мм,}$$

где  $d_1$  — внутренний диаметр резьбы в мм;  
 $\alpha$  — коэффициент затяжки ( $\alpha \approx 2,25$ );  
 $Q$  — осевое усилие, действующее на шпильки (болты) в кгс;  
 $z$  — число шпилек (болтов);  
 $[\sigma_p]$  — допускаемые напряжения материала болта на растяжение (см. табл. 92) в кгс/мм<sup>2</sup>.

Рекомендуемые значения диаметра шпилек и их количества приведены в табл. 107.

Таблица 107

Параметры пневматических цилиндров

Параметры	Диаметр цилиндра $D$ в мм								
	50	60	75	100	125	150	200	250	300
Толщина стенки цилиндра в мм: для чугуна	6	8	8	10	12	12	14	16	16
для стали	4	4	5	6	6,5	7	7,5	9	10
Диаметр шпилек $d_1$ в мм	M8	M8	M10	M10	M12	M16	M20	M20	M24
Количество шпилек	4	4	4	4	4	4	4	4	4
Диаметр штока в мм	16	16	20	25	30	30	40	50	55
Диаметр резьбы на штоке в мм	M10	M10	M12	M16	M20	M20	M24	M30	M36

Внутренний диаметр резьбы на штоке рассчитывается по формуле:

$$d_2 = \sqrt{\frac{4zQ}{\pi[\sigma_p]}} \text{ мм,}$$

где  $d_2$  — внутренний диаметр резьбы на штоке в мм;  
 $\alpha$  — коэффициент затяжки ( $\alpha \approx 2,25$ ).

Рекомендуемые значения диаметра резьбы на штоке приведены в табл. 107.

Усилия на штоке поршневых приводов определяются по следующим формулам:

а) для привода одностороннего действия:  $Q = \frac{\pi}{4} D^2 p \eta - P$ ;

б) для привода двустороннего действия:

толкающее усилие  $Q = \frac{\pi}{4} D^2 p \eta$ ,

тянущее усилие  $Q' = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) p \eta$ ;

в) для двоспного привода:

толкающее усилие  $Q = \frac{\pi}{4} (2D^2 - d^2) p \eta$ ,

тянущее усилие  $Q' = \frac{\pi}{2} (D^2 - d^2) p \eta$ ,

где  $D$  — диаметр поршня пневмоцилиндра в см;

$p$  — давление сжатого воздуха в кгс/см<sup>2</sup>;

$\eta$  — к. п. д. ( $\eta \approx 0,85$ );

$P$  — сопротивление возвратной пружины при крайнем рабочем положении поршня в кгс;

$d$  — диаметр штока пневмоцилиндра в см.

В табл. 108—109 приведены значения усилия на штоке одинарных и двойных пневмоцилиндров при различных давлениях сжатого воздуха.

Время срабатывания поршневых пневмоприводов определяется по формуле:

$$t = 22,8 \cdot 10^{-6} \frac{cL}{\beta^2 \sqrt{\epsilon 1.43 - \epsilon 1.715}} \text{ с при } \epsilon > 0,528,$$

$$t = 84,4 \cdot 10^{-6} \frac{\epsilon L}{\beta^2} \text{ с при } \epsilon < 0,528,$$

где  $\epsilon = \frac{P_r}{\rho F \beta_1}$ ;

$P_r$  — приведенное усилие на штоке в начале движения (усилие сопротивления перемещению штока) в кгс;

$F$  — площадь поршня в см<sup>2</sup>;

$\beta_1$  — коэффициент, учитывающий трение между поршнем и цилиндром ( $\beta_1 \approx 0,92$ );

$p$  — давление воздуха в кгс/см<sup>2</sup>;

$L$  — длина хода поршня в см;

$$\beta = \frac{d_0}{D} \text{ — отношение диаметра воздухопровода } d_0 \text{ к диаметру цилиндра } D.$$

Время срабатывания пневмопривода может быть также определено по упрощенной формуле:

$$t = \frac{DL}{d_0^2 v} \text{ с,}$$

## Усилия на штоке

Диаметр поршня цилиндра $D$ в см	Диаметр штока пневмоцилиндра $d$ в см	Диаметр отверстия подвода воздуха в дюймах	Площадь в см <sup>2</sup>		Давление трогания с места без нагрузки в кгс/см <sup>2</sup>	Толкающее усилие при давлении		
			поршня	штоковой полости		1	2	3
5	1,6	К 1/4"	19,6	17,6	0,3	20*	39	59
						17**	33	50
6	1,6	К 1/4"	28,3	26,3	0,3	28	57	85
						24	48	72
7,5	2,0	К 3/8"	44,2	41,1	0,3	44	88	133
						37	74	112
10	2,5	К 3/8"	78,5	73,6	0,2	78	157	235
						66	132	200
12,5	3,0	К 1/2"	122,7	115,6	0,2	127	245	368
						104	208	312
15,0	3,0	К 1/2"	176,7	169,6	0,2	175	350	530
						150	300	450
20,0	4,0	К 3/4"	314,2	301,6	0,2	315	630	945
						268	535	800
25,0	5,0	К 3/4"	490,9	471,3	0,2	490	980	1475
						420	840	1260
30,0	5,5	К 1"	706,9	683,1	0,2	710	1415	2120
						600	1200	1800

\* Максимальное расчетное усилие на штоке без учета к. п. д. в кгс.

\*\* Расчетное усилие на штоке при к. п. д., равном 0,85 в кгс

где  $v$  — скорость протекающего воздуха ( $v=1500-2500$  см/с).Время срабатывания  $t$  поршневых пневмоприводов состоит из

$$t = t_0 + t_1 + t_2 + t_3,$$

где  $t_0$  — время срабатывания цилиндра, в течение которого давление в наполняемой полости изменяется от атмосферного до магистрального;

## одинарных цилиндров

левый цилиндр в кгс/см <sup>2</sup>			Тягущее усилие при давлении в цилиндре в кгс/см <sup>2</sup>					
4	5	6	1	2	3	4	5	6
78	98	118	18	35	53	70	88	106
66	83	100	15	30	45	60	75	90
113	141	170	26	53	79	105	131	158
96	120	144	22	45	67	89	110	135
177	221	265	41	82	123	164	205	247
150	188	225	35	70	105	140	175	210
314	392	471	74	147	221	294	368	442
268	332	400	63	125	188	250	312	368
491	613	736	116	231	347	462	578	694
216	520	625	98	196	295	392	490	590
705	880	1060	170	340	510	675	845	1020
600	750	900	145	290	435	580	725	870
1260	1570	1885	300	605	905	1205	1510	1810
1070	1535	1600	256	510	765	1020	1275	1530
1965	2455	2945	470	945	1415	1885	2350	2830
1680	2100	2520	400	800	1200	1600	2000	2400
2830	3535	4240	685	1360	2050	2730	3415	4100
2400	3000	3600	580	1160	1740	2320	2900	3480

- $t_1$  — время выстоя поршня — от момента открытия впускного канала воздухораспределителя до начала движения поршня;
- $t_2$  — время движения поршня;
- $t_3$  — время последствия — от момента окончания хода поршня до полного выравнивания давления в полости цилиндра с давлением в магистральном трубопроводе.

Усилия на штоке

Диаметр поршня цилиндра $D$ в см	Диаметр штока пневмоцилиндра $d$ в см	Диаметр отверстия для подвода воздуха в дюймах	Площадь полости в см <sup>2</sup>		Давление трогания с места без нагрузки в кгс/см <sup>2</sup>	Толкающее усилие при		
			толкающей	тянущей		1	2	3
5,0	1,6	К 1/4"	37,2	35,2	0,3	37*	74	111
						31**	63	94
6,0	1,6	К 1/4"	54,6	52,6	0,3	55	110	165
						46	93	140
7,5	2,0	К 3/8"	85,3	82,2	0,3	85	171	256
						72	145	218
10,0	2,5	К 3/8"	152,1	147,2	0,2	152	304	456
						129	258	378
12,5	3,0	К 1/2"	238,3	231,2	0,2	238	477	715
						202	405	610
15,0	3,0	К 1/2"	346,3	339,2	0,2	345	690	1030
						284	590	885
20,0	4,0	К 3/4"	615,8	603,2	0,2	616	1230	1840
						525	1050	1570
25,0	5,0	К 3/4"	962,2	942,6	0,2	960	1920	2880
						817	1635	2450
30,0	5,5	К 1"	1490,0	1366,2	0,2	1490	2980	4470
						1270	2540	3800

\* Максимальное расчетное усилие на штоке без учета к. п. д. в кгс.

\*\* Расчетное усилие на штоке при к. п. д., равном 0,85, в кгс.

Расход сжатого воздуха за 1 час работы пневмопривода определяется по формулам:

- а) для цилиндров одностороннего действия  $W = Vn$  см<sup>3</sup>/час;  
 б) для цилиндров двустороннего действия  $W = (V + V_1)n$  см<sup>3</sup>/час,

где  $V$  — объем рабочей полости цилиндра в см<sup>3</sup>;

$V_1$  — объем рабочей полости со стороны штока в см<sup>3</sup>;

$n$  — число рабочих ходов поршня в час.

## сдвоенных цилиндров

давления в цилиндре в кгс/см <sup>2</sup>			Тянущее усилие при давлении в цилиндре в кгс/см <sup>2</sup>					
4	5	6	1	2	3	4	5	6
148	185	222	35	70	105	140	175	210
126	157	188	30	59	89	119	149	178
220	275	330	53	106	159	212	265	318
187	244	280	45	90	135	180	225	270
342	427	512	82	164	246	328	410	492
290	362	435	70	139	209	278	348	420
608	750	912	147	294	441	584	735	882
518	645	775	125	250	375	495	625	750
954	1192	1430	231	462	693	924	1155	1386
810	1015	1230	196	392	590	785	980	1180
1380	1730	2080	230	670	1010	1350	1695	2030
1180	1470	1770	280	575	865	1150	1440	1720
2460	3080	3690	605	1200	1800	2410	3010	3610
2100	2620	3140	510	1020	1535	2050	2560	3070
3848	4810	5770	945	1880	2829	3770	4715	5650
3270	4100	4900	800	1600	2400	3200	4000	4800
5960	7450	8940	1360	2730	4090	5460	6830	8190
5050	6340	7600	1160	2320	3480	4650	5800	6950

Диаметр воздухопровода может быть определен по выше-приведенным формулам для определенного времени срабатывания при предварительно заданных  $t$ ,  $D$ ,  $p$ ,  $P_r$  и  $\beta$ .

Диаметр воздухопровода может быть также определен по упрощенной формуле:

$$d_0 = 2 \sqrt{\frac{V'}{\pi \cdot v t'}} \text{ см,}$$

где  $V'$  — объем сжатого воздуха, проходящего по воздухопроводу за один рабочий ход в см<sup>3</sup>;  
 $v$  — скорость протекающего воздуха (обычно  $v=1500-2500$  см/с);  
 $t'$  — время, необходимое для заполнения полости пневмосети.

Падение давления  $\Delta p$  в пневмосети определяется по формуле:

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d_0} v^2 \gamma \text{ кгс/см}^2,$$

где  $\lambda$  — коэффициент сопротивления (табл. 110);  
 $l$  — расчетная длина воздухопровода, равная сумме длин труб и эквивалентных длин местных сопротивлений в пог. м прямой трубы (значения эквивалентных длин приведены в табл. 110);  
 $d_0$  — диаметр воздухопровода в мм;  
 $v$  — скорость протекающего воздуха в м/с;  
 $\gamma$  — плотность сжатого воздуха в кгс/см<sup>3</sup> (при  $p=4-6$  кгс/см<sup>2</sup>  $\gamma=5,15-6,45$  кг/м<sup>3</sup>).

Таблица 110

Значения коэффициента сопротивления  $\lambda$  и эквивалентных длин местных сопротивлений для определения падения давления в сети

Коэффициент сопротивления $\lambda$		
Расход воздуха в кг/ч	Диаметр трубы в мм	
	20	30
100	$2,082 \times 10^{-7}$	$2,103 \times 10^{-7}$
200	$1,879 \times 10^{-7}$	$1,898 \times 10^{-7}$
400	$1,696 \times 10^{-7}$	$1,713 \times 10^{-7}$
800	$1,528 \times 10^{-7}$	$1,546 \times 10^{-7}$

Эквивалентные длины местных сопротивлений в пог. м		
Вид местного сопротивления	Диаметр трубы в мм	
	20	30
Колено гнутое под 90°	0,9	1,0
Колено гнутое под 90° с фланцевым соединением	1,3	1,5
Тройник	2,2	2,5
Вентиль	5,5	6,0
Обратный клапан	1,3	1,5

Основные виды применяемых уплотнений для поршней я штоков приведены в табл. 111, размеры уплотнительных манжет для пневматических цилиндров по ГОСТ 6678—72 — в табл. 112, а размеры канавок под эти манжеты — в табл. 113.

## Уплотнения для поршней и штоков

Манжеты по ГОСТ 6678—72	Манжеты по ГОСТ 6869—64	Кольца резиновые по ГОСТ 9833—73
<p>Применяются в пневматических устройствах для уплотнения штоков и цилиндров, работающих при давлении от 0,05 до 10 кгс/см<sup>2</sup> при скорости возвратно-поступательного движения до 1 м/с и температуре от —65 °С до +150 °С</p> <p>Для нормальной работы манжеты и уплотняемые поверхности должны быть смазаны путем подачи распыленного масла сжатым воздухом</p> <p>Рабочие поверхности цилиндров и штоков должны иметь шероховатость не ниже <math>\nabla 7</math></p>	<p>Применяются в гидравлических цилиндрах при давлении до 320 кгс/см<sup>2</sup> и температуре от —35 °С до +80 °С</p> <p>Рабочие поверхности цилиндров и штоков должны иметь шероховатость не ниже <math>\nabla 7</math></p>	<p>Применяются в гидравлических и пневматических устройствах для подвижных и неподвижных соединений</p> <p>При радиальных зазорах свыше 0,02 мм в подвижных соединениях при давлении свыше 100 кгс/см<sup>2</sup> в неподвижных соединениях — при давлении свыше 200 кгс/см<sup>2</sup> и при пульсирующем давлении свыше 100 кгс/см<sup>2</sup> следует применять защитные шайбы</p> <p>Рабочие поверхности цилиндров и штоков должны иметь шероховатость не ниже <math>\nabla 10</math></p>

Размеры уплотнительных резиновых манжет для пневматических устройств в мм (извлечение из ГОСТ 6678—72)

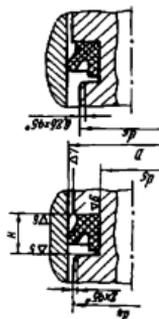
D	Манжеты для уплотнения цилиндра					Манжеты для уплотнения штока									
	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	d <sub>2</sub>	d <sub>1</sub>	d <sub>4</sub>	H <sub>1</sub>	H	d	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>	H	H <sub>1</sub>
20	21	17,5	14,0	9,5	10,5	3,5	4,0	10	9,0	12	21,0	19	15,5	5,0	4,5
25	26	22,0	18,0	13,0	14,0	4,5	5,0	12	11,0	14	23,0	21	17,5	5,0	4,5
40	41	36,0	31,5	25,0	27,0	5,5	6,0	18	17,0	20	31,0	29	24,5	6,0	5,5
50	50	45,0	40,0	33,0	35,0	6,0	6,5	20	19,0	22	33,5	31	26,5	6,0	5,5
60	60	55,0	50,0	43,0	45,0	6,0	6,5	25	24,0	27	38,5	36	31,5	6,0	5,5
70	70	65,0	60,0	53,0	55,0	6,0	6,5	28	27,0	30	41,5	39	34,5	6,0	5,5
80	80	74,0	69,0	62,0	64,0	6,0	6,5	32	31,0	34	45,5	43	38,5	6,0	5,5
100	100	94,0	89,0	82,0	84,0	6,0	6,5	40	38,5	42	53,5	51	46,5	6,0	5,5
125	124	118,0	112,5	105,0	107,0	6,0	7,0	45	43,5	48	60,5	58	53,0	7,0	6,0
200	199	192,0	186,5	178,0	181,0	6,0	7,0	50	48,5	53	65,5	63	58,0	7,0	6,0
250	249	241,0	235,0	225,0	229,0	7,0	8,0	60	58,0	63	75,5	73	68,0	7,0	6,0
320	319	311,0	305,0	295,0	299,0	7,0	8,0	100	98,0	103	115,5	113	108,0	7,0	6,0

Размеры канавок под резиновые уплотнительные манжеты для пневматических устройств (извлечение из ГОСТ 6678—72)

D	Изменение 1				Изменение 2				H
	$d_s$	$d_a$	$d$	$D_s$	$d_s$	$d_a$	$d$	$D_s$	
20	11,5	19,4	10	20	4,4	14,5	10,4	20	5,5
25	15,0	24,4	12	22	5,5	19,3	12,4	22	5,5
40	28,0	39,3	18	30	6,6	32,3	18,4	30	6,6
50	37,0	49,3	20	32	6,6	42,5	20,4	32	6,6
60	47,0	59,3	25	37	7,2	52,5	25,4	37	6,6
70	57,0	69,3	28	40	7,2	62,5	28,4	40	6,6
80	67,0	79,3	32	44	7,2	72,5	32,4	44	6,6
100	87,0	99,3	40	52	7,2	92,5	40,4	52	6,6
125	112,0	124,0	45	59	7,7	117,5	45,8	59	7,7
200	186,0	199,0	50	64	8,8	191,5	50,8	64	7,7
250	234,0	248,8	60	74	8,8	239,5	60,8	74	7,7
320	304,0	318,8	100	114	8,8	309,5	100,8	114	7,7

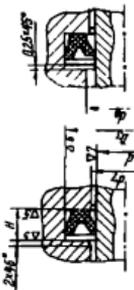
Канавки под манжеты для уплотнения цилиндра

Изменение 1



Канавки под манжеты для уплотнения штока

Изменение 2



К пневматическим цилиндрам предъявляются следующие основные технические требования:

1) герметичность при давлении сжатого воздуха в  $6 \text{ кгс/см}^2$ . Утечки воздуха через тела крышек, по резьбам и стыкам, а также через уплотнения поршня и штока не допускаются;

2) проверка на прочность при давлении  $9 \text{ кгс/см}^2$ . Наружные утечки не допускаются;

3) испытание на работоспособность. Перемещение штока из одного крайнего положения в другое в диапазоне рабочих давлений от 2 до  $6 \text{ кгс/см}^2$  должны осуществляться плавно, без рывков и заеданий;

4) не превышение давления трогания с места без нагрузки по сравнению с указанным в табл. 108—109;

5) очистка всех воздушных каналов перед сборкой и проверка на проходимость;

6) достижение усилия, развиваемого поршнем цилиндра во время его перемещения при давлении в  $6 \text{ кгс/см}^2$ , составляющее не менее 85% от максимального расчетного;

7) смазка при сборке трущихся поверхностей;

8) работа без потери герметичности:

а) для цилиндров с уплотнением поршня манжетами не менее 400 000 двойных ходов при длине хода, равной двум диаметрам цилиндра;

б) для цилиндров с уплотнением поршня кольцами круглого сечения не менее 150 000 двойных ходов.

При монтаже и эксплуатации пневматических цилиндров необходимо соблюдать следующие условия:

1) цилиндры должны быть надежно закреплены на месте их установки;

2) все виды крепления цилиндров, кроме шарнирного, следует осуществлять при помощи болтов или шпилек, которые должны быть равномерно затянуты;

3) при монтаже нужно тщательно соблюдать параллельность оси цилиндра к направляющим движения рабочего органа;

4) цилиндр присоединяется к пневматической системе трубопроводами, диаметр которых соответствует диаметру рабочих отверстий в крышках цилиндра для подвода сжатого воздуха;

5) трубопровод перед монтажом должен быть тщательно очищен и продут сжатым воздухом;

6) при монтаже трубопровода необходимо предусматривать уклон для стока конденсата. Следует избегать «воздушных мешков», где может скапливаться конденсат. Присоединение труб к цилиндру нужно осуществлять по возможности снизу;

7) для надежной работы цилиндра сжатый воздух необходимо очистить от влаги, загрязнений и насыщать распыленным маслом;

8) шток цилиндра должен быть защищен от ударов. В процессе эксплуатации на шток не должна действовать поперечная нагрузка, а также попадать абразивная пыль, грязь, стружка и т. д.;

9) перед длительной остановкой цилиндр необходимо обильно смазывать.

**Пневматические диафрагменные приводы.** Рекомендуемые параметры диафрагменных пневмокамер приведены в табл. 114.

Таблица 114

Параметры диафрагменных пневмокамер

Расчетный диаметр диафрагмы $D$ в мм		125	160	200	250	320	400
Толщина диафрагмы $t$ в мм		3-4	3-4	4-5	5-6	6-8	8-10
Диаметр опорной шайбы $d$ в мм	для резинотканевых диафрагм $d \approx 0,7 D$	88	115	140	175	225	280
	для резиновых диафрагм $d \approx D - 2t - (2 \div 4)$ мм	115	150	185	235	300	37

5

Величина усилия на штоке диафрагменных пневмокамер изменяется по мере движения штока и зависит от расчетного диаметра  $D$ , толщины диафрагмы  $t$ , материала и конструкции диафрагмы, а также от диаметра опорной шайбы. Обычно вы-

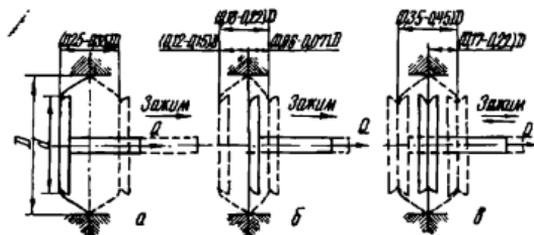


Рис. 6. Рациональные длины ходов штока пневматического диафрагменного привода при:

а — тарельчатой резинотканевой диафрагме; б — плоской резинотканевой диафрагме; в — плоской резиновой диафрагме.

бирается такая длина хода штока, при которой не происходит резкого изменения усилия на штоке. Для диафрагм с рекомендуемыми параметрами рациональные длины ходов см. на рис. 6.

Приближенный расчет усилия  $Q$  на штоке пневмокамер двустороннего действия приведен в табл. 115.

Усилия  $Q$  на штоке диафрагменных пневмокамер двустороннего действияа) формулы расчета усилия  $Q$ 

Параметры	Тип диафрагмы	
	Резинотканевые	Резиновые
Положение диафрагмы	в исходном положении	
	при ходе $0,3D$ для тарельчатых и $0,07D$ для плоских диафрагм	в исходном положении
Диаметр опорной шайбы $d$	$d \approx 0,7D$	$d \approx D - 2t - (2 \div 4) \text{ мм}$
Расчетная формула усилия на штоке $Q$	$Q = \frac{\pi}{16} (D + d)^2 p$	$Q = \frac{\pi}{4} d^2 p$
		$Q = -\frac{0,9\pi}{4} d^2 p$

## б) расчетные усилия

Диаметр диафрагмы $D$ в см	Усилие на штоке $Q$ в кгс при $p=4$ кгс/см <sup>2</sup>		
	12,5	355	265
16,0	580	435	800
20,0	910	680	1250
25,0	1415	1065	1960
32,0	2320	1740	3210
40,0	3630	2720	5020

Для определения усилия на штоке диафрагменных пневмокамер одностороннего действия из приведенных в табл. 115 величин следует вычесть значения усилия возвратной пружины.

## ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД

Гидравлический привод обычно состоит из гидравлической установки, включающей электродвигатель с пусковой аппаратурой, насос, резервуар для масла, аппаратуру управления и регулирования, гидроцилиндры и трубопроводы. На рис. 7 представлена схема гидравлической установки.

Преимуществом гидравлического привода является возможность получения больших усилий при малых размерах привода и бесступенчатого регулирования усилие зажима и скоростей перемещения.

К недостаткам гидравлического привода относятся:

а) утечки жидкости, ухудшающие характеристики работы гидропривода;

б) изменение свойств рабочей жидкости в зависимости от температуры, приводящее к изменению характеристик работы гидропривода;

в) довольно высокая стоимость;

г) необходимость более квалифицированного обслуживания.

**Насосы.** В гидравлических установках стационарных приспособлений широко используются шестеренчатые, лопастные и эксцентриковые поршневые насосы.

Основные характеристики насосов приведены в табл. 116. Требуемая производительность насоса определяется по формуле:

$$Q = \frac{PL}{1000 t p \eta_1} \text{ л/мин,}$$

где  $P$  — требуемое усилие на штоке гидроцилиндра в кгс;  
 $L$  — ход поршня гидроцилиндра в см;  
 $t$  — время рабочего хода поршня гидроцилиндра в мин;  
 $p$  — давление масла в кгс/см<sup>2</sup>;  
 $\eta_1$  — объемный к. п. д. гидросистемы, учитывающий утечки масла.

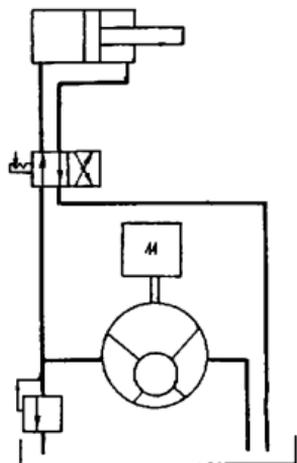


Рис. 7. Схема гидравлической установки.

## Основные характеристики насосов

Вид насоса	Исполнение насоса	Тип (шифр) насоса	Производительность в л/мин	Наибольшее рабочее давление в кг/см <sup>2</sup>	Число оборотов привального вала в об/мин
Лопастные	Фланцевый, нерегулируемый, с постоянным направлением потока масла	Г12-21А	5	63	960
		Г12-21	8	63	960
		Г12-22А	12	63	960
		Г12-22	18	63	960
		Г12-23А	25	63	960
	Фланцевый, повышенной долговечности, нерегулируемый, с постоянным направлением потока масла	Г12-31А	5	63	960
		Г12-31	8	63	960
		Г12-32А	12	63	960
		Г12-32	18	63	960
		Г12-33А	25	63	960
	Фланцевый, нерегулируемый, с постоянным направлением потока масла	Г12-24А	50	63	960
		Г12-24	70	63	960
		Г12-25А	100	63	960
	На кронштейне, нерегулируемый, с постоянным потоком масла	Г12-25	140	63	960
		Г12-26А	200	63	960
	Малогабаритный, фланцевый, нерегулируемый, с постоянным потоком масла	Г12-41Б	3	63	1450
		Г12-41А	5	50	1450
		Г12-41	8	50	1450
Г12-42А		12	50	1450	
Шестеренные	—	Г11-11А, БГ11-11А	5	5	1450
		Г11-11, БГ11-11	8	5	1450
		Г11-24А, БГ11-24А	50	25	1450
		Г11-24, БГ11-24	70	25	1450
		Г11-25А, БГ11-25А	100	25	1450
		Г11-25, БГ11-25	125	25	1450

Вид насоса	Исполнение насоса	Тип (шифр) насоса	Производительность в л/мин	Наибольшее рабочее давление в кг/см <sup>2</sup>	Число оборотов приводного вала в об/мин
Эксцентрикковые поршневые	—	H400-E	5	200	1500
		H401-E	18	320	1500
		H403-E	35	320	1500
		H450, УН450	3	500	1000
		H451A, УН451	8	500	1000
		H451, УН451A	5	500	1000

Требуемая мощность для привода насоса определяется по формуле:

$$N_{\text{прив}} = \frac{pQ}{612\eta_2} \text{ кВт},$$

где  $\eta_2$  — общий к. п. д. насоса,  $\eta_2 = \eta_0 \cdot \eta_{\text{мех}}$ ;  
 $\eta_0$  — объемный к. п. д. насоса;  
 $\eta_{\text{мех}}$  — механический к. п. д. насоса.

**Гидроцилиндры.** Усилия на штоке поршневых гидроцилиндров рассчитываются по следующим формулам:

$$a) \text{ тянущее усилие } P = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) p \eta \text{ кгс};$$

$$b) \text{ толкающее усилие } P = \frac{\pi}{4} D^2 p \eta \text{ кгс},$$

где  $D$  — диаметр поршня в см;  
 $d$  — диаметр штока в см;  
 $p$  — давление масла в гидросистеме в кгс/см<sup>2</sup>;  
 $\eta$  — к. п. д. гидроцилиндра.

В табл. 117 приведены значения усилий  $P$  на штоке гидроцилиндров при различных давлениях масла в гидросистеме.

Толщина стенки гидроцилиндров на прочность рассчитывается по формуле:

$$S \geq \frac{pD}{2[\sigma_p]} \text{ см},$$

где  $[\sigma_p]$  — допускаемое напряжение растяжения, с учетом запаса прочности, для стали  $[\sigma_p] = 500-600$  кгс/см<sup>2</sup>.

## Основные параметры гидроцилиндров

Диаметр цилиндра $D$ в см <sup>2</sup>	Диаметр штока $d$ в см	Площадь		Максимальное расчетное усилие на штоке (без учета к.п.д.)					Коэффициент полезного действия цилиндра при уплотнении пакжетами			
		поршня в см <sup>2</sup>	штоковой полости в см <sup>2</sup>	Толкающее усилие при давлении в цилиндре в кгс/см <sup>2</sup>								
				25	50	75	100	25		50	75	100
4	2	12,57	9,43	315	630	945	1260	235	470	700	940	0,90
5	2,5	19,64	14,73	490	980	1470	1960	370	735	1105	1470	0,90
6	3	28,27	21,20	710	1415	2125	2830	530	1060	1590	2120	0,90
7	3,5	38,46	28,84	960	1925	2890	3850	720	1440	2160	2880	0,92
8	4	50,27	37,70	1255	2515	3775	5030	945	1885	2830	3770	0,92
9	4	63,62	51,05	1590	3180	4770	6360	1275	2550	3825	5100	0,92
10	5	78,54	58,90	1960	3925	5885	7850	1475	2945	4420	5890	0,92
11	5	95,25	76,61	2380	4760	7140	9520	1915	3830	5745	7660	0,92
12,5	6	122,20	94,00	3055	6110	9165	12220	2350	4700	7050	9400	0,92
14	7	153,94	115,46	3850	7695	11545	15390	2890	5775	8665	11550	0,95
16	8	201,06	150,79	5025	10055	15085	20110	3770	7540	11310	15080	0,95
18	8	254,50	204,23	6360	12725	19085	25450	5105	10210	15315	20420	0,95
20	10	314,16	235,62	7855	15710	23665	31420	5890	11780	17670	23560	0,95
22	11	380,05	285,02	9500	19000	28500	38000	7125	14250	21375	28500	0,95

Примечания: 1. Действительное усилие на штоке равно расчетному, умноженному на коэффициент полезного действия. 2. К. п. д. цилиндра при уплотнении кольцами равен приблизительно 0,97

Время срабатывания гидроцилиндра может быть определено по упрощенной формуле:

$$t = \frac{\pi D^2 L}{4 \cdot 10^8 Q} \text{ мин.}$$

где  $D$  — диаметр цилиндра в см;  
 $L$  — длина хода в см;  
 $Q$  — производительность насоса в л/мин.

**Трубопроводы.** Для гидросистем, работающих с давлением до 100 кгс/см<sup>2</sup>, применяются стальные бесшовные трубы по ГОСТ 8734—58.

Рекомендуемые диаметры трубопроводов приведены в табл. 118. Радиусы изгиба стальных бесшовных, медных и латунных труб должны быть не менее  $(2,5 \div 2,75) d_n$ , где  $d_n$  — наружный диаметр трубы.

Таблица 118

Диаметры трубопроводов

Допускаемые потери давления на всей длине трубы $\Delta p$ в кгс/см <sup>2</sup>	Внутренний диаметр $d$ в мм																						
	до 0,5	до 1,0	до 1,5	до 2	до 3	до 4																	
Длина трубы $l$ в м	0,5	0,8	1	1,2	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	6	7	8	9	10	12	15	20	25	30	
Расход масла $Q$ в л/мин																							



В качестве трубопроводов применяются гибкие армированные шланги. При эксплуатации и монтаже необходимо избегать скручивания шлангов. Радиус изгиба шланга не должен быть меньше  $10 d_v$ , где  $d_v$  — внутренний диаметр шланга.

Внутренний диаметр трубопровода может быть определен по формуле:

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{Q}{v}} \text{ мм,}$$

где  $Q$  — количество масла, протекающего по трубопроводу в л/мин;  
 $v$  — скорость перемещения масла по трубопроводу в м/с (для нагнетающих трубопроводов  $v=4$  м/с, для всасывающих  $v=1,5$  м/с).

Необходимая толщина стенки трубопровода определяется по формуле:

$$S \geq \frac{pd}{2[\sigma_p]} \text{ см.}$$

При испытании трубопроводы должны выдерживать, не давая течы, давление

$$p = \frac{2S[\sigma_p]'}{d} \text{ кгс/см}^2,$$

где  $[\sigma_p]'$  — допускаемое напряжение в кгс/см<sup>2</sup>, равное 35% предела прочности при растяжении, либо 1000 кгс/см<sup>2</sup> для стальных труб, поставляемых без нормированных механических свойств и химического состава.

Допускаемые значения внутреннего рабочего давления для стальных бесшовных холоднотянутых труб приведены в табл. 119.

Таблица 119

Допускаемое внутреннее рабочее давление для стальных бесшовных холоднотянутых труб

Наружный диаметр в мм	Внутреннее рабочее давление в кгс/см <sup>2</sup> при толщине стенки в мм												
	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0
5	128	154	203	256	308	360	410	—	—	—	—	—	—
8	80	96	128	160	192	224	256	289	320	350	400	450	—
10	64	77	102	128	154	179	205	230	256	282	320	358	384
12	53	64	85	106	128	150	171	192	213	234	266	300	320
14	46	55	73	92	110	128	146	165	183	200	228	256	274
16	40	48	64	80	96	112	128	144	160	176	200	224	240
18	36	43	57	71	85	100	114	128	142	156	178	199	213
20	32	38	51	64	77	90	102	115	128	141	160	180	192
22	29	35	47	58	70	82	93	105	116	128	145	163	174
25	26	31	41	51	61	72	82	92	102	113	128	144	158
28	23	27	37	46	55	64	73	82	91	101	114	128	137
30	21	26	34	43	51	60	68	77	85	94	106	120	128

**Уплотнения.** Тип уплотнения для гидроцилиндров можно ориентировочно выбрать по табл. 111. В качестве уплотнений для гидроцилиндров в основном применяются манжеты V-образного сечения и кольца круглого сечения из маслостойкой резины, основные параметры которых приведены в табл. 120--122. В табл. 123 приведены допускаемые отклонения диаметров уплотняемых деталей.

Таблица 120

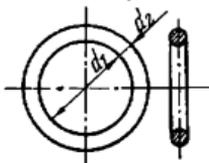
Размеры V-образных резиновых манжет в мм  
(извлечение из ГОСТ 6969—54)



Диаметры уплотняемых деталей		B	H	d <sub>1</sub>	D <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	D <sub>2</sub>	h
d	D							
20	32	6	6	20,6	31,4	18,2	33,8	3
25	45	10	10	26	44	22	48	5
40	60	10	10	41	59	37	63	5
50	70	10	10	51	69	47	73	5
65	85	10	10	66	84	62	88	5
80	110	15	15	81,5	108,5	75,5	114,5	7,5
100	130	15	15	101,5	128,5	95,5	134,5	1,5
150	180	15	15	151,5	178,5	145,5	184,5	7,5
200	240	20	20	202	238	194	246	10
250	290	20	20	252	288	244	286	10
300	340	20	20	302	338	294	346	10

Таблица 121

Размеры резиновых колец для уплотнения подвижных и неподвижных соединений в мм (извлечение из ГОСТ 9833--73)



Диаметры уплотняемых деталей		d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>
D	d		
20	16	15,6	2,5
25	20	19,5	3,0

Диаметры уплотняемых деталей		$d_1$	$d_2$
$D$	$d$		
30	25	24,5	3,0
40	32	31,0	4,6
50	42	41,0	4,6
60	50	49,0	5,8
70	60	59,0	5,8
80	70	58,5	5,8
100	90	88,5	5,8
150	140	137,5	5,8

Таблица 122

Канавки под уплотнительные кольца для подвижных и неподвижных радиальных соединений (извлечение из ГОСТ 9833—73) (в мм)

		Диаметры уплотняемых деталей					
Цилиндр $D$	Шток $d$	Для подвижных соединений			Для неподвижных соединений		
		$D_1$	$D_2$	$b$	$D_1'$	$D_2'$	$b$
20	16	16	20	3,3	16,3	19,7	3,6
25	20	20	25	3,7	20,3	24,7	4,0
30	25	25	30	3,7	25,3	29,7	4,0
40	32	32	40	5,2	32,6	39,4	5,6
50	42	42	50	5,2	42,6	49,4	5,6
60	50	50	60	6,5	50,8	59,2	7,0
70	60	60	70	6,5	60,8	69,2	7,0
80	70	70	80	6,5	70,8	79,2	7,0
100	90	90	100	6,5	90,8	99,2	7,0
150	140	140	150	6,5	140,8	149,2	7,0

Таблица 123

Допускаемые отклонения диаметров уплотняемых деталей (отверстий и валов) в зависимости от величины давления и типа соединения (по ГОСТ 9833—73)

Диаметр детали в мм	Давление в кгс/см <sup>2</sup>											
	до 50		св. 50 до 100		св. 100 до 200		св. 200 до 400			св. 400 до 600		
	Вид соединения											
подвижное		неподвижное		подвижное		неподвижное		подвижное		неподвижное		
Посадки												
отверстие	вал	отверстие	вал	отверстие	вал	отверстие	вал	отверстие	вал	отверстие	вал	
От 10 до 18	X <sub>3</sub>	A <sub>3a</sub>	X <sub>3</sub>	A <sub>3a</sub>	X <sub>3</sub>	A <sub>3a</sub>	X <sub>3</sub>	A <sub>3a</sub>	X <sub>3</sub>	A <sub>3a</sub>	X <sub>3</sub>	
												X
Св. 18 » 30	X <sub>3</sub>	A <sub>3a</sub>	X <sub>3</sub>	A <sub>3a</sub>	X <sub>3</sub>	A <sub>3a</sub>	X <sub>3</sub>	A <sub>3a</sub>	X <sub>3</sub>	A <sub>3a</sub>	X <sub>3</sub>	
» 30 » 50	X	A <sub>3</sub>	X	A <sub>3</sub>	X	A <sub>3</sub>	X	A <sub>3</sub>	X	A <sub>3</sub>	X	
» 50 » 80	X	A <sub>3</sub>	X	A <sub>3</sub>	X	A <sub>3</sub>	X	A <sub>3</sub>	X	A <sub>3</sub>	X	
» 80 » 120												Д
» 120 » 180	Д	A	C <sub>3</sub>	A	Д	A <sub>3</sub>	C <sub>3</sub>	A	Д	A <sub>3</sub>	C <sub>3</sub>	
» 180 » 400												Д

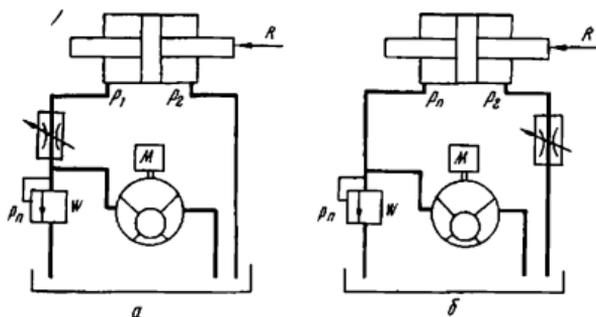


Рис. 8. Схемы простого дросселирования:  
а — на входе; б — на выходе.

**Гидроаккумуляторы.** Толщина стенок цилиндра аккумулятора определяется по формуле:

$$S = \frac{D}{2} \sqrt{\frac{[\sigma_r] + p_{max}(1 - 2\mu)}{[\sigma_p] - p_{max}(1 + \mu)}} - 1 \text{ см,}$$

где  $D$  — внутренний диаметр цилиндра в см;  
 $p_{max}$  — максимальное давление в аккумуляторе в кгс/см<sup>2</sup>;  
 $[\sigma_p]$  — допускаемое напряжение на растяжение для материала цилиндра в кгс/см<sup>2</sup>;  
 $\mu$  — коэффициент Пуассона (для стали  $\mu=0,3$ ).

Толщина донышка цилиндра  $b$  определяется по формулам:

а) для плоского донышка  $b = 0,405D \sqrt{\frac{p_{max}}{[\sigma_p]}}$  см;

б) для сферического донышка  $b = \frac{p_{max}D}{4[\sigma_p]}$  см.

**Регулирование скорости движения.** Принципиальные схемы простого дросселирования при использовании насосов постоянной производительности представлены на рис. 8. Схемы простого дросселирования не обеспечивают постоянства скорости при изменении нагрузки, и их применяют только в гидросистемах механизмов, работающих при малозменяющихся нагрузках. Зависимость расхода масла и, следовательно, скорости перемещения поршня цилиндра через щелевой дроссель от перепада давления на последнем может быть определена по формуле:

$$Q = cF \sqrt{\Delta p} \text{ л/мин,}$$

где  $c$  — коэффициент, принимаемый для масла «Индустриальное 20» равным 0,6—0,65;

$F$  — площадь сечения дросселя в мм<sup>2</sup>,

$\Delta p$  — перепад давления на дросселе в кгс/см<sup>2</sup>

При устайовке дросселя на входе (рис. 8, а)

$$\Delta p = p_n - p_1.$$

При устайовке дросселя на выходе (рис. 8, б)

$$\Delta p = p_n \frac{F_1}{F_2} - \frac{R + T}{F_2},$$

где  $p_n$  — давление настройки предохранительного клапана в кгс/см<sup>2</sup>;  
 $p_1$  — давление в рабочей полости цилиндра в кгс/см<sup>2</sup>;  
 $p_2$  — давление в полости слива цилиндра в кгс/см<sup>2</sup>;  
 $F_1$  — площадь цилиндра со стороны рабочей полости в см<sup>2</sup>;  
 $F_2$  — площадь цилиндра со стороны полости слива в см<sup>2</sup>;  
 $R$  — нагрузка на штоке цилиндра в кгс;  
 $T$  — сила трения в уплотнении цилиндра и поршня в кгс.

### ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД

Пневмогидравлический привод обладает преимуществами пневматического и гидравлического приводов: возможностью создания высоких рабочих усилий, быстротой действия, относительно низкой стоимостью и небольшими габаритами.

Пневмогидравлические приводы в станочных приспособлениях применяются для получения высоких рабочих усилий зажима и равномерной подачи рабочего элемента приспособления.

По принципу работы они делятся на приводы с преобразователем давления прямого действия и приводы с преобразователями давления последовательного действия.

Принцип работы *пневмогидравлического привода с преобразователем прямого действия* основан на непосредственном преобразовании низкого давления сжатого воздуха в высокое давление жидкости.

Усилие на штоке рабочего гидроцилиндра может быть определено по формуле (без учета усилия пружин):

$$Q = p_n \frac{\pi D_1^2}{4} \cdot \frac{D^2}{d^2} \cdot \eta_0 \cdot \eta_m \cdot \eta_M \text{ кгс,}$$

где  $p_n$  — давление воздуха в кгс/см<sup>2</sup>;  
 $D_1$  — диаметр пневмоцилиндра в см;  
 $D$  — диаметр гидроцилиндра в см;  
 $d$  — диаметр штока пневмоцилиндра в см;  
 $\eta_0$  — объемный к. п. д. привода (обычно  $\eta_0 = 0,95$ );  
 $\eta_m$  — механический к. п. д. преобразователя (обычно  $\eta_m = 0,95$ );  
 $\eta_M$  — механический к. п. д. гидроцилиндра (обычно  $\eta_M = 0,90$ ).

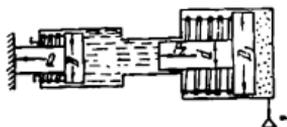


Рис. 9. Схема пневмогидравлического преобразователя прямого действия.

Простейшая схема его приведена на рис. 9. Отношение  $\left(\frac{D}{d}\right)^2$  называется коэффициентом усиления и при проектировании пневмопривода обычно принимается равным 15—20.

Давление жидкости в рабочем гидроцилиндре определяется по формуле:

$$p = p_a \left(\frac{D_1}{d}\right)^2 \text{ кгс/мм}^2.$$

Необходимая величина хода  $L$  штока пневмоцилиндра может быть рассчитана по формуле:

$$L = l \left(\frac{D}{d}\right)^2 \cdot \frac{n}{\eta_0} \text{ см},$$

где  $l$  — ход штока рабочего цилиндра в см;

$n$  — число рабочих гидроцилиндров.

Расход воздуха  $V$  на 1 цикл зажима определяется по формуле:

$$V = \frac{\pi}{4} D_1^2 L \text{ см}^3.$$

*Пневмогидравлический привод с преобразователями последовательного действия* работает по следующему циклу:

- а) подача жидкости низкого давления в силовые цилиндры;
- б) подача жидкости высокого давления в силовые цилиндры;
- в) слив жидкости в полость низкого давления при освобождении деталей.

Эти приводы по сравнению с приводами с преобразователями прямого действия обеспечивают ускорение холостого хода и предварительное закрепление детали, могут обслуживать несколько рабочих цилиндров при небольших габаритах привода, позволяют экономить сжатый воздух на 90—95%.

Недостатком пневмогидравлических приводов с преобразователями последовательного действия является более сложная конструкция и большее количество утечек.

*Пневмогидравлический привод подачи* обеспечивает большую скорость перемещения рабочего элемента, однако обладает неравномерностью и скачкообразностью движения при изменении нагрузки, что не позволяет использовать его непосредственно в механизмах подачи, которые должны равномерно перемещать рабочий элемент.

С помощью пневмогидравлического привода подачи получают равномерное и плавное движение рабочего элемента при жестких характеристиках работы и одновременно большие скорости холостых и вспомогательных движений.

Схема пневмогидравлического привода подачи приведена на рис. 10.

В этом случае пневматический цилиндр играет роль силового привода, а гидроцилиндр является демпфером, обеспечивающим плавность хода и возможность регулирования скорости перемещения.

При постоянном внешнем сопротивлении скорость регулируется дросселем, при переменном внешнем сопротивлении — редуцирующим клапаном и дросселем.

Порядок расчета пневмогидравлического привода подачи следующий:

1. Задаются исходные данные:

- давление перед редуцирующим клапаном при максимальном усилии подачи не менее  $5-6 \text{ кгс/см}^2$ ;
- давление перед дросселем (после перепада давления) в пределах  $1,5-2 \text{ кгс/см}^2$ ;
- минимальный расход масла через щелевой дроссель  $100 \text{ см}^3/\text{мин}$ .

2. Выбираются параметры щелевого дросселя: по исходному давлению и минимальной пропускной способности ширина щели  $0,2-0,8 \text{ мм}$  и диаметр (обычно более  $10 \text{ мм}$ ).

3. Определяется требуемое усилие  $Q$  на поршне пневмоцилиндра по формуле:

$$Q = P + p_2 F_2 + \Sigma T_{\text{ст}} + \Sigma T_{\text{цил}} \text{ кгс,}$$

где  $p_2$  — давление жидкости в  $\text{кгс/см}^2$ ;

$F_2$  — полезная площадь поршня гидроцилиндра в  $\text{см}^2$ ;

$P$  — максимальное усилие подачи в  $\text{кгс}$ ;

$\Sigma T_{\text{ст}}$  — силы трения в механизме подачи станка или приспособления в  $\text{кгс}$ ;

$\Sigma T_{\text{цил}}$  — силы трения поршней и штоков в пневматическом и гидравлическом цилиндрах, обычно

$$\Sigma T_{\text{цил}} = 0,1(p_2 F_2 + P + \Sigma T_{\text{ст}}).$$

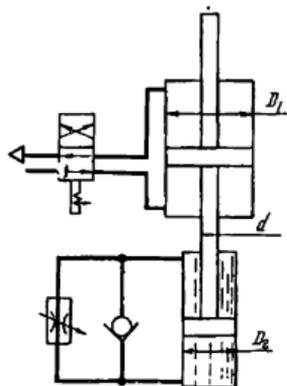


Рис. 10. Схема пневмогидравлического привода подачи.

4. Определяется диаметр пневмоцилиндра:

$$D_1 = \sqrt{\frac{4(\rho_2 F_2 + P + \Sigma T_{ст} + \Sigma T_{цкл})}{\pi \rho_1} + d^2} \text{ см,}$$

где  $\rho_1$  — давление сжатого воздуха в кгс/см<sup>2</sup>;

$d$  — диаметр штока пневмоцилиндра в рабочей полости в см.

5. Рассчитывается диаметр гидроцилиндра, исходя из условия минимального расхода масла через щелевой дроссель:

$$F_2 = \frac{100 \text{ см}^3/\text{мин}}{S_M} = \frac{\pi D_2^2}{4};$$

$$D_2 = \sqrt{\frac{20}{\pi S_M}} \text{ см,}$$

где  $S_M$  — минимальная подача в см<sup>3</sup>/мин.

### МЕХАНОГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД

Этот привод состоит из винтового механизма и гидравлического цилиндра. Схема его приведена на рис. 11.

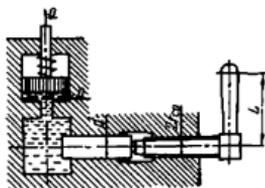


Рис. 11. Схема механо-гидравлического привода.

Усилие, развиваемое штоком гидроцилиндра механогидравлического привода, может быть определено по формуле:

$$Q = \frac{PL}{r_{ср} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} \cdot \frac{D^3}{d^2} \cdot \gamma - P_1 \text{ кгс,}$$

где  $P$  — усилие, прикладываемое к рукоятке в кгс;

$L$  — плечо приложения усилия  $P$  в см;

$r_{ср}$  — средний радиус резьбы в см;

$\alpha$  — угол подъема резьбы в град;

$\varphi$  — угол трения в резьбовом соединении в град;

$D$  — диаметр поршня гидроцилиндра в см;

$d$  — диаметр плунжера в см;

$\gamma$  — коэффициент, учитывающий трение в уплотнениях ( $\gamma \approx 0,9$ );

$P_1$  — сопротивление пружины в кгс.

## ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЙ ПРИВОД

Он обычно состоит из электродвигателя, редуктора и винтовой пары. Схема электромеханического привода приведена на рис. 12.

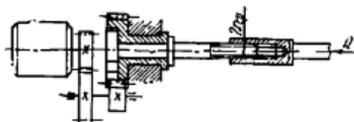


Рис. 12. Схема электромеханического привода.

Тяговое усилие электропривода, создаваемое крутящим моментом электродвигателя, может быть определено по формуле:

$$Q = 71620 \frac{N \eta i}{n r_{\text{cp}} \lg(\alpha + \varphi)} \text{ кгс,}$$

где  $N$  — мощность двигателя в л. с.;  
 $n$  — число оборотов двигателя в минуту;  
 $r_{\text{cp}}$  — средний радиус резьбы в см;  
 $\alpha$  — угол подъема резьбы в град;  
 $\varphi$  — угол трения в резьбовом соединении в град;  
 $i'$  — передаточное отношение редуктора;  
 $\eta$  — к. п. д. редуктора.

## ЦЕНТРОБЕЖНО-ИНЕРЦИОННЫЙ ПРИВОД

Центробежно-инерционный привод работает благодаря центробежной силе инерции вращающихся грузов.

Преимуществами его являются: быстрота действия; возможность автоматизации процесса закрепления и открепления деталей; отсутствие дополнительного источника энергии для привода его в действие.

Центробежная сила определяется по формуле:

$$P_{\text{ц}} = GR \frac{\omega^2}{g} = 0,01GR \frac{n^2}{g} \text{ кгс,}$$

где  $G$  — вес груза в кг;  
 $R$  — расстояние от центра тяжести груза до оси вращения в м;  
 $\omega$  — угловая скорость вращения относительно оси в 1/с;  
 $g$  — ускорение силы тяжести в м/с<sup>2</sup> ( $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>);  
 $n$  — число оборотов привода в об/мин.

На рис. 13, а, приведена схема центробежно-инерционного привода с грузами.

Тяговое усилие данного привода рассчитывается по формуле:

$$Q = (P_{\text{ц}} - T) K \frac{-(l_1 + l_2) f r}{l_2^2} \text{ кгс,}$$

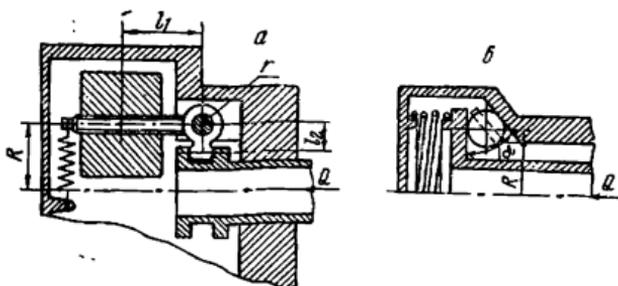


Рис. 13. Схема центробежно-инерционного привода:

а — с грузами, б — с шариками

- где  $P_n$  — центробежная сила одного груза в кгс,  
 $T$  — сопротивление пружины в кгс;  
 $l_1, l_2$  — плечи рычага в мм;  
 $f$  — коэффициент трения в шарнирах,  
 $r$  — радиус оси шарниров в мм;  
 $K$  — число грузов и пружин.

Тяговое усилие центробежно-инерционного привода с шарнирами, приведенного на рис. 13, б, рассчитывается по формуле:

$$Q = \frac{0,01 GRn^2 K}{g [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi_1]} \text{ кгс,}$$

- где  $G$  — вес одного шарика в кгс;  
 $R$  — радиус окружности расположения шариков в м;  
 $\alpha$  — угол заклинивания шарика в град;  
 $\varphi, \varphi_1$  — коэффициенты трения ( $\varphi = \varphi_1 = 5^\circ 43'$ ).

## ВАКУУМНЫЙ ПРИВОД

Принцип действия вакуумного привода основан на непосредственной передаче атмосферного давления на закрепляемую заготовку. При этом между опорной поверхностью детали и полостью приспособления создается вакуум и деталь прижимается избыточным атмосферным давлением. Приспособления с вакуумным приводом применяются при чистовой обработке нежестких деталей, которые могут деформироваться под действием усилий зажима. На рис. 14 приведена схема вакуумных приводов.

Усилие зажима детали может быть определено по формуле:

$$W = F_n \rho_n \text{ к кгс,}$$

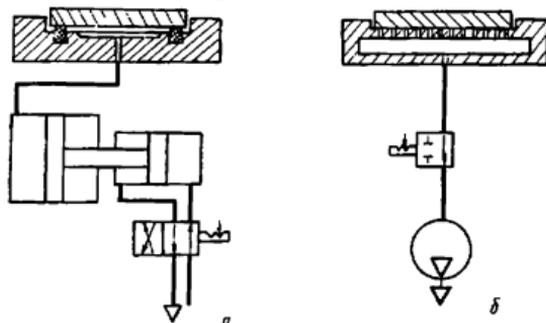


Рис. 14. Схема вакуумного привода с использованием:  
а — пневмоцилиндра; б — вакуумного насоса.

а — пневмоцилиндра; б — вакуумного насоса.

где  $F_n$  — полезная площадь, ограниченная уплотнением; в  $\text{см}^2$ ;  
 $p_n$  — избыточное давление в  $\text{кгс}/\text{см}^2$ , равное разности между атмосферным давлением и остаточным давлением в вакуумной полости приспособления,  $p_n = 1 - p$ ;  
 $\kappa$  — коэффициент герметичности вакуумной системы ( $\kappa = 0,8 - 85$ );  
 $p$  — остаточное давление в вакуумной полости приспособления в  $\text{кгс}/\text{см}^2$ .

Рекомендуется применять в приспособлениях с вакуумным приводом избыточное давление не менее  $0,65 \text{ кгс}/\text{см}^2$ , ибо в противном случае не будет обеспечиваться надежное крепление детали. Остаточное давление в вакуумных полостях принимают равным  $0,1 - 0,15 \text{ кгс}/\text{см}^2$ .

Вакуумные приводы весьма эффективны при использовании их для крепления деталей типа тонких пластин. Для равномерного прижима детали на установочной плоскости плиты обычно выполняется большое количество мелких, близко расположенных отверстий. В качестве материала для уплотнений рекомендуется применять резину марки В-14.

## ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫЕ И МАГНИТНЫЕ ПРИВОДЫ

Принцип действия электромагнитного и магнитного приводов основан на том, что магнитный поток, создаваемый электромагнитом или постоянным магнитом, создает силу, препятствующую отрыву закрепляемой детали от приспособления. Магнитный поток должен проходить через закрепляемую деталь, которая в этом случае является частью магнитопровода. Величина потока определяется магнитной энергией магнита и сопротивлением магнитопровода. Так как сопротивление магнитопровода зависит главным образом от магнитной проницаемости

материала участков магнитопровода, то электромагнитные и магнитные приспособления могут применяться для закрепления деталей, материал которых имеет большую магнитную проницаемость.

Высокую магнитную проницаемость имеют пезакаленные стали, меньшую — чугуны, совсем малую — закаленные, быстрорежущие и легированные стали. Воздух имеет весьма незначительную магнитную проницаемость, поэтому для обеспечения большой силы закрепления следует избегать зазоров между закрепляемой деталью и плоскостью приспособления.

Преимуществами электромагнитного и магнитного приводов являются: быстрота действия; возможность крепления деталей на окончательно обработанных поверхностях без повреждения детали; одновременное крепление нескольких мелких деталей.

Недостатки электромагнитного и магнитного приводов состоят в меньших усилиях крепления по сравнению с механическим приводом, невозможности крепления деталей из немагнитных материалов, наличии остаточного магнетизма в деталях из ферромагнитных материалов, вероятности аварий при перерыве в подаче электроэнергии для электромагнитного привода.

**Электромагнитный привод.** Электромагнитные устройства выполняются преимущественно в виде плит или планшайб для закрепления заготовок с плоской базовой поверхностью. Сердечники электромагнитов и полюса крышки рекомендуется изготавливать из стали 10, остальные детали — из стали 10 и 15 или из чугуна СЧ12-28. Шероховатость рабочей поверхности плиты должна быть не ниже  $\nabla 8$  и отклонение от перпендикулярности не должно превышать 0,02 мм на длине 300 мм. Питается электромагнитные плиты током напряжением 24 В, 48 В, 110 В или 220 В от мотор-генераторов или селеновых выпрямителей.

Схема электромагнитной плиты приведена на рис. 15. Удерживающая сила электромагнитных устройств достигает 15 кгс/см<sup>2</sup>.

При конструировании и расчете электромагнитных плит исходными данными являются: размеры и конфигурация детали в плане; толщина детали; материал детали; усилие резания, вызывающее сдвиг детали.

Порядок расчета следующий:

1. Определяется необходимая удерживающая сила  $W$  по усилию резания, сдвигающему обрабатываемую деталь:

$$W = \frac{P_{\text{рез}}}{f} \text{ кгс,}$$

где  $P_{\text{рез}}$  — усилие резания, вызывающее сдвиг детали, в кгс (окружное усилие при шлифовании);

$f$  — коэффициент трения между обрабатываемой деталью и плитой ( $f \approx 0,1-0,15$ ).

2. Определяется число пар полюсов, равное  $2n$ , исходя из размеров и конфигурации деталн. Для плнт длиной от 300 до 900 мм шаг расположения полюсов изменяется от 35 до 50 мм. Количество полюсов можно выбирать также с таким расчетом, чтобы расстояние между ними было равно двойной толщине сердечника электромагнита.

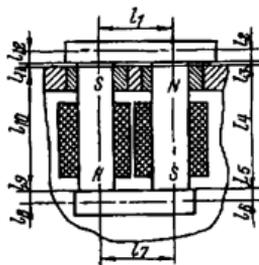


Рис. 15. Схема электромагнитной плиты.

Удерживающая сила на одну пару полюсов

$$W' = \frac{W}{2n}$$

3. Рассчитывается площадь поперечного сечения сердечника по формуле:

$$F' = \frac{25 W' \cdot 10^8}{B^2}$$

где  $B$  — магнитная индукция для материала, из которого изготовлен сердечник, в Гс (табл. 124).

4. Определяется общее сопротивление магнитопровода по формуле:

$$R = \frac{l_1}{\mu_1 F_1} + \frac{l_2}{\mu_2 F_2} + \dots + \frac{l_n}{\mu_n F_n}$$

где  $l_1, l_2, l_3, \dots, l_n$  — длина каждого участка магнитопровода\* в см;  
 $\mu_1, \mu_2, \dots, \mu_n$  — магнитная проницаемость материала каждого участка (табл. 124);

$F_1, F_2, \dots, F_n$  — поперечное сечение каждого участка в см<sup>2</sup>.

5. Определяется общий магнитный поток (с учетом 30% потерь):

$$\Phi = 0,7BF'$$

6. Рассчитывается количество ампер-витков катушки:

$$I \omega = \frac{\Phi R}{0,4 \pi}$$

где  $I$  — сила тока в А (сила тока обычно задается);  
 $\omega$  — количество витков катушки.

\* Участками магнитопровода (рис. 15) являются: обрабатываемая деталь  $l_1, l_2, l_3$ ; зазор между деталью и плитой  $l_4, l_5$ ; высота сердечников  $l_6, l_7$ ; соединительная планка  $l_8, l_9, l_{10}$ ; зазоры между соединительной планкой и сердечником  $l_{11}, l_{12}$ .

Величину зазоров можно принимать равной при базовой поверхности заготовки: черной — 0,1—0,3 мм; предварительно обработанной — 0,05—0,1 мм; чистой — 0,02—0,05 мм; окончательно обработанной (шлифованной) — до 0,02 мм.

Значения магнитной индукции и магнитной проницаемости

Напряженность магнитного поля	Магнитная индукция $B$ в Гс			Магнитная проницаемость $\mu$		
	Чугун СЧ12-28	Сталь 10	Воздух	Чугун СЧ12-28	Сталь 10	Воздух
20	5 900	14 400	20	300	740	1
30	6 400	15 200	30	225	530	
40	6 850	15 700	40	185	435	
50	7 250	16 000	50	155	350	
100	8 500	17 000	100	145	245	
150	9 500	17 700	150	70	140	
200	10 250	18 200	200	50	90	
250	10 800	18 500	250	43	75	

7. Определяется диаметр провода катушки

$$d = \sqrt{\frac{4I}{\pi q}} \text{ мм,}$$

где  $q$  — допустимая плотность тока ( $q=3-5 \text{ А/мм}^2$ ).

8. Проверяется катушка на нагрев по поверхности ее охлаждения, которая приходится на 1 Вт мощност. Температуры нагрева считается допустимой, если на 1 Вт мощност приходится свыше  $10 \text{ см}^2$  поверхности охлаждения катушки.

Детали, обработанные на электромагнитных плитах, приобретают остаточные магнитные свойства. Размагничиваются детали в переменном магнитном поле, плотность которого постепенно уменьшается от максимума до нуля.

**Магнитный привод.** Преимуществом магнитного привода является безопасность в работе, так как он не связан с каким-либо источником тока, не расходует электроэнергию и весьма долговечен в работе. Удерживающая сила привода с постоянными магнитами достигает  $15 \text{ кгс/см}^2$ . Закрепляется и открепляется деталь путем перемещения магнитного блока. При закреплении детали магнитный поток проходит через деталь, при откреплении — замыкается, минуя деталь.

При проектировании приспособлений с постоянными магнитами следует соблюдать такие условия:

- 1) высоту постоянных магнитов необходимо делать равной 48—52 мм;
- 2) толщину стальных пластин блока нужно брать не менее 10—11 мм;
- 3) толщину постоянного магнита надо принимать в 2—2,2 раза больше толщины стальных пластин блока;
- 4) зазор между магнитным блоком и верхней плитой должен быть не более 0,03 мм

Постоянные магниты изготавливаются из ферромагнитных материалов, обладающих высокой остаточной индукцией  $B_2$  и большой коэрцитивной силой  $H_2$ . Такими материалами являются стали с высоким содержанием углерода и специальных присадок вольфрама, кобальта, хрома. Магнитные свойства этих сталей с течением времени снижаются, что требует повторного (примерно через два года) намагничивания.

Постоянные магниты изготавливаются из сплавов АНКо1, АНКо2, АНКо3, АНКо4 в виде отливок. Последние обладают высокой твердостью и поэтому подвергаются только шлифованию.

Верхняя и нижняя плита обычно делаются из отожженной стали 10, диамагнитные прокладки блока — из меди или латуни, а диамагнитная заливка вставок верхней плиты — из баббита или красной меди.

### ЭЛЕКТРИЧЕСКИЙ ПРИВОД

Электрический привод состоит из электродвигателя, аппаратуры управления и механических передач, связывающих электродвигатели с рабочим органом.

Наибольшее распространение получили трехфазные асинхронные электродвигатели. Они имеют следующие преимущества: простоту конструкции; минимальные стоимость и потребность в уходе по сравнению с другими электродвигателями.

Недостатками асинхронных двигателей являются потребление реактивной энергии из сети и ограниченные возможности регулирования скорости.

Принцип действия асинхронных электродвигателей основан на том, что обмотка статора создает вращающееся поле, которое наводит э. д. с. и ток в замкнутой обмотке ротора. В результате взаимодействия вращающегося поля и тока ротора возникает крутящий момент, и ротор начинает вращаться в направлении вращения поля.

Число оборотов вращающегося поля в минуту называется синхронной скоростью вращения. Она определяется частотой  $f$  сети и числом пар полюсов  $p$  двигателя:

$$n_c = \frac{60 f}{p} \text{ об/мин.}$$

При частоте сети  $f=50$  гц двигатели изготавливаются на следующие синхронные скорости вращения: 3000, 1500, 1000, 750 и 600 об/мин.

По устройству ротора асинхронные двигатели различаются: с фазовым ротором и контактными кольцами; с короткозамкнутым роторами: со специальным ротором.

Единая серия асинхронных двигателей А2 и АО2 включает двигатели мощностью от 0,6 до 100 кВт. Серия состоит из 18 типоразмеров электродвигателей, а шкала мощностей — из 18 ступеней. По виду исполнения электродвигатели единой серии А2 и АО2 делятся на:

А2 — защищенное исполнение, в чугунной оболочке, предназначенной для работы только с горизонтальным расположением вала;

АО2 — закрытое обдуваемое исполнение, в чугунной оболочке;

АОЛ2 — закрытое обдуваемое исполнение в алюминиевой оболочке.

Электродвигатели А2, АО2, АОЛ2 представляют собой основное исполнение с короткозамкнутым ротором и нормальными характеристиками.

На основе использования узлов и деталей этих электродвигателей выполняется ряд модификаций:

АОП2 — с повышенным пусковым моментом;

АОС2 — с повышенным скольжением;

АОЛ2 — с повышенными энергетическими показателями для текстильной промышленности;

АОК2 — с фазным ротором.

Кроме того, есть следующие специализированные исполнения, имеющие в конце полного обозначения буквы:

Т — тропическое;

Х — химостойкое;

В — влагоморозостойкое;

Ш — малошумное.

Для станков нормальной и повышенной точности используются буквы и цифры — С1 и С2, на 60 Гц — число 60.

Например, обозначение электродвигателя АОП2-62-4Т расфигуровывается так:

АО — закрытое обдуваемое исполнение;

П — с повышенным пусковым моментом;

2 — вторая серия;

6 — порядковый номер наружного диаметра (габарит);

2 — порядковый номер длины электродвигателя;

4 — число полюсов,

Т — тропическое исполнение.

По способу крепления различаются три вида исполнения:

М10 — на лапах с двумя подшипниковыми щитами;

М20 — на лапах с фланцем на подшипниковом щите со стороны свободного конца вала;

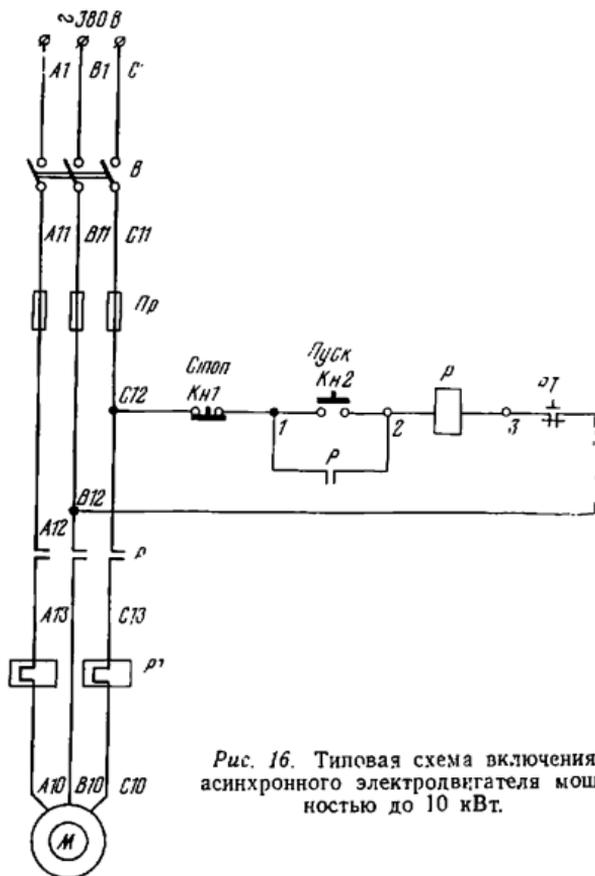


Рис. 16. Типовая схема включения асинхронного электродвигателя мощностью до 10 кВт.

М30 — без лап с фланцем на подшипниковом щите со стороны свободного конца вала;

Электродвигатели единого исполнения и модификаций выпускаются для работы от сети напряжением 220 и 380 В.

Типовая электросхема включения асинхронного двигателя мощностью до 10 кВт изображена на рис. 16.

Номинальные мощности и скорости вращения электродвигателей основного исполнения приведены в табл. 125, а их габаритные установочные размеры — в табл. 126.

**Номинальные мощности  
и скорости вращения электродвигателей основного исполнения**

Тип электродвигателя	Мощность на валу в кВт при синхронном числе оборотов в минуту				
	3000	1500	1000	750	600
<i>Защищенное исполнение А2</i>					
А2-61	17	13	10	7,5	—
А2-62	22	17	13	10	—
А2-71	30	22	17	13	—
А2-72	40	30	22	17	—
А2-81	55	40	30	22	—
А2-82	75	55	40	30	—
А2-91	100	75	55	40	—
А2-92	125	100	75	55	—
<i>Закрытое обдуваемое исполнение АО2, АОЛ2</i>					
АО2, АОЛ2-11	0,8	0,6	0,4	—	—
АО2, АОЛ2-12	1,1	0,8	0,6	—	—
АО2, АОЛ2-21	1,5	1,1	0,8	—	—
АО2, АОЛ2-22	2,2	1,5	1,1	—	—
АО2, АОЛ2-31	3,0	2,2	1,5	—	—
АО2, АОЛ2-32	4,0	3,0	2,2	—	—
АО2-41	5,5	4,0	3,0	2,2	—
АО2-42	7,5	5,5	4,0	3,0	—
АО2-51	10	7,5	5,5	4,0	—
АО2-52	13	10	7,5	5,5	—
АО2-61	—	13	10	7,5	—
АО2-62	17	17	13	10	—
АО2-71	22	22	17	13	—
АО2-72	30	30	22	17	—
АО2-81	40	40	30	22	17
АО2-82	55	55	40	30	22
АО2-91	75	75	55	40	30
АО2-92	100	100	75	55	40

Габаритные и установочные размеры электродвигателей основного исполнения А2 и А02  
(извлечение из ГОСТ 13869—68) Таблица 126

Исполнение	Эскиз	Типоразмер	Размеры в мм															
			Габаритные размеры						Установочные размеры									
			$L$	$B_1$	$B_4$	$B_6$	$H$	$L_1$	$l$	$b$	$2C$	$2C_2$	$d$	$d_4$	$h$	$t_1$		
Защищенное, на лапах, без фланца (вид М10)			мм не более															
			61 558	345	275	180	410	121					203	42	14	180	45	
			62 596						110									
			71 608	393	313	213	461	133					228	48	18	200	51,5	
			72 646										267					
			81 784	491	373	250	551	168					311	60		250	65,5	
			82 822						140				349		22			
			91 894	552	408	288	627	190					368	70		280	76	
			92 944										419					

Исполнение	Эскиз	Типоразмер	Размеры в мм																																																																																																																																								
Защищенное, без лап, с фланцем (вид М30)		<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">Габаритные размеры</th> <th colspan="10">Установочные размеры</th> <th rowspan="2">Количество отверстий <math>d_0</math></th> </tr> <tr> <th><math>L</math></th> <th><math>B_4</math></th> <th><math>B_5</math></th> <th><math>H</math></th> <th><math>l</math></th> <th><math>b</math></th> <th><math>D_3</math></th> <th><math>D_4</math></th> <th><math>d</math></th> <th><math>d_0</math></th> <th><math>h_8</math></th> <th><math>h_7</math></th> <th><math>t_1</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>61</td> <td>558</td> <td>275</td> <td>180</td> <td>405</td> <td></td> <td>12</td> <td>250</td> <td>300</td> <td>42</td> <td></td> <td></td> <td>45</td> <td>4</td> </tr> <tr> <td>62</td> <td>596</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>110</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>18</td> <td>5</td> <td>0</td> <td></td> </tr> <tr> <td>71</td> <td>608</td> <td>313</td> <td>230</td> <td>486</td> <td></td> <td>14</td> <td>350</td> <td>400</td> <td>48</td> <td></td> <td></td> <td>51,5</td> <td>8</td> </tr> <tr> <td>72</td> <td>646</td> <td></td> </tr> </tbody> </table>	Габаритные размеры		Установочные размеры										Количество отверстий $d_0$	$L$	$B_4$	$B_5$	$H$	$l$	$b$	$D_3$	$D_4$	$d$	$d_0$	$h_8$	$h_7$	$t_1$	61	558	275	180	405		12	250	300	42			45	4	62	596				110					18	5	0		71	608	313	230	486		14	350	400	48			51,5	8	72	646													<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">Габаритные размеры</th> <th colspan="10">Установочные размеры</th> </tr> <tr> <th><math>L</math></th> <th><math>B_1</math></th> <th><math>B_4</math></th> <th><math>B_5</math></th> <th><math>H</math></th> <th><math>L_8</math></th> <th><math>l</math></th> <th><math>b</math></th> <th><math>2C</math></th> <th><math>2C_2</math></th> <th><math>d</math></th> <th><math>d_4</math></th> <th><math>h</math></th> <th><math>t_1</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>11</td> <td>298</td> <td>183</td> <td>155</td> <td>94</td> <td>188</td> <td>56</td> <td>40</td> <td>6</td> <td>140</td> <td>100</td> <td>18</td> <td>9</td> <td>90</td> </tr> <tr> <td>12</td> <td>323</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>125</td> <td></td> <td></td> <td>20,5</td> </tr> </tbody> </table>	Габаритные размеры		Установочные размеры										$L$	$B_1$	$B_4$	$B_5$	$H$	$L_8$	$l$	$b$	$2C$	$2C_2$	$d$	$d_4$	$h$	$t_1$	11	298	183	155	94	188	56	40	6	140	100	18	9	90	12	323									125			20,5
		Габаритные размеры		Установочные размеры										Количество отверстий $d_0$																																																																																																																													
$L$	$B_4$	$B_5$	$H$	$l$	$b$	$D_3$	$D_4$	$d$	$d_0$	$h_8$	$h_7$	$t_1$																																																																																																																															
61	558	275	180	405		12	250	300	42			45	4																																																																																																																														
62	596				110					18	5	0																																																																																																																															
71	608	313	230	486		14	350	400	48			51,5	8																																																																																																																														
72	646																																																																																																																																										
Габаритные размеры		Установочные размеры																																																																																																																																									
$L$	$B_1$	$B_4$	$B_5$	$H$	$L_8$	$l$	$b$	$2C$	$2C_2$	$d$	$d_4$	$h$	$t_1$																																																																																																																														
11	298	183	155	94	188	56	40	6	140	100	18	9	90																																																																																																																														
12	323									125			20,5																																																																																																																														
Закрытое, облупаемое, на лапах, без фланца (вид М10)		<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">Габаритные размеры</th> <th colspan="10">Установочные размеры</th> </tr> <tr> <th><math>L</math></th> <th><math>B_1</math></th> <th><math>B_4</math></th> <th><math>B_5</math></th> <th><math>H</math></th> <th><math>L_8</math></th> <th><math>l</math></th> <th><math>b</math></th> <th><math>2C</math></th> <th><math>2C_2</math></th> <th><math>d</math></th> <th><math>d_4</math></th> <th><math>h</math></th> <th><math>t_1</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>11</td> <td>298</td> <td>183</td> <td>155</td> <td>94</td> <td>188</td> <td>56</td> <td>40</td> <td>6</td> <td>140</td> <td>100</td> <td>18</td> <td>9</td> <td>90</td> </tr> <tr> <td>12</td> <td>323</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>125</td> <td></td> <td></td> <td>20,5</td> </tr> </tbody> </table>	Габаритные размеры		Установочные размеры										$L$	$B_1$	$B_4$	$B_5$	$H$	$L_8$	$l$	$b$	$2C$	$2C_2$	$d$	$d_4$	$h$	$t_1$	11	298	183	155	94	188	56	40	6	140	100	18	9	90	12	323									125			20,5	<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">Габаритные размеры</th> <th colspan="10">Установочные размеры</th> </tr> <tr> <th><math>L</math></th> <th><math>B_1</math></th> <th><math>B_4</math></th> <th><math>B_5</math></th> <th><math>H</math></th> <th><math>L_8</math></th> <th><math>l</math></th> <th><math>b</math></th> <th><math>2C</math></th> <th><math>2C_2</math></th> <th><math>d</math></th> <th><math>d_4</math></th> <th><math>h</math></th> <th><math>t_1</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>11</td> <td>298</td> <td>183</td> <td>155</td> <td>94</td> <td>188</td> <td>56</td> <td>40</td> <td>6</td> <td>140</td> <td>100</td> <td>18</td> <td>9</td> <td>90</td> </tr> <tr> <td>12</td> <td>323</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>125</td> <td></td> <td></td> <td>20,5</td> </tr> </tbody> </table>	Габаритные размеры		Установочные размеры										$L$	$B_1$	$B_4$	$B_5$	$H$	$L_8$	$l$	$b$	$2C$	$2C_2$	$d$	$d_4$	$h$	$t_1$	11	298	183	155	94	188	56	40	6	140	100	18	9	90	12	323									125			20,5																												
Габаритные размеры		Установочные размеры																																																																																																																																									
$L$	$B_1$	$B_4$	$B_5$	$H$	$L_8$	$l$	$b$	$2C$	$2C_2$	$d$	$d_4$	$h$	$t_1$																																																																																																																														
11	298	183	155	94	188	56	40	6	140	100	18	9	90																																																																																																																														
12	323									125			20,5																																																																																																																														
Габаритные размеры		Установочные размеры																																																																																																																																									
$L$	$B_1$	$B_4$	$B_5$	$H$	$L_8$	$l$	$b$	$2C$	$2C_2$	$d$	$d_4$	$h$	$t_1$																																																																																																																														
11	298	183	155	94	188	56	40	6	140	100	18	9	90																																																																																																																														
12	323									125			20,5																																																																																																																														

Закрытое, обду-  
ваемое, на ла-  
пах, без фланца  
(вид М10)

		Габаритные раз- меры		Установочные размеры												
				L	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>3</sub>	H	L <sub>0</sub>	l	b	2C	2C <sub>2</sub>	d	d <sub>4</sub>	h
		мм, не более														
21	336	208	167	106	209	63	50	6	160	112	22				100	24,5
22	365								140							
31	374	243	185	122	266	70	60	8	190	114	28				12	112,31
32	400								140							
41	468	274	222	143	310	89		10	216	140	32					
42	506						80		178							132,35
51	546	318	238	165	361	108		10	254	178	38					
52	576								210							
61	629	345	275	196	410	124		12	279	203	42					
62	667						110		241							180,45
															14	

Исполнение	Эскиз	Типораз- мер	Размеры в мм											
Закрывае, обду- ваемое, на ла- пах, без фланца (внд М10)		Габаритные раз- меры	Установочные размеры											
			$L$   $B_1$   $B_6$   $B_6$   $H$   $L_9$   $l$   $b$   $2C_2$   $d$   $d_4$   $h$   $t_1$											
Закрывае, обду- ваемое, без лап, с фланцем для двигателей 1—5-го габари- тов (внд М30)		Габаритные раз- меры	Установочные размеры											
			$L$   $B_1$   $B_6$   $H$   $l$   $b$   $D_3$   $D_4$   $d$   $d_6$   $h_6$   $h_7$   $t_1$											
		71	682	393	313	461	133	110	14	318	48	18	200	51,5
		72	721											
81		81	850	49	373	260	551	168	140	18	406	349	60	250
82		82	888	49	373	260	551	168	140	18	406	349	60	250
91		91	970	552	408	203	627	190	20	457	368	70	280	74,5
92		92	1025	552	408	203	627	190	20	457	368	70	280	74,5

Закрытое, обду-  
ваемое, без лап,  
с фланцем для  
двигателей  
1—5-го габари-  
тов (вид М30)

Габаритные размеры		Установочные размеры										Количество отверстий $d_6$	
L	B <sub>4</sub>	B <sub>6</sub>	H	l	b	D <sub>3</sub>	D <sub>4</sub>	d	d <sub>6</sub>	h <sub>6</sub>	h <sub>7</sub>		t <sub>1</sub>
мм, не более													
21	336						130	165	22	11,5		24,5	
22	365	167	106	208	50	6				4			
31	374	185	122	268	60	8	180	215	28		0	31	
32	400								14				
41	468	222	143	315								35	
42	506						10	230	265	32			
							80						
51	546	238	165	362			10	250	300	38	5	41	
52	576												



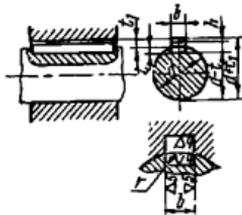
РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ  
ЭЛЕМЕНТОВ СТАНОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

ШПОНОЧНЫЕ И ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Основные размеры шпоночных соединений с призматическими и сегментными шпонками приведены в табл. 127—128.

Таблица 127

Шпонки призматические, размеры сечений шпонок и пазов  
(извлечение из ГОСТ 8788—68)



(в мм)

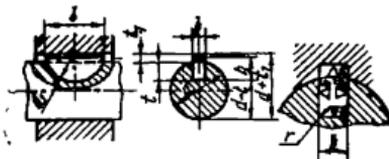
Диаметр вала $d$	Размеры сече- ний шпонок		Глубина паза		Радиус закругления пазов $r$	
			вала	шпунки	намень- ший	наболь- ший
	$b$	$h$	$t$	$t_1$		
Св. 8 до 10	3	3	1,8	1,4	0,08	0,16
» 10 » 12	4	4	2,5	1,8		
» 12 » 17	5	5	3	2,3		
» 17 » 22	6	6	3,5	2,8	0,16	0,25
» 22 » 30	8	7	4	3,3		
» 30 » 38	10	8	5	3,3	0,25	0,4
» 38 » 44	12	8	5	3,3		

Диаметр вала $d$	Размеры сечений шпонок		Глубина паза		Радиус закругления пазов $r$	
			вала	штулки	наименьший	наибольший
	$b$	$h$	$t$	$t_1$		
Св. 44 до 50	14	9	5,5	3,8	0,25	0,4
» 50 » 58	16	10	6	4,3		
» 58 » 65	18	11	7	4,4		
» 65 » 75	20	12	7,5	4,9		
» 75 » 85	22	14	9	5,4	0,4	0,6
» 85 » 95	25	14	9	5,4		
» 95 » 110	28	16	10	6,4		
» 110 » 130	32	18	11	7,4		

Примечание. Допускается при условии сохранения взаимозаменяемости соединений в станкостроении для деталей, находящихся внутри машины, применение пазов с глубинами  $t$  и  $t_1$ , отличными от указанных в таблице. В технически обоснованных случаях (пустотелые и ступенчатые валы, передача пониженных крутящих моментов и т. п.) возможно применение меньших размеров сечений стандартных шпонок на валах больших диаметров, за исключением выходных концов валов.

Таблица 128

Шпонки сегментные, размеры шпонок и пазов  
(извлеченные из ГОСТ 8794—68)



(в мм)

Диаметр вала $d$		Номинальные размеры шпонок				Глубина паза		Радиус закругления пазов $r$	
						вала	штулки		
Для шпонок, передающих крутящий момент	Для шпонок, фиксирующих элементы	$b$	$h$	$d_1$	$t$	$t$	$t_1$	наименьший	наибольший
						Св. 6 до 8	Св. 10 до 12		

Диаметр вала $d$		Номинальные размеры шпонок				Глубина паза		Радиус закругления пазов $r$		
Для шпонок, передающих крутящий момент	Для шпонок, фиксирующих элементы	$b$	$h$	$d_1$	$t$	вала	штулки	наименьший	наибольший	
						$t$	$t_1$			
Св. 8 до 10	Св. 12 до 17	3	3,7	10	9,7	2,5	1,4		0,08	0,16
			5	13	12,6	3,8				
			6,5	16	15,7	5,3				
» 10 » 12	» 17 » 22	4	5	13	12,6	3,5	1,8			
			6,5	16	15,7	5				
			7,5	19	18,6	6				
			9	22	21,6	7,5				
» 12 » 17	» 22 » 30	5	6,5	16	15,7	4,5	2,3			
			7,5	19	18,6	5,5				
			9	22	21,6	7				
			10	25	24,5	8				
» 17 » 22	» 30 » 38	6	9	22	21,6	6,5	2,8	0,16	0,25	
			10	25	24,5	7,5				
			11	28	27,3	8,5				
			13	32	31,4	10,5				

Примечание Допускается в технически обоснованных случаях (пустотелые и ступенчатые валы, передача пониженных крутящих моментов и т. п.) применять меньшие размеры сечений стандартных шпонок на валах больших диаметров, за исключением выходных концов валов.

Допуски и посадки шпоночных соединений регламентированы ГОСТ 7227—58 и приведены в табл. 129—131. На рабочих чертежах в зависимости от принятой базы обработки и измерения должны указываться размеры:  $(d+t_1)$  — для втулки или  $(d-t)$  — для вала. Допуски и посадки шлицевых соединений назначаются в соответствии с ГОСТ 1139—58.

Ввиду того, что основные размеры шпонок и шлицевых соединений оговариваются стандартами, расчет на прочность сво-

Шпоночные соединения. Допуски и посадки  
(по ГОСТ 7227—58)

Допуски на размеры шпонок и пазов

Наименование и обозначение размеров	Допускаемые отклонения
Высота шпонки $h$	$B_4$
Глубина паза вала $t$ и втулки $t_1$	$A_5$
Длина призматической шпонки $l$	$B_7$
Длина паза вала под призматическую шпонку	$A_8$
Диаметр сегментной шпонки $d$	$B_5$
Диаметр паза вала под сегментную шпонку	Не более чем на 8% от номинальной величины диаметра шпонки

Таблица 130

Предельные отклонения размеров шпонок, пазов  
на валах и втулках по ширине

Вид соединения	Предельные отклонения размеров			Назначение посадок
	шпонок	паза вала	паза втулки	
Неподвижное напряженное по валу, скользящее—по втулке	$B_3$	ПШ	$A_3$	Для индивидуального и серийного производства
Неподвижное напряженное по валу, ходовое—по втулке	$B_3$	ПШ	ПШ <sub>1</sub>	Для массового производства (австроупорное, тракторостроение)
Неподвижное плотное по валу, ходовое—по втулке	$X_3$	ПШ	$A_3$	Для направляющих шпонок

Таблица 131

Предельные отклонения по посадкам ПШ и ПШ<sub>1</sub>

Номинальная ширина шпонки и паза	ПШ		ПШ <sub>1</sub>	
	Предельные отклонения размера в мкм			
	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее
Св. 3 до 6	-10	-55	+65	+15
» 6 » 10	-15	-65	+75	+20
» 10 » 18	-20	-75	+85	+25
» 18 » 30	-25	-90	+100	+30

дятся к проверке выбранных размеров по допускаемым напряжениям (или по передаваемому крутящему моменту). Основные зависимости для расчета шпоночных и шлицевых соединений приведены в табл. 132—133.

Таблица 132

Расчет на прочность шпоночных соединений

Вид шпонок	Вид расчета	Наибольший крутящий момент, передаваемый соединением, в кгс·см
Призматические	На смятие	$M_k < 0,25 DhI [\sigma_{см}]$
	На срез	$M_k < 0,5 DbI [\tau]$
Сегментные	На смятие	$M_k < 0,5 DKl [\sigma_{см}]$
	На срез	$M_k < 0,5 DbI [\tau]$

$M_k$  — крутящий момент в кгс·см (см. номограмму на рис. 17);  
 $D$  — наружный диаметр вала в см;  
 $h$  — высота призматической шпонки в см;  
 $K$  — размер выступающей части сегментной шпонки из паза вала в см;  
 $l$  — рабочая длина шпонки в см;  
 $[\sigma_{см}]$  — допускаемые напряжения смятия в кгс/см<sup>2</sup> (табл. 134);  
 $[\tau]$  — допускаемые напряжения среза в кгс/см<sup>2</sup>

Таблица 133

Расчет на прочность шлицевых соединений

Вид соединения	Вид расчета	Наибольший крутящий момент, передаваемый соединением, в кгс·см
(шлицевые) зубчатые	На смятие	$M_k < 0,5 zhl\psi [\sigma_{см}]$
	На срез	$M_k < 0,25 zbl\psi (D+d) [\tau]$
(шлицевые) прямобочные	На смятие	$M_k < 0,5 \psi m z^2 hI [\sigma_{см}]$
	На срез	$M_k < 0,25 zbl\psi (D+d) [\tau]$
(шлицевые) зубчатые	На смятие	$M_k < 0,5 \psi m z^2 hI [\sigma_{см}]$
	На срез	$M_k < 0,25 zbl\psi (D+d) [\tau]$
(шлицевые) эвольвентные	На смятие	$M_k < 0,5 \psi m z^2 hI [\sigma_{см}]$
	На срез	$M_k < 0,25 zbl\psi (D+d) [\tau]$

$M_k$  — крутящий момент в кгс·см (см. номограмму на рис. 17);  
 $z$  — число шлицев;  
 $h$  — высота поверхности контакта:  
 для прямобочного профиля  $h=0,5(D-d)-2f$ ,  
 для эвольвентных шлицев с центрированием по боковым граням  $h=m$ , с центрированием по наружному диаметру  $h=0,9m$ ;  
 $D$  — наружный диаметр вала в см;  
 $d$  — внутренний диаметр отверстия в см;  
 $b$  — ширина в см;  
 $[\sigma_{см}]$  — допускаемые напряжения смятия в кгс/см<sup>2</sup> (табл. 135);  
 $[\tau]$  — допускаемые напряжения среза в кгс/см<sup>2</sup>;  
 $m$  — модуль эвольвентного соединения;  
 $\psi$  — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по шлицам ( $\psi=0,7 \div 0,8$ ).

Для определения крутящих моментов можно воспользоваться номограммой, изображенной на рис. 17, а для проверки напряжения на смятие в призматических врезных и сегментных шпонках — номограммой на рис. 18.

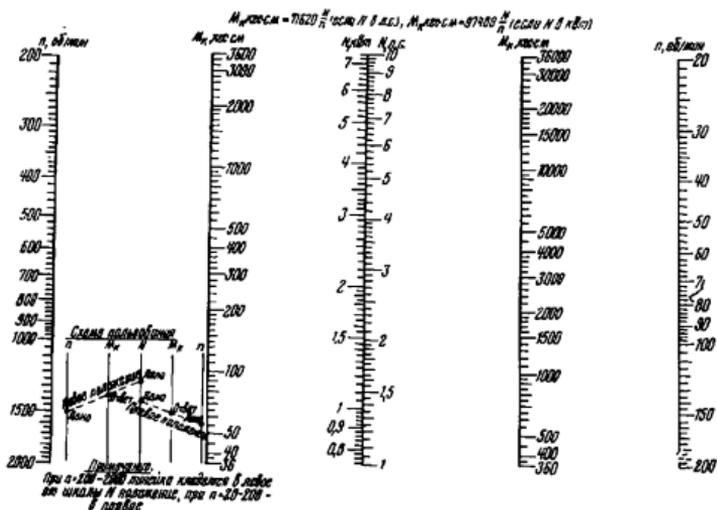


Рис. 17. Номограмма для определения крутящих моментов по мощности и числу оборотов.

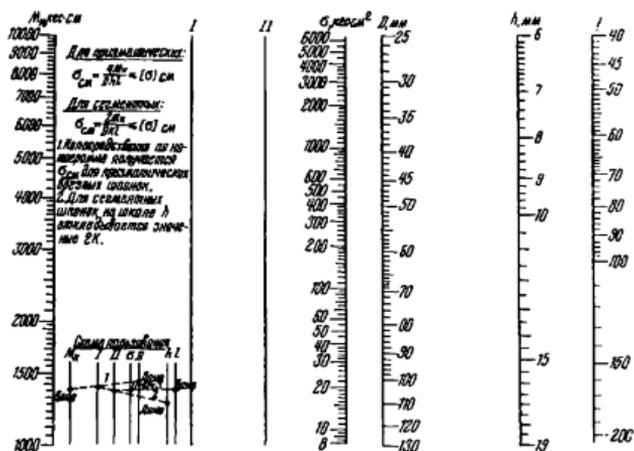


Рис. 18. Номограмма для проверки напряжения на смятие в призматических врезных и сегментных шпонках.

Допускаемые напряжения шпоночных и шлицевых соединений зависят от режима работы и прочности материала вала и втулки. В табл. 134 приведены допускаемые напряжения шпоночных соединений с использованием в качестве материала для шпонок чистойтянутой прутковой стали с пределом прочности  $\sigma_b > 50$  кгс/мм<sup>2</sup> применительно к условиям работы редукторов. Допускаемые напряжения на смятие  $[\sigma_{см}]$  для шлицевых соединений приведены в табл. 135.

Таблица 134

Допускаемые напряжения на смятие  $[\sigma_{см}]$  для стальных шпонок в кгс/мм<sup>2</sup> для случаев, когда материал вала и втулки прочнее материала шпонок

Условия работы	Характер нагрузки		
	спокойная	слабые толчки	ударная ака-копеременная
Неподвижные соединения:			
а) в редукторах	26	18	7
б) в подъемно-транспортных механизмах	15	10	5
Подвижные соединения:			
а) перемещение под нагрузкой	5	4	3
б) шпонки ходовых валов	2	1	—

Таблица 135

Допускаемые напряжения на смятие  $[\sigma_{см}]$  для шлицевых соединений в кгс/мм<sup>2</sup>

Характер нагружения соединения	Условия нагружения	Поверхность шлицев	
		без термообработки	с термообработкой
Неподвижное	I	3,5—5	4—5
	II	6—10	10—14
	III	8—12	12—20
Подвижное	I	1,5—2	2—3,5
	II	2—3	3—6
	III	2,5—4	4—7

Характер нагружения соединения	Условия нагружения	Поверхность шлицев	
		без термообработки	с термообработкой
Подвижное под нагрузкой	I	—	0,3—1
	II	—	0,5—1,5
	III	—	1,0—2,0

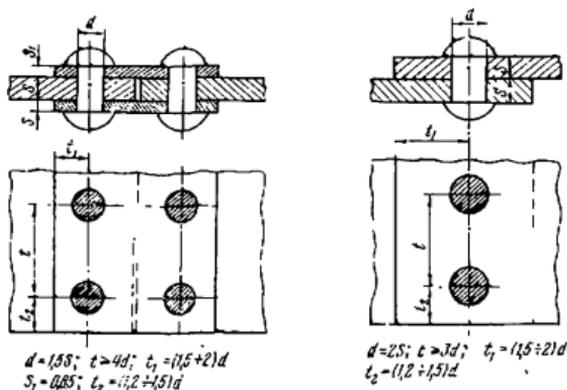
Примечание. Римские цифры означают:

I — тяжелые условия эксплуатации со знакопеременной нагрузкой в обоих направлениях, плохие условия смазки; II — средние условия эксплуатации; III — легкие условия эксплуатации.

## ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Таблица 136

### Формулы расчета прочных швов



Вид расчета и способ нагружения	Расчетные формулы
<p>I. Расчет прочности основного материала соединения:</p> <p>а) на растяжение слюй Р</p>	$\frac{P}{F_{осл}} \approx \frac{P}{\varphi F} \leq [\sigma_p],$ <p>где <math>F, F_{осл}</math> — площади полного и ослабленного отверстиями под заклепки сечений листа;</p> $\varphi = \frac{t-d}{t}$ <p>— коэффициент прочности шва,</p> <p><math>d</math> — диаметр заклепки,</p> <p><math>t</math> — шаг между заклепками</p>

Вид расчета и способ нагружения	Расчетные формулы
б) на изгиб моментом $M$	$\frac{M}{W_{осл}} \approx \frac{M}{\varphi W} \leq [\sigma_H],$ <p>где <math>W, W_{осл}</math> — моменты сопротивления изгибу полного и ослабленного отверстиями под заклепки сечений листа</p>
II. Расчет прочности заклепки по силе $P_0$ : а) на срез	$k \frac{P_0}{\pi d^2} \leq [\tau_{ср}],$ <p>где <math>k</math> — число сечений среза заклепки</p>
б) на смятие	$\frac{P_0}{dS} \leq [\sigma_{см}],$ <p>где <math>S</math> — толщина листа</p>
в) на отрыв головки	$\frac{P_0}{\pi d^2} < [\sigma_p]$

Т а б л и ц а 137

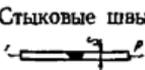
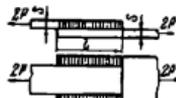
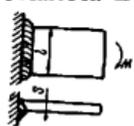
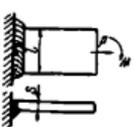
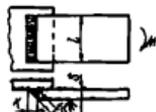
**Допускаемые напряжения  
для заклепок и основного материала (при  $t=3d$ )**

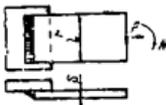
Элемент заклепочного соединения	Вид напряжения	Допускаемые напряжения для стали в кгс/мм <sup>2</sup>	
		Ст0 и Ст2	Ст3
Лист	[ $\sigma_p$ ]	14	16
	[ $\tau_{ср}$ ]	9	10
	[ $\sigma_{см}$ ]	21	24
Заклепки	[ $\sigma_p$ ] отрыв головки	9	9
	[ $\tau_{ср}$ ] отверстие сверленное	14	14
	[ $\tau_{ср}$ ] отверстие продавленное	10	10
	[ $\sigma_{см}$ ] отверстие сверленное отверстие продавленное	28 24	32 28

# СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Таблица 139

## Формулы расчета на прочность сварных соединений

Вид соединения	Вид нагружения соединения	Расчетные формулы
<b>Стыковые швы</b>  	Растяжение	$\sigma_p = \frac{P}{Sl} < [\sigma_p]$
	Сжатие	$\tau_c = \frac{P}{Sl} < [\sigma_c]$
<b>Угловые, лобовые и фланговые швы</b>   	Срез	$\tau_{ср} = \frac{P}{0,7Kl} < [\tau_{ср}]$
<b>Стыковой шов</b> 	Изгиб	$\sigma = \frac{6M}{Sl^2} < [\sigma]$
<b>Стыковой шов</b> 	Изгиб и растяжение	$\sigma = \frac{P}{Sl} + \frac{6M}{Sl^2} < [\sigma]$
<b>Угловой шов</b> 	Изгиб	$\tau_{ср} = \frac{6M}{0,7Kl^2} < [\tau_{ср}]$

Вид соединения	Вид нагружения соединения	Расчетные формулы
Угловой шов 	Изгиб и растяжение	$\tau_{\text{ср}} = \frac{P}{0,7Kl} + \frac{6M}{0,7Kl^2} < [\tau_{\text{ср}}]$
Угловой шов 	Изгиб и срез	$\tau_{\text{ср}} = \sqrt{\left(\frac{P}{0,7Kl}\right)^2 + \left(\frac{6PL}{0,7Kl^2}\right)^2} < [\tau_{\text{ср}}]$

— длина катета поперечного сечения углового шва в мм;  
 — длина сварного шва в мм;  
 — толщина листа в мм.

Таблица 139

**Допускаемые напряжения  
в кгс/мм<sup>2</sup> для сварных швов при постоянной нагрузке**

Вид напряжения	Сварка			
	Ручными электродами Э42		Ручными электродами Э42А	
	Марка стали			
	Ст0 и Ст2	Ст 3	Ст0 и Ст2	Ст3
При растяжении [ $\sigma_p$ ]	10,8	12,6	12	14
При сжатии [ $\sigma_c$ ]	12	14	12	14
При срезе [ $\tau_{\text{ср}}$ ]	7,2	8,4	7,5	8,7

Примечание. При переменных нагрузках допускаемые напряжения следует умножать на коэффициент понижения

$$\gamma = \frac{1}{0,6K_s + 0,2 - (0,6K_s - 0,2)r} < 1,$$

где  $r = \frac{P_{\text{min}}}{P_{\text{max}}}$  — характеристика цикла нагружения;

- $P_{min}, P_{max}$  — наименьшее и наибольшее по абсолютной величине усилия, взятые каждое со своим знаком;
- $K_s$  — эффективный коэффициент концентрации напряжений;
- $K_s = 1$  — вдали от сварных швов и в месте перехода к стыковому и лобовому шву с обработкой шва наждачным кругом;
- $K_s = 1,4$  — в месте перехода к стыковому шву без механической обработки шва;
- $K_s = 2$  — в месте перехода к лобовому шву без обработки шва, но с плавным переходом при ручной сварке;
- $K_s = 3$  — в месте перехода к лобовому шву при наличии небольшого валика и небольшого подреза, в месте перехода к фланговым швам у концов швов.

### РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Расчет на прочность резьбового соединения, нагруженного только осевой силой, производится по формуле:

$$\sigma_p = \frac{4P}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p] \text{ кгс/см}^2,$$

где  $P$  — расчетная осевая нагрузка в кгс;

$d_1$  — внутренний диаметр резьбы в см;

$[\sigma_p]$  — допускаемое напряжение растяжения в кгс/см<sup>2</sup>.

Прочность резьбовых соединений, подверженных осевой нагрузке и крутящему моменту, возникающему вследствие затяжки гайки (или винта) под нагрузкой, рассчитывается по эквивалентному напряжению.

$$\sigma_{э\text{кв}} = \frac{1,3 \cdot 4P}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p] \text{ кгс/см}^2.$$

При нагружении резьбового соединения силами в плоскости стыка в случае установки болта без зазора и при работе болта на срез прочность соединения определяется по формуле:

$$\tau_{ср} = \frac{4P}{\pi d^2 l} \leq [\tau_{ср}] \text{ кгс/см}^2,$$

где  $d$  — диаметр стержня болта в см;

$l$  — число стыков в соединении;

$[\tau_{ср}]$  — допускаемое напряжение.

При нагружении резьбового соединения силами в плоскости стыка в случае установки болта с зазором и обеспечения соеди-

нения за счет сил трения прочность соединения рассчитывается по зависимости:

$$\sigma_p = \frac{4P_{\text{зат}}}{\pi d_1^2} < [\sigma_p] \text{ кгс/см}^2,$$

где  $P_{\text{зат}} \frac{kP}{f}$  — сила затяжки болта в кгс;

$k$  — коэффициент запаса по сдвигу, равный 1,3—2,0;

$P$  — сила, действующая в плоскости стыка, в кгс;

$f$  — коэффициент трения в стыке.

Допускаемые напряжения на растяжение  $[\sigma_p]$  при статических нагрузках можно выбирать в зависимости от предела текучести  $\sigma_T$  материала:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{n},$$

где  $n$  — коэффициент запаса прочности, равный 1,5—3.

Допускаемые напряжения среза  $[\tau_{\text{ср}}]$  можно принимать равными (0,2÷0,3)  $\sigma_T$  при переменной нагрузке и 0,4  $\sigma_T$  при статической нагрузке.

## ВАЛЫ И ОСИ

Валы передают вращающий момент и в большинстве случаев воспринимают и поперечные нагрузки, поэтому валы рассчитываются с учетом кручения или на изгиб с кручением. Обычно валы рассчитываются не на жесткость, но при расчете на жесткость диаметр вала получается больше, чем при расчете на прочность.

Оси не передают вращающего момента, а воспринимают лишь поперечные нагрузки, поэтому рассчитываются только на изгиб.

Обычно расчет валов выполняется в два этапа:

предварительный проектный расчет,  
уточненный расчет на основе чертежа вала.

В табл. 140 приведены расчетные формулы к предварительному проектному расчету на прочность валов и осей. При наличии шпоночного пазы в опасном сечении полученное выше значение  $d$  следует увеличить на 5—10%. Для сокращения расчетов можно воспользоваться номограммой, изображенной на рис. 19.

Уточненный расчет производится для валов и состоит в определении коэффициентов запаса для предположительно опасных сечений.

Расчет на изгибную жесткость состоит в определении углов наклона и прогибов упругой линии осей и валов и сравнении их с допускаемыми.

**Расчетные формулы к предварительному  
проектному расчету валов и осей**

Вид расчета	Расчетные формулы
На изгиб	$d = \sqrt[3]{\frac{M_H}{0,1 [\sigma_H]}}$ для круглого сечения
	$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_H}{0,1 (1-K^4) [\sigma_H]}}$ для кольцевого сечения
На кручение	$d = \sqrt[3]{\frac{M_K}{0,2 [\tau]}}$
На изгиб с кручением	$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экр}}}{0,1 [\sigma_H]}}$ для круглого сечения
	$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экр}}}{0,1 (1-K^4) [\sigma_H]}}$ для кольцевого сечения

$M_K$  — крутящий момент в кгс-см (см. номограмму на рис. 17);

$M_H$  — изгибающий момент в кгс-см;

$M_{\text{экр}} = \sqrt{M_K^2 + M_H^2}$  — эквивалентный момент в кгс-мм (см. номограмму на рис. 20);

$[\sigma_H]$  — допускаемые напряжения на изгиб в кгс/мм<sup>2</sup> (табл. 141);

$[\tau]$  — допускаемые напряжения на кручение в кгс/мм<sup>2</sup>;

$K = \frac{d_0}{d_1}$  — отношение внутреннего диаметра к наружному;

$d$  — диаметр вала в мм.

Таблица 141

**Допускаемые напряжения на изгиб для валов и осей**

Материал	Предел прочности $\sigma_B$ в кгс/мм <sup>2</sup>	Допускаемые напряжения $[\sigma_H]$ в кгс/мм <sup>2</sup>		
		I категория нагрузки	II категория нагрузки	III категория нагрузки
Углеродистая сталь	40	13	7	4,1
	50	17	7,5	4,5
	60	20	9,5	5,5
	70	23	11	6,5

Материал	Предел прочности $\sigma_B$ в кгс/мм <sup>2</sup>	Допускаемые напряжения $[\sigma_n]$ в кгс/мм <sup>2</sup>		
		I категория нагрузки	II категория нагрузки	III категория нагрузки
Легированная сталь	80	27	13	7,5
	100	33	15	9

Примечание. I категория нагрузки соответствует постоянным напряжениям, II — пульсирующему циклу изменения напряжений и III — симметричному циклу изменения напряжений.

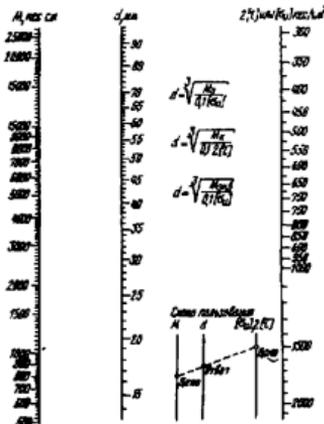


Рис. 19. Номограмма для определения диаметров валов (осей) из расчета на кручение, на изгиб или изгиб с кручением.

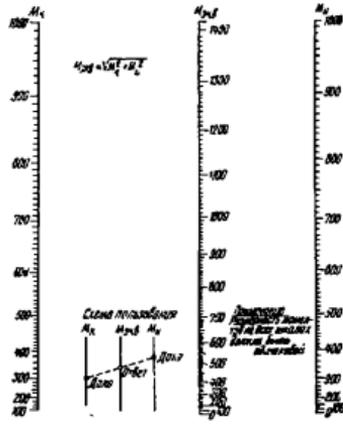


Рис. 20. Номограмма для определения эквивалентного момента.

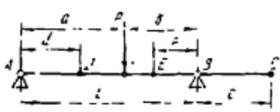
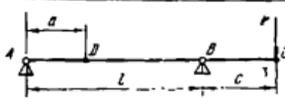
Допускаемые углы наклона  $\theta$  в местах расположения деталей составляют (в радианах):  
 шестерни — 0,001—0,002;  
 подшипники скольжения — 0,002;  
 радиальные шарикоподшипники — 0,005;  
 сферические шарикоподшипники — 0,05;  
 конические роликоподшипники — 0,0016;  
 цилиндрические роликоподшипники — 0,0025.

Допускаемые величины прогибов для валов лежат в пределах 0,0001—0,0005 длины пролета. Величины прогибов в месте установки зубчатых колес не должны превышать 0,01—0,03 модуля этих колес.

В табл. 142 приведены формулы для определения углов наклона и прогибов двухопорных валов.

Таблица 142

Формулы для определения углов наклона и прогибов двух опорных валов

Угол наклона и прогиба	Схема вала	
		
$\theta_A$	$\frac{Pab(l+b)}{6EI}$	$-\frac{P_1cl}{6EI}$
$\theta_B$	$-\frac{Pab(l+a)}{6EI}$	$\frac{P_1cl}{3EI}$
$\theta_C$	$\theta_B$	$\frac{P_1c(2l+3c)}{6EI}$
$\theta_D$	$\frac{Pb(l^2-b^2-3d^2)}{6EI}$	$\frac{P_1c(3d^2-l^2)}{6EI}$
$\theta_E$	$-\frac{Pa(l^2-d^2-3c^2)}{6EI}$	—
$\theta_F$	$\frac{Pab(b-a)}{3EI}$	—
$y_D$	$\frac{Pbd(l^2-b^2-d^2)}{6EI}$	$-\frac{P_1cd(l^2-d^2)}{6EI}$
$y_E$	$\frac{Pae(l^2-a^2-e^2)}{6EI}$	—
$y_F$	$\frac{Pa^2b^2}{3EI}$	—
$y_C$	$\theta_B c$	$\frac{P_1c^2(l+c)}{3EI}$

$E$  — модуль упругости материала оси или вала ( $E=2,1 \times 10^6$  кгс/см<sup>2</sup> для стали);

$I$  — осевой момент инерции сечения оси или вала в см<sup>4</sup>.

Расчет на жесткость при кручении производится по формуле:

$$\varphi = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{M_k l}{GI_p} \leq [\varphi],$$

где  $\varphi$  — действительный угол скручивания вала в град.;  
 $[\varphi]$  — допускаемый угол скручивания в град., принятый в стандартостроении для длинных ходовых винтов — 5' на 1 м длины, для большинства валов — 15' на 1 м длины и для некоторых случаев — 2°;  
 $M_k$  — крутящий момент в кгс·см;  
 $l$  — длина скручиваемой части вала в см;  
 $G$  — модуль упругости при сдвиге в кгс/см<sup>2</sup> (для стали  $G = 8 \cdot 10^5$  кгс/см<sup>2</sup>);  
 $I_p$  — полярный момент инерции сечения вала в см<sup>4</sup>  
 (  $\frac{\pi d^4}{32}$  для круглого и  $\frac{\pi d^4}{32} (1 - K^4)$  для кольцевого сечения ).

### ПРУЖИНЫ

В зависимости от вида нагружения пружины делятся на три класса:

I — растяжения и сжатия, работающие при циклическом нагружении без инерционного соударения витков при обеспечении не менее  $5 \times 10^6$  циклов нагружения;

II — растяжения и сжатия, работающие при циклическом и статическом нагружении без инерционного соударения витков при обеспечении не менее  $1 \times 10^5$  циклов нагружения;

III — сжатия, работающие при циклическом нагружении с возможными случаями инерционного соударения витков при обеспечении не менее  $2 \times 10^3$  циклов нагружения.

В зависимости от марки стали и стандарта на заготовку для каждого класса устанавливаются разряды, приведенные в табл. 143.

Порядок расчета цилиндрических пружин сжатия и растяжения из стали круглого сечения определяется ГОСТ 13765—68.

Последовательность расчета такая:

1. Задаются исходные величины:

$P_1$  — сила пружины при предварительной деформации в кгс;

$P_2$  — сила пружины при рабочей деформации в кгс;

$h$  — рабочий ход в мм;

$v_0$  — наибольшая скорость перемещения подвижного конца пружины при нагружении или разгрузке в м/с;

$N$  — выносливость (число циклов);

$D$  — наружный диаметр пружины (предварительный).

## Классы и разряды пружин винтовых цилиндрических сжатия и растяжения из стали круглого сечения (по ГОСТ 13764—68)

Класс пружин	Разряд пружин	Вид пружин	Сила пружины при максимальной деформации $P$ , в кгс	Материал		
				Диаметр проволоки $d$ в мм	Марка стали	Твердость после термобработки HRC
I	1	Одножильные сжатия и растяжения	0,100—85	0,2—5,0	По ГОСТ 1050—60 и ГОСТ 1435—54	
	2		0,100—80			
	3		14—600	3—12	60С2А; 65С2ВА; 70С3А по ГОСТ 14959—69	46—52
					50ХФА по ГОСТ 14959—69	44—50
	4	Одножильные сжатия	280—9000	14—50	60С2А; 65С2ВА; 70С3А; 50ХФА по ГОСТ 14959—69	43—50
II	1	Одножильные сжатия и растяжения	0,150—140	0,2—5,0	По ГОСТ 1050—60 и ГОСТ 1435—54	—
	2		0,125—125			
	3		23,6—1000	3—12	60С2А; 65С2ВА по ГОСТ 14959—69	46—52
					65Г по ГОСТ 1050—60	
					50ХФА по ГОСТ 14959—69	44—50

Класс пружин	Разряд пружин	Вид пружин	Сила пружины при максимальной деформации $P_2$ в кгс	Материал		
				Диаметр проволоки $d$ в мм	Марка стали	Твердость по шкале термометра НРС
II	4	Одножильные сжатия	450—10 000	14—50	60С2А; 60С2; 65С2ВА; 70С3А; 50ХФА; 651 по ГОСТ 14959—69	43—50
	1	Трехжильные сжатия	1,25—100	0,3—2,8	По ГОСТ 1050—60 и ГОСТ 1435—54	—
	2	Одножильные сжатия	31,5—1400	3—12	60С2А; 65С2ВА по ГОСТ 14959—69	53—57
3	600—2000		14—25	60С2А; 65С2ВА; 70С3А по ГОСТ 14959—69	50—55	

2. По заданной выносливости предварительно определяется принадлежность пружины к соответствующему классу.

3. Определяется относительный инерционный зазор  $\delta$  исходя из следующих данных:

$\delta=0,05—0,25$  — для пружин сжатия I и II классов,

$\delta=0,05—0,10$  — для пружин растяжения,

$\delta=0,10—0,40$  — для одножильных пружин III класса.

4. Вычисляется значение силы пружины  $P_3$  при максимальной деформации:

$$P_3 = \frac{P_2}{1 - \delta}$$

Значения силы пружины  $P_3$  при максимальной деформации определяются для обоих граничных значений относительного инерционного зазора  $\delta$ .

5. В зависимости от граничных значений силы  $P_3$  выбираются диаметр проволоки пружины  $d$ , жесткость одного витка  $z_1$  и наибольший прогиб одного витка  $f_2$ .

6. Учитывая значение силы  $P_3$ , определяют принадлежность пружины к соответствующему разряду в выбранном классе, а затем максимальное касательное напряжение при кручении  $\tau_3$ .

7. Рассчитывается критическая скорость одножильных пружин сжатия по формуле:

$$v_{кр} = \frac{\tau_3 \left(1 - \frac{P_2}{P_3}\right)}{\sqrt{2 G \rho}}$$

где  $G=8 \times 10^3$  — модуль сдвига для пружинной стали в кгс/мм<sup>2</sup>;  
 $\rho=8 \times 10^{10}$  — плотность пружинной стали в кгс·с<sup>2</sup>/мм<sup>4</sup>,  
 $\sqrt{2 G \rho}=3,58$ .

8. Проверяется принадлежность пружины к предварительному выбранному классу по отношению  $\frac{v_0}{v_{кр}}$ . Несоблюдение условия

$\frac{v_0}{v_{кр}} < 1$  для пружины I и II классов означает, что при скорости  $v_0$  заданная выносливость  $N$  не может быть обеспечена, в связи с чем пружину нужно либо отнести к низшему классу, либо изменить исходные данные.

9. По окончательно установленному классу и разряду пружины определяются основные размеры пружины:

$$z = \frac{P_2 - P_1}{h} \text{ — жесткость пружины в кгс/мм;}$$

$$n = \frac{z_1}{z} \text{ — число рабочих витков;}$$

$$n_1 = n + n_2 \text{ — полное число витков;}$$

$$n_2 \text{ — число опорных витков;}$$

$$D_0 = D - d \text{ — средний диаметр пружины в мм;}$$

$$c = \frac{D_0}{d} \text{ — индекс пружины;}$$

$$F_1 = \frac{P_1}{z} \text{ — предварительная деформация в мм;}$$

$$F_2 = \frac{P_2}{z} \text{ — рабочая деформация в мм;}$$

$$F_3 = \frac{P_3}{z} \text{ — максимальная деформация в мм.}$$

$$H_3 = (n_1 + 1 - n_2) \text{ — высота пружины при максимальной деформации в мм;}$$

$$n_3 \text{ — число зашлифованных витков;}$$

$$H = H_3 + F_3 \text{ — высота пружины сжатия в свободном состоянии;}$$

$$H_0 = (n_1 + 1)d \text{ — высота пружины растяжения в свободном состоянии;}$$

$t_s = f_s + d$  — шаг пружины растяжения;  
 $t_c = d$  — шаг пружины сжатия;  
 $L \approx 3,2D_0n_1$  — длина развернутой пружины (без учета зацепов пружины растяжения).

### ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

Подшипники, работающие при частоте вращения кольца  $n \leq 1$  об/мин, подбирают по *статической грузоподъемности*. Подшипник выбирают так, чтобы его приведенная нагрузка, определяемая как большая из величин

$$Q = X_0 R + Y_0 A;$$

$$Q = R,$$

не превышала допускаемой статической грузоподъемности  $C_0$ :

$$Q \leq C_0,$$

где  $X_0$  и  $Y_0$  — коэффициенты соответственно радиальной  $R$  и осевой  $A$  нагрузки.

При частоте вращения кольца подшипника  $n > 1$  об/мин подшипник выбирается по *динамической грузоподъемности* по условию:

$$C_{тр} \leq C,$$

где  $C_{тр}$  — требуемая величина динамической грузоподъемности;

$C$  — динамическая грузоподъемность выбранного подшипника, указанная в таблицах каталога.

Динамическая грузоподъемность для радиальных и радиально-упорных подшипников представляет собой такую постоянную радиальную нагрузку, которую группа идентичных подшипников с неподвижным наружным кольцом сможет выдержать до возникновения усталостного разрушения рабочих поверхностей в течение одного миллиона оборотов внутреннего кольца.

Требуемую величину динамической грузоподъемности определяют по одной из следующих формул:

$$C_{тр} = QL^{1/a};$$

$$C_{тр} = Q \left( \frac{60 n L_k}{10^6} \right)^{1/a}$$

где  $L$  — желаемая или требуемая долговечность подшипника в млн/об вращающегося кольца;

$L_k$  — то же, в ч;

$\alpha$  — величина, зависящая от формы кривой контактной усталости (для шариковых подшипников  $\alpha=3$  и для роликовых  $\alpha=10/3$ );

$n$  — частота вращения кольца подшипника в об/мин;

$Q$  — приведенная нагрузка подшипника, т. е. такая условная постоянная радиальная нагрузка (для радиальных и радиально-упорных подшипников), которая при приложении ее к подшипнику с вращающимся внутренним кольцом обеспечивает такую же долговечность, какую подшипник будет иметь в действительных условиях нагружения и вращения. Для упорных подшипников определение приведенной нагрузки аналогично, но под приведенной понимается постоянная осевая нагрузка.

В тех случаях, когда требуется определить теоретическую (расчетную) долговечность выбранного по каталогу подшипника, пользуются формулами:

$$L = \left( \frac{C}{Q} \right)^\alpha;$$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{Q} \right)^\alpha.$$

Приведенную нагрузку определяют по одной из следующих формул:

для радиальных подшипников, которые могут воспринимать постоянно действующие осевые нагрузки, и для радиально-упорных подшипников

$$Q = (XK_k R + YA) K_6 K_T;$$

для подшипников с короткими цилиндрическими роликами и для игольчатых подшипников

$$Q = RK_k K_6 K_T;$$

для упорных подшипников

$$Q = AK_6 K_T.$$

где  $R$  — радиальная нагрузка, действующая на подшипник;

$A$  — осевая нагрузка;

$X$  — коэффициент радиальной нагрузки;

$Y$  — коэффициент осевой нагрузки;

$K_k$  — коэффициент вращения, принимаемый при вращающемся внутреннем кольце равным 1,0 и при вращающемся наружном кольце равным 1,2;

$K_6$  — коэффициент безопасности (табл. 144);

$K_T$  — температурный коэффициент (табл. 145).

Значения коэффициента безопасности  $K_6$ 

Характер нагрузки	$K_6$	Примеры
Спокойная (без толчков)	1	Ролики ленточных транспортеров
Легкие толчки. Кратковременные перегрузки до 125% от расчетной нагрузки	1—1,2	Прецизионные зубчатые передачи, блоки, легкие вентиляторы и воздуходувки
Умеренные толчки и вибрации. Кратковременные перегрузки до 150% от расчетной нагрузки	1,3—1,5	Редукторы всех конструкций
То же, в условиях повышенной надежности	1,5—1,8	Центрифуги и сепараторы, зубчатые передачи
Значительные толчки и вибрации. Кратковременные перегрузки до 200% от расчетной нагрузки	1,9—2,5	Зубчатые передачи с зубьями без финишной обработки
С сильными ударами и кратковременными перегрузками, достигающими 300% от расчетной нагрузки	2,5—3,0	—

Таблица 145

Значения температурного коэффициента  $K_T$ 

Рабочая температура подшипника °C	До 100	125	150	175	200	225	250	300	350
$K_T$	1,0	1,05	1,1	1,15	1,25	1,35	1,4	1,6	2,0

Коэффициенты  $X$  и  $Y$  зависят от отношения осевой нагрузки подшипника к радиальной  $\frac{A}{R}$ , от величины коэффициента влияния осевого нагружения  $e$ , а для некоторых типов подшипников дополнительно от отношения осевой нагрузки подшипника к его статической грузоподъемности  $\frac{A}{C_0}$ .

В радиально-упорных подшипниках под действием на них радиальных нагрузок возникают осевые составляющие реакций, определяемые по формулам:

для конических роликовых подшипников

$$S = 0,83eR;$$

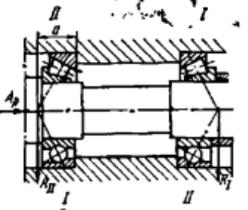
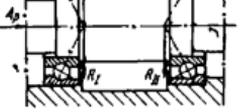
для шариковых радиально-упорных подшипников

$$S = eR.$$

Для определения суммарных осевых нагрузок, отражающих влияние внешних осевых сил  $A$  или  $A_p$  и осевых составляющих реакций от радиальных нагрузок  $S$ , можно воспользоваться табл. 146.

Таблица 146

**Определение осевых нагрузок радиально-упорных подшипников**

	Условия нагружения	Основные нагрузки подшипников
	$S_1 \geq S_2$ $A_p \geq 0$ $S_1 < S_2$ $A_p \geq S_2 - S_1$	$A_1 = S_1$ $A_2 = S_1 + A_p$
	$S_1 < S_2$ $A_p < S_2 - S_1$	$A_1 = S_2 - A_p$ $A_2 = S_2$

При определении радиальных реакций радиально-упорных подшипников следует иметь в виду, что радиальные реакции считаются приложенными в точках пересечения нормалей к серединам контактных площадок с осью вала. Расстояния  $a$  от этих точек до торцов подшипников определяют по формулам:

для однорядных радиально-упорных подшипников

$$a = 0,5[B + (d + D) \operatorname{tg} \beta];$$

для двухрядных радиально-упорных подшипников

$$a = 0,5 \left[ \frac{3B}{2} + (d + D) \operatorname{tg} \beta \right];$$

для однорядных конических роликоподшипников

$$a = \frac{T}{2} + \frac{(d + D)e}{3};$$

для двухрядных конических роликоподшипников

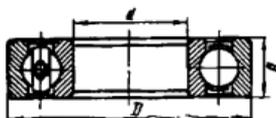
$$a = \frac{3T}{4} + \frac{(d+D)e}{3},$$

где  $\beta$  — расчетный угол контакта подшипника.

Характеристики наиболее распространенных стандартных подшипников даны в табл. 147—151.

Таблица 147

Шарикоподшипники радиальные однорядные



Условное обозначение подшипника	d	D	B	Динамическая грузоподъемность C в кН	Статическая грузоподъемность C <sub>0</sub> в кН
	в мм				

Особо легкая серия 100

104	20	42	12	7,21	4,45
105	25	47	12	7,75	4,92
106	30	55	13	10,2	6,88
107	35	62	14	12,2	8,46
108	40	68	15	12,9	9,26

Легкая серия 200

204	20	47	14	9,81	6,18
205	25	52	15	10,8	6,95
206	30	62	16	15,0	10,0
207	35	72	17	19,7	13,6
208	40	80	18	15,1	17,8
209	45	85	19	25,2	17,8
210	50	90	20	27,0	19,0
211	55	100	21	33,0	25,0
212	60	110	22	40,3	30,9
213	65	120	23	44,0	34,0
214	70	125	24	47,9	37,4
215	75	130	25	50,9	41,1

Средняя серия 300

306	30	72	19	21,6	14,8
307	35	80	21	25,7	17,6
308	40	90	23	31,3	22,3
309	45	100	25	37,1	26,2

Условное обозначение подшипника	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	Динамическая грузоподъемность <i>C</i> в кН	Статическая грузоподъемность <i>C</i> <sub>0</sub> в кН
	в мм				
310	50	110	27	47,6	35,6
311	55	120	29	54,9	41,8
312	60	130	31	62,9	48,4
313	65	140	33	71,3	55,6
314	70	150	35	80,1	63,3
315	75	160	37	87,3	71,4
316	80	170	39	94,6	80,1

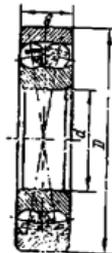
$\frac{A}{C_0}$	<i>Y</i>	<i>e</i>
0,014	2,30	0,19
0,028	1,99	0,22
0,056	1,71	0,26
0,084	1,55	0,28
0,110	1,45	0,30
0,170	1,31	0,34
0,280	1,15	0,38
0,420	1,04	0,42
0,560	1,00	0,44

$$X_0 = 0,6; \quad Y_0 = 0,5.$$

$$X = 0,56; \quad Y \text{ — см. табл. при } \frac{A}{K_{KR}} > e.$$

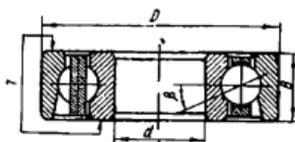
$$X = 1,0; \quad Y = 0 \text{ при } \frac{A}{K_{KR}} < e.$$

Шарикоподшипники радиальные сферические двухрядные



Условное обозначение подшипника	в мм						Динамическая грузоподъемность $C$ в кН	$\frac{A}{K_R} \leq \epsilon$		$\frac{A}{K_R} > \epsilon$		$\epsilon$	Статическая грузоподъемность $C_0$ в кН	$\gamma_0$
	$d$	$d_1$	$D$	$B$	$L$	$X$		$Y$	$X$	$Y$				
											$X$			
<i>Легкая серия</i>														
1210	50	45	90	20	35	17,4	3,134	4,850	0,214	10,8	3,283			
1211	55	50	100	21	37	20,6	3,232	5,002	0,195	13,3	3,386			
1212	60	55	110	25	38	23,3	3,407	5,273	0,185	15,5	3,569			
1213	65	60	120	23	40	23,9	3,705	0,65	0,170	17,2	3,882			
1214	70	—	125	24	—	26,5	3,509	5,431	0,179	18,7	3,676			
1215	75	65	130	25	43	29,9	3,596	5,566	0,175	21,4	3,767			
1216	80	70	140	26	46	30,8	3,944	6,105	0,160	23,5	4,132			
<i>Средняя серия</i>														
1310	50	45	110	27	42	33,4	2,676	4,141	0,235	17,5	2,803			
1311	55	50	120	29	45	39,8	2,696	4,173	0,234	22,4	2,824			
1312	60	55	130	31	47	44,9	2,800	4,334	0,225	26,6	2,934			
1313	65	60	140	33	50	48,2	2,785	0,65	0,226	29,3	2,918			
1314	70	—	150	35	—	57,5	2,813	4,354	0,224	35,2	2,947			
1315	75	65	160	37	55	61,2	—	4,390	0,222	38,3	2,972			
1316	80	70	170	39	59	68,5	—	4,515	0,216	42,2	3,056			

## Шарикоподшипники радиально-упорные однорядные

Тип 36000  $\beta = 12^\circ$ Тип 46000  $\beta = 26^\circ$ 

Условное обозначение подшипника		$d$	$D$	$B$	$T$	Динамическая грузоподъемность $C$ в кН		Статическая грузоподъемность $C_0$ в кН	
Тип 36000	Тип 46000	в мм				Тип 36000	Тип 46000	Тип 36000	Тип 46000

## Средняя серия

36305	46305	25	62	17	17	21,6	20,7	15,9	14,6
36306	46306	30	72	19	19	26,4	25,1	20,0	18,3
36307	46307	35	80	21	21	34,3	32,8	26,9	24,7
36308	46308	40	90	23	23	40,5	38,4	32,8	30,1
36309	46309	45	100	25	25	49,5	47,2	40,2	37,0
36310	46310	50	110	27	27	58,1	55,2	47,9	43,9
—	46311	55	120	29	29	—	67,6	—	56,3
36312	46312	60	130	31	31	81,4	77,3	71,1	65,3
36313	46313	65	140	33	33	92,3	87,3	81,6	74,9
—	46314	70	150	35	35	—	98,1	—	85,3

$\frac{A}{C_0}$	$Y$	$e$
-----------------	-----	-----

			Тип 36000	Тип 46000
0,014	1,81	0,30	$X_0 = 0,5; Y_0 = 0,47.$	$X_0 = 0,56; Y_0 = 0,37.$
0,029	1,62	0,34	$X = 1;$	$X = 1;$
0,051	1,46	0,37	$Y$ — см. табл. при $\frac{A}{K_k R} > e.$	$Y = 0,92$ при $\frac{A}{K_k R} > 0,68.$
0,086	1,34	0,41		
0,110	1,22	0,45	$X = 1;$	$X = 1;$
0,170	1,13	0,48	$Y = 0$ при $\frac{A}{K_k R} < e.$	$Y = 0$ при $\frac{A}{K_k R} < 0,68.$
0,290	1,04	0,52		
0,430	1,01	0,54		
0,570	1,00	0,54		

Роликподшипники конические однорядные



Условное обозначение подшипника	d	D	T		b	c	Динамическая грузоподъемность С в кН	У	ε	Статическая грузоподъемность С <sub>0</sub> в кН	У <sub>0</sub>
			наибольшее	наименьшее							
в мм											
<i>Легкая серия</i>											
7206	30	62	17,5	17,0	16	14	29,2	1,645	0,365	21,9	0,905
7207	35	72	18,5	18,0	17	15	34,5	1,624	0,369	25,8	0,893
7208	40	80	20,0	19,5	19	16	41,6	1,555	0,383	32,1	0,861
7209	45	85	20,5	20,0	20	16	41,9	1,450	0,414	32,8	0,798
7210	50	90	22,0	21,5	21	17	51,9	1,604	0,374	39,8	0,882
7211	55	100	23,0	22,5	21	18	56,8	1,459	0,411	45,2	0,802
7212	60	110	24,0	23,5	23	19	70,8	1,710	0,351	32,4	0,940
7214	70	125	26,5	26,0	26	21	94,0	1,124	0,309	80,5	0,893
<i>Средняя серия</i>											
7304	20	52	16,5	16,0	16	13	24,5	2,026	0,296	17,4	1,114
7305	25	62	18,5	18,0	17	15	29,0	1,666	0,360	20,5	0,916
7306	30	72	21,0	20,5	19	17	39,2	1,780	0,337	29,3	0,979

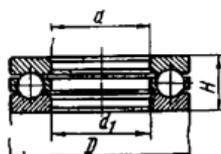
Продолжение таблицы 150

Условное обозначение подшипника	d	D	T		b	c	Динамическая грузоподъемность С в кН	Y	ε	Статическая грузоподъемность С <sub>0</sub> в кН	Y <sub>0</sub>
			наибольшее	наименьшее							
7307	35	80	23,0	22,5	21	18	47,2	1,881	0,319	34,6	1,035
7308	40	90	25,5	25,0	23	20	59,8	2,158	0,278	45,1	1,187
7309	45	100	27,5	27,0	26	22	74,6	2,090	0,287	58,2	1,150
7310	50	110	29,5	29,0	29	23	94,7	1,937	0,310	74,4	1,065
7311	55	120	32,0	31,0	29	25	100	1,804	0,332	79,9	0,992
7312	60	130	34,0	33,0	31	27	116	1,966	0,305	94,4	1,081
7313	65	140	36,5	35,5	33	28	131	1,966	0,305	109,0	1,081
7314	70	150	38,5	37,5	37	30	165	1,937	0,310	134,0	1,065
7315	75	160	40,5	39,5	37	31	174	1,829	0,328	145,0	1,006
<i>Средняя широкая серия</i>											
7605	25	62	25,5	25,0	24,0	21,0	44,6	2,194	0,273	35,9	1,205
7606	30	72	29,0	28,5	29,0	23,0	60,1	1,882	0,319	50,0	1,035
7607	35	80	33,0	32,5	31,0	27,0	70,2	2,026	0,296	60,3	1,114
7608	40	90	35,5	35,0	33,0	28,5	78,5	2,026	0,296	65,9	1,114
7609	45	100	38,5	38,0	36,0	31,0	102,0	2,058	0,291	88,8	1,131
7610	50	110	42,5	42,0	40,0	34,0	120,0	2,026	0,296	106,0	1,114

$X_0 = 0,5$ ;  $X = 0,4$ ;  $Y$  — см. табл. при  $\frac{A}{K_R R} > \epsilon$ ;

$Y_0$  — см. табл.;  $X = 1$ ;  $Y = 0$  при  $\frac{A}{Y^2 R} \leq \epsilon$ ;  $\beta = 12 \div 16^\circ$ .

## Шарикоподшипники упорные



Условное обозначение подшипника	Размеры в мм			Динамическая грузоподъемность $C$ в кН	Статическая грузоподъемность $C_0$ в кН
	$d$	$D$	$H$		
	в мм				
<i>Особо легкая серия</i>					
8105	25	42	11	12,2	25,6
8106	30	47	11	13,5	28,6
8107	35	52	12	16,4	36,4
8108	40	60	13	22,4	49,8
8109	45	65	14	23,8	54,9
8110	50	70	14	25,1	59,8
<i>Легкая серия</i>					
8206	30	52	16	22,5	46,2
8207	35	62	18	30,8	66,5
8208	40	68	19	36,6	78,0
8209	45	73	20	38,6	88,5
8210	50	78	22	45,0	103,0
8211	55	90	25	55,4	126,0
8212	60	95	26	64,4	151,0
<i>Средняя серия</i>					
8305	25	52	18	25,2	48,9
8306	30	60	21	32,3	66,6
8307	35	68	24	40,0	83,4
8308	40	78	26	50,3	107,0
8309	45	85	28	58,1	130,0
8310	50	95	31	69,6	161,0
8311	55	105	35	90,3	213,0
8312	60	110	35	90,3	213,0

В корпусах и на валах подшипники должны устанавливаться так, чтобы обеспечить необходимое радиальное и осевое фиксирование, не подвергаясь вредным нагрузкам вследствие температурных деформаций, перетяжки при монтаже и т. д. Дли-

ные валы, для которых присущи температурные деформации, закрепляются во избежание осевых перемещений на одной опоре, остальные опоры выполняются плавающими в осевом направлении.

При посадке подшипников в корпуса и на валы недопустимо обкатывание колец и образование зазоров на посадочных поверхностях, натяг должен быть минимальным с целью сохранения зазоров в подшипнике.

Размеры залечников при посадке подшипников могут быть назначены по нормам машиностроения МН 389—60.

Подшипники качения необходимо смазывать для предотвращения коррозии, уменьшения трения, улучшения отвода тепла. Широкое применение получили консистентные смазки, которые хорошо работают при умеренных температурах (не выше 100°C). При использовании таких смазок упрощается обслуживание подшипникового узла и исключается опасность попадания в подшипник продуктов износа деталей. Жидкие же смазки дают меньшие потери на трение, могут работать при повышенных температурах (до 120°C), однако требуют надежных уплотнений и больших затрат на обслуживание узла.

## ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

Подшипники скольжения делятся: на высокоскоростные; для особо точного направления валов; для особо тяжелых валов (диаметром свыше 1 м); разъемные; работающие с ударными и вибрационными нагрузками; требующие очень малых диаметральных габаритов; работающие в особых условиях (в воде, агрессивных средах).

Подшипники скольжения, работающие в режиме, близком к граничному трению, проверяются по удельному давлению  $p$  и на ограничение нагрева по произведению  $p\sigma$ :

$$p = \frac{P}{ld} < [p]; \quad p\sigma < [p\sigma],$$

где

- $l$  — длина подшипника в см;
- $d$  — диаметр подшипника в см;
- $P$  — сила давления между подшипником и валом в кгс;
- $v = \frac{\pi dn}{60 \cdot 100}$  — скорость скольжения цапфы в м/с;
- $n$  — число оборотов вала в об/мин.

Значения допускаемых удельного давления в подшипнике  $[p]$  и произведения удельного давления в подшипнике на скорость скольжения цапфы  $[p\sigma]$  в зависимости от материала вкладышей приведены в табл. 152.

Значения  $[p]$  и  $[pv]$  в зависимости от материала вкладышей

Материал	$[p]$ в кг/см <sup>2</sup>	$[v]$ в м/с	$[pv]$	Область применения
Бронза:				
Бр. ОЦС5-5-5	50	3	100	Подшипники редукторов при спокойных нагрузках и нормальных температурах
Бр. ОЦС6-6-3	80	3	120	
Бр. ОЦС 4-4-17	100	4	120	Подшипники быстроходных редукторов при спокойных нагрузках и нормальных температурах
Бр. АЖ 9-4	300	8	600	Подшипники, работающие при ударных нагрузках и температуре до 300°
Бр. АЖМ 66-3-1,5	300	8	600	
Баббит:				
Б83, Б90, Б16	150	10	120	Подшипники редукторов всех мощностей, моторов
Чугун:				
АСЧ-1, АСЧ-2,	20	2	20	Неответственные подшипники, работающие при малых скоростях и удельных давлениях
Металлокерамические материалы (железографитные)	100	4	6 6—25 25—100	Подшипники, работающие при средних скоростях и нагрузках: а) за счет масла в порах б) при работе в резервуаре с маслом в) при обильной смазке, подаваемой в подшипник

Расчет подпятников производится аналогично подшипникам:

$$p = \frac{4P}{\pi(d^2 - d_n^2)} < [p]; pv < [pv],$$

где  $d$  — наружный диаметр кольцевой пяты в см;  
 $d_n$  — внутренний диаметр кольцевой пяты в см.

Расчет подшипников скольжения с жидкостным трением производится по выбранной толщине масляного слоя и на нагрев по гидродинамической теории смазки.

При конструировании подшипника скольжения существенное значение имеет выбор оптимального отношения длины под-

подшипника  $l$  к диаметру  $d$ . Увеличение длины подшипника приводит к уменьшению среднего давления в нем, однако в то же время резко увеличиваются кромочные давления и ухудшается работа подшипника.

Уменьшение длины подшипника ниже допустимого предела приводит к усиленному вытеканию масла через торцы подшипника и снижению его несущей способности.

Очень важным условием хорошей работы подшипников скольжения является отсутствие значительных перекосов осей цапфы и подшипника под нагрузкой.

Подшипниковые материалы выбираются применительно к работе со стальными валами. Шейки валов, как правило, закаляются до высокой твердости  $HRC \geq 55$ . Подшипниковые материалы должны обладать низким коэффициентом трения в паре с шейкой вала, высокой износостойкостью, теплопроводностью, прирабатываемостью, хорошей смачиваемостью смазочными маслами, коррозионной стойкостью.

Из металлических материалов для подшипников скольжения широко применяются баббиты, бронзы, псевдосплавы, антифрикционные чугуны, а также металлокерамические материалы, изготавливаемые из металлических порошков путем прессования под высоким давлением. Последние материалы имеют пористую структуру с объемом пор до 15—40%, которые заполняются маслом, специальной пропиткой, что обеспечивает их удовлетворительную работу при недостаточной смазке.

Из неметаллических материалов применяются текстолит и древесно-смолистые пластики, резина, графит, фторопласт.

## МУФТЫ

Основное назначение муфт — передача крутящего момента между валами, один из которых является продолжением другого. Кроме того, отдельные типы муфт могут выполнять и дополнительные функции.

Формулы расчета муфт приведены в табл. 153.

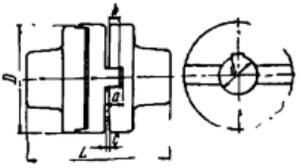
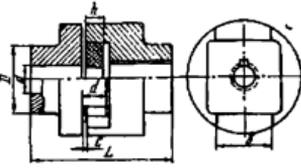
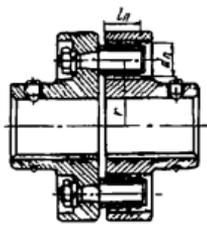
Так как муфты представляют собой автономные узлы, то на основные их типы имеются государственные или отраслевые стандарты.

## КЛИНОРЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Порядок расчета клиноременной передачи следующий:

1. Выбирается сечение ремня по табл. 154 в зависимости от скорости и величины передаваемой мощности. Основные размеры сечений клиновых ремней приведены в табл. 155.

## Формулы расчета муфт

Вид муфты	Расчетные формулы
<p>Муфта плавающая с промежуточным диском</p>  <p><math>D = (2,5 \div 3) d</math>, <math>L = (3,5 \div 4) d</math>,  <math>a = (0,3 \div 0,45) d</math>, <math>c = 1 \div 2,5</math> мм</p>	<p><math>p &lt; [p]</math>,</p> <p>где <math>p = \frac{12M_k}{h(2D+d)(D-d)}</math> — удельное давление в пазах;  <math>[p] = 100-150</math> кгс/см<sup>2</sup> для термически необработанных стальных деталей;  <math>[p] = 150-300</math> кгс/см<sup>2</sup> для термически обработанных стальных деталей;</p> <p><math>M_k = 71\,620 \frac{N \text{ л.с.}}{n \text{ об/мин}} = 97\,400 \frac{N \text{ кВт}}{n \text{ об/мин}}</math> — кгс·см;  <math>h = (a - c)</math> — рабочая высота паза в см</p>
<p>Муфта плавающая с промежуточным призматическим сухарем</p>  <p><math>D = (3-4) d</math>, <math>L = (3,5-5) d</math>,  <math>a = (0,6-0,8) d</math>, <math>c = 2-3</math> мм</p>	<p><math>p &lt; [p]</math>,</p> <p>где <math>p = \frac{6M_k}{hb^2}</math> — удельное давление по боковой поверхности сухаря;  <math>[p] = 80-100</math> кгс/см<sup>2</sup> для текстолитового сухаря</p>
<p>Муфты упругие втулочно-пальцевые</p> 	<p><math>p &lt; [p]</math>,</p> <p>где <math>p = \frac{M_k}{rl_n d_n z}</math> — удельное давление на упругий элемент;  <math>[p] = 10-20</math> кгс/см<sup>2</sup> для резины и кожи;  <math>[p] = 40</math> кгс/см<sup>2</sup> для твердых сортов резины;  <math>z</math> — число пальцев</p>

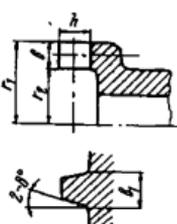
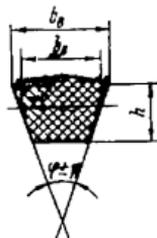
Вид муфты	Расчетные формулы
<p>Муфты кулачковые</p> 	$\rho < [\rho],$ <p>где <math>\rho = \frac{M_k}{r_{cp} b h z}</math> ;</p> <p><math>[\rho] = 800 - 1200</math> кгс/см<sup>2</sup> для стальных закаленных кулачков и включения не на ходу;</p> <p><math>[\rho] = 200 - 300</math> кгс/см<sup>2</sup> для стальных закаленных кулачков и включения на ходу</p>

Таблица 154

Выбор сечения клинового ремня по  $N$  и  $V$   
(из приложения к ГОСТ 1284—68)

Передаваемая мощность в кВт	Рекомендуемые сечения при скорости в м/с		
	до 5	от 5 до 10	св. 10
До 1	О, А	О, А	О
1—2	О, А, Б	О, А	О, А
2—4	А, Б	О, А, Б	А, Б
4—7,5	Б, В	А, Б	А, Б
7,5—15	В	Б, В	Б, В
15—30	—	В	В, Г
30—60	—	Г, Д	В, Г
60—120	—	Д	Г, Д
120—200	—	Д, Е	Г, Д

## Размеры сечений клиновых ремней (по ГОСТ 1284—88)



Обозначения сечений	Величина, определяющая размеры сечения				
	Расчетная ширина ремня $b_p$ , в мм	Ширина верхнего основания $b_0$ , в мм	Высота $h$ в мм	$\varphi$ в град	Площадь сечения $F$ в см <sup>2</sup>
О	8,5	10	6	40	0,47
А	11	13	8	40	0,81
Б	14	17	10,5	40	1,38
В	19	22	13,5	40	2,30
Г	27	32	19	40	4,76
Д	32	38	23,5	40	6,92
Е	42	50	30	40	11,70

2. Выбирается диаметр  $D_1$  меньшего шкива по табл. 156, затем определяется диаметр  $D_2$  большего шкива по формуле:

$$D_2 = \frac{n_1}{n_2} \cdot D_1 (1 - \epsilon),$$

где  $n_1$  — число оборотов ведущего шкива;  
 $n_2$  — число оборотов ведомого шкива;  
 $\epsilon$  — относительное скольжение ( $\epsilon = 0,01$ ).

Значения диаметров шкивов  $D_1$  и  $D_2$  округляются до стандартных значений по ГОСТ 1284—68: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000 мм.

3. Определяется скорость ремня по формуле:

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000} \text{ м/с}$$

или по номограмме на рис. 21.

Значения  $N_0$  для клиновых ремней (из приложения к ГОСТ 1284—68)

Обозначение сечения ремня	Расчетный диаметр меньшего шкива в мм	Мощность $N_0$ в кВт при скорости ремня в м/с					
		2	5	10	15	20	25
О	63	0,15	0,36	0,69	1,03	1,26	1,18
	71	0,17	0,39	0,78	1,15	1,38	1,26
	80	0,20	0,45	0,85	1,21	1,51	1,47
	90 и более	0,21	0,49	0,93	1,33	1,67	1,62
А	90	0,37	0,74	1,33	1,69	1,84	1,69
	100	0,37	0,81	1,40	1,87	1,99	1,91
	112	0,37	0,84	1,47	2,03	2,41	2,29
	125 и более	0,44	0,96	1,69	2,29	2,65	2,65
Б	125	0,59	1,10	2,06	2,88	2,94	2,50
	140	0,66	1,25	2,23	3,16	3,60	3,24
	160	0,74	1,40	2,50	3,60	4,35	4,35
	180 и более	0,81	1,55	2,72	3,82	4,71	4,94
В	200	1,03	2,14	3,68	5,28	6,25	5,90
	224	1,10	2,42	4,27	5,97	7,15	6,70
	250	1,25	2,65	4,64	6,34	7,50	7,73
	280 и более	1,33	2,88	5,00	7,07	7,80	8,10
Г	315	—	4,71	8,45	11,02	11,90	10,08
	355	—	5,1	9,30	12,08	13,72	13,32
	400	—	5,59	10,08	13,52	15,72	15,80
	450 и более	—	6,10	10,98	14,56	17,00	17,25
Д	500	—	7,35	14,00	18,40	20,46	20,46
	560	—	8,45	15,25	20,00	23,60	24,30
	600	—	9,43	16,08	22,30	25,50	27,50
	710 и более	—	9,60	18,00	24,10	29,00	31,20
Е	800	—	11,75	21,80	31,00	36,80	39,70
	900	—	13,10	25,20	34,60	40,60	44,90
	1000 и более	—	14,35	27,20	38,20	44,90	49,30

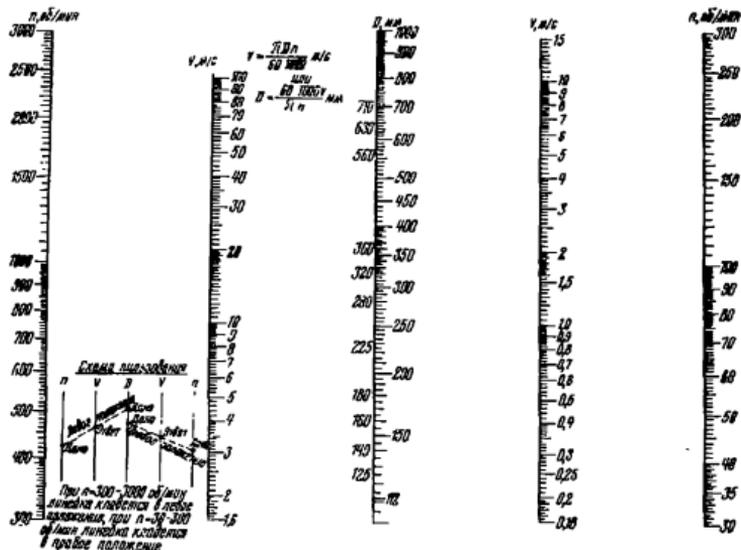


Рис. 21. Номограмма для определения окружной скорости по диаметру и числу оборотов

4. Рассчитывается действительное число оборотов ведомого вала:

$$n_2 = \frac{D_1 n_1 (1 - \varepsilon)}{D_2}$$

5. Уточняется передаточное отношение  $i_n = \frac{n_1}{n_2}$ .

6. При отсутствии заданного межцентрового расстояния задается ориентировочное межцентровое расстояние по следующим данным:

$i = 1$	2	3	4	5	6 и более
$A/D_2 = 1,5$	1,2	1,0	0,95	0,9	0,85

7. Определяется длина ремня по формуле:

$$L = 2A + 1,57(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}$$

или по номограмме на рис. 22 и затем по ГОСТ 1284—68 подбирается ближайший стандартный ремень по табл. 157.

Предпочтительные стандартные длины клиновых ремней  
(по ГОСТ 1284—88)

Расчетная длина ремня в мм	Сечения	Расчетная длина ремня в мм	Сечения
400 450 500	О	4 500 5 000 5 600	Б, В, Г, Д
560 630 710	О, А	6 300	Б, В, Г, Д, Е
800 900 1 000 1 120 1 250 1 400 1 600	О, А, Б	7 100 8 000 9 000 10 000	В, Г, Д, Е
		11 200 12 500 14 000	Г, Д, Е
1 800 2 000 2 240 1 500	О, А, Б, В	16 000 18 000	Д, Е
2 800	А, Б, В		
3 150 3 550 4 000	А, Б, В, Г		

8. Определяется расстояние между центрами по формуле:

$$A = \frac{1}{8} \{ 2L - \pi (D_2 - D_1) + \sqrt{[2L - \pi (D_2 - D_1)]^2 - 8 (D_2 - D_1)^2} \}$$

или по номограмме на рис. 22.

9. Определяется наименьшее межцентровое расстояние, необходимое для надевания ремня:

$$A_{min} \approx A - 0,015L.$$

10. Определяется наибольшее межцентровое расстояние, необходимое для компенсации вытяжки ремня:

$$A_{max} \approx A + 0,03L.$$

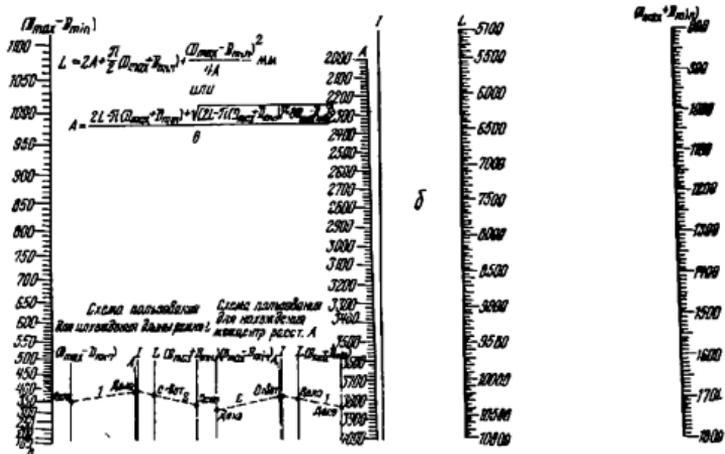
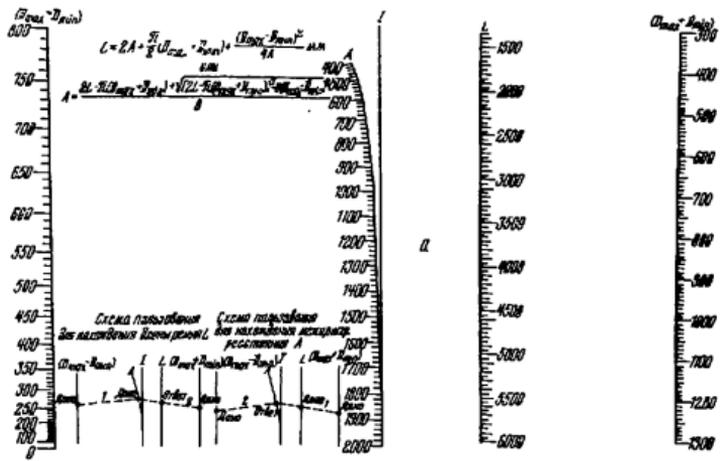


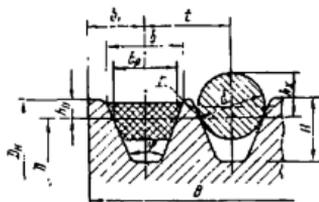
Рис. 22. Номограмма для определения длины ремня или межцентрового расстояния ременной передачи при межцентровом расстоянии: а — от 400 до 2000 мм; б — от 2000 до 4000 мм.

11. Определяется угол обхвата:

$$\alpha \approx 180^\circ - 60^\circ \frac{D_2 - D_1}{A}$$

В случае, если  $\alpha \leq 120^\circ$ , нужно увеличить А или поставить передачу с нажимными роликами.

### Размеры префиля канавок



Размеры

Сечение ремня	$b_p$	$h$ не менее	$h_p$ (предельное отклонение)	$t$		$b_t$		$r$	$r=34^{\circ}$	
				Номинальное	Предельное отклонение	Номинальный	Предельное отклонение		$D$	$b$
О	8,5	10	2,5	12	$\pm 0,3$	8	$\pm 1$	0,5	63—71	10
А	11	12,5	3,5	16		10		1,0	90—112	13,1
Б	14	16	5	20	$\pm 0,4$		$\begin{matrix} +2 \\ -1 \end{matrix}$	1,0	125—160	17,0
В	19	21	6	26	$\pm 0,5$	17		1,5	200	22,7
Г	27	28,5	8,5	37,5	$\pm 0,6$	24	$\begin{matrix} +3 \\ -1 \end{matrix}$	2,0	—	—
Д	32	34	10	44,5	$\pm 0,7$	29	$\begin{matrix} +4 \\ -1 \end{matrix}$	2,0	—	—
Е	42	43	12,5	58	$\pm 0,8$	38	$\begin{matrix} +5 \\ -1 \end{matrix}$	2,5	—	—

Примечание. Предельные отклонения расстояния между лю размера  $t$ .

12. Рассчитывается коэффициент угла обхвата  $K_1$ :

При  $\alpha=70$  80 90 100 110 120 130 140 150 160 170 180°

$K_1 = 0,56$  0,62 0,68 0,74 0,78 0,83 0,86 0,89 0,92 0,95 0,98 1,0

13. Рассчитывается коэффициент режима  $K_2$  по табл. 159.

## шкивов клиноременных передач

в мм										
$\varphi=36^\circ$		$\varphi=38^\circ$		$\varphi=40^\circ$		Рекомендуется			Допускается	
D	b	D	b	D	b	d		$h_x$	d (предельное отклонение—Ф,03)	$h_x$
						Номинальный	Предельное отклонение			
80—100	10,1	112—160	10,2	180	10,3	9,0	$\pm 0,01$	6,0	9	6
125—160	13,3	180—400	13,4	450	13,5	11,6	$\pm 0,015$	7,6	12	8,5
180—224	17,2	250—500	17,4	560	17,6	14,7		9,6	15	10,2
234—315	22,9	355—630	23,1	710	23,3	20,0	$\pm 0,02$	13,1	20	13,1
315—450	32,5	500—900	32,8	1000	33,2	28,5		18,8	28	17,7
500—560	38,5	630—1120	38,9	1250	39,3	33,8	$\pm 0,03$	22,3	34	22,6
—	—	800—1400	50,6	1600	51,1	44,5	$\pm 0,04$	29,6	45	30,6

быми канавками не должны превышать отклонений, указанных для

Значения коэффициента характера нагрузки и режима работы  $K_2$  (по ГОСТ 1284—68)

Характер нагрузки	Вид двигателя								
	Электродвигатель переменного тока однофазный			Электродвигатель переменного тока с высоким пусковым моментом			Электродвигатель переменного тока короткозамкнутой с прямым пуском или с двойной величиной клеткой		
	Количество смен работы ремней								
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Легкая пусковая нагрузка до 120% нормальной. Почти постоянная рабочая нагрузка	1,00	0,87	0,72	0,92	0,80	0,66	0,84	0,73	0,60
Пусковая нагрузка до 150% нормальной. Незначительные колебания рабочей нагрузки	0,92	0,80	0,66	0,84	0,73	0,60	0,73	0,66	0,56
Пусковая нагрузка до 200% нормальной. Значительные колебания рабочей нагрузки	0,84	0,73	0,60	0,78	0,68	0,56	0,71	0,62	0,51
Пусковая нагрузка до 300% нормальной. Весьма неравномерная и ударная рабочая нагрузка	0,78	0,68	0,56	0,71	0,62	0,51	0,61	0,53	0,44

Примечание. При реверсировании, частом пуске, повышенной влажности и наличии натяжного ролика из указанных значений вычисляется 0,1.

14. Определяется мощность, передаваемая одним ремнем:

$$N_1 = N_0 K_1 K_2,$$

где  $N_0$  — мощность, передаваемая одним ремнем, при  $\alpha = 180^\circ$  и спокойной работе (по табл. 156).

15. Определяется число ремней:

$$z = \frac{N}{N_1}.$$

где  $N$  — мощность привода в кВт.

16. Определяется предварительное натяжение ремня в покое

$2 S_0$ в кгс	11	20	30	75	140	180	290	и т. д.
Сечение	О	А	Б	В	Г	Д	Е	

17. Определяются размеры и углы профиля канавок шкива по табл. 158 и давление на вал:

$$Q = 2 S_0 z \sin \frac{\alpha}{2}$$

## ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

### Цилиндрические прямозубые передачи

Форма зубьев зацепления определяется исходным контуром. Если у зубчатого колеса все время увеличивать радиус основной окружности, то в конечном счете зубчатое колесо превратится в зубчатую рейку с прямолинейными боковыми профилями зубьев, имеющими угол профиля, равный углу зацепления.

Прямолинейность профилей зубьев рейки позволяет нарезать зубья колеса для передач с эвольвентным зацеплением методом обкатывания, используя в качестве режущего инструмента зубчатую рейку, которая входит в зацепление с зубчатым колесом.

Контур рейки, дающий плотное, без боковых зазоров зацепление с зубчатым колесом, называется *исходным контуром*. Рейка, у которой зубья очерчены по впадинам исходного контура, называется *рабочей* или *инструментальной рейкой*. Зацепление рабочей рейки и зубчатого колеса называется *станочным*.

Размеры исходного контура для цилиндрических зубчатых колес с модулем свыше 1 мм определяются ГОСТ 13755—68. Основными параметрами исходного контура являются: угол профиля  $\alpha_d = 20^\circ$ ; глубина захода  $h_z = 2$ ; радиальный зазор  $s$  (для цилиндрических колес  $s = 0,25 m$ , при обработке цилиндрических колес долбяками и шеверами допускается увеличение радиального зазора до  $0,35 m$ ); радиус закругления у корня зуба  $r_f$  (для цилиндрических колес  $r_f = 0,40 m$ ).

*Корригированием* зацепления называется нарезание зубчатых колес с некоторыми отступлениями от нормального профиля зуба с целью повышения нагрузочной способности, улучшения работы зубчатой передачи, обеспечения заданного межцентрового расстояния и др. Корригирование осуществляется радиальным смещением исходного контура.

При изрезании нормальных (некорригированных) колес инструментом реечного типа делительная окружность колеса обкатывается без скольжения по средней линии рейки. Такие зуб-

чатые колеса называются *нулевыми*, и толщина их зубьев по дуге делительной окружности равна ширине впадины рейки вдоль средней линии.

При нарезании корригированных колес делительной окружности колеса касается другая линия инструментальной рейки, параллельная средней и отстоящая от нее на некоторое расстояние. Расстояние между этими линиями называется *смещением исходного контура*  $\Delta h$ .

Отношение величины смещения исходного контура к модулю называется *коэффициентом смещения исходного контура* и равно  $\xi = \frac{\Delta h}{m}$

Смещение исходного контура в направлении от оси нарезаемого колеса считается положительным, в направлении к оси — отрицательным. При положительном смещении исходного контура толщина зуба по дуге делительной окружности увеличивается, а толщина зуба по окружности выступов уменьшается. При отрицательном смещении исходного контура толщина зуба по дуге делительной окружности уменьшается, а толщина зуба по окружности выступов увеличивается.

*Некорригированной*, или *нулевой*, называется передача, состоящая из некорригированных колес:  $\xi_1 = \xi_2 = 0$ . В такой передаче начальные окружности совпадают с делительными и угол зацепления передачи  $\alpha_s$  равен углу исходного контура  $\alpha_d$ .

При передаче с *высотной коррекцией* зубья шестерни колеса нарезаются со смещением исходного контура, равным по величине, но противоположным по знаку, т. е.

$$\xi_2 = -\xi_1, \quad \xi_c = \xi_1 + \xi_2 = 0.$$

При этом начальные окружности совпадают с делительными, угол зацепления  $\alpha_s$  равен углу исходного контура  $\alpha_d$ , а межцентровое расстояние  $A$  остается таким же, как в нулевой передаче.

При передаче с *угловой коррекцией* суммарный коэффициент смещения исходного контура не равен нулю, т. е.

$$\xi_c = \xi_1 + \xi_2 \neq 0.$$

В этом случае межцентровое расстояние отличается от межцентрового расстояния нулевой передачи, угол зацепления не равен углу исходного контура и начальные окружности не совпадают с делительными.

Относительное смещение осей корригированной и некорригированной передач равно:

$$a = \frac{A - A_0}{m},$$

где  $A$  — заданное межцентровое расстояние;  
 $A_0$  — межцентровое расстояние некорригированной передачи.

Для передач с угловой коррекцией суммарное смещение исходного контура для шестерни и колеса  $h_c = \xi_c$ ,  $m$  не равно изменению межцентрового расстояния  $(A - A_0) = a m$ . Разность между величинами  $(\xi_c m - a m)$  называется *обратным сдвигом*, а отношение обратного сдвига к модулю  $\Psi = (\xi_c - a)$  — *коэффициентом обратного сдвига*.

Коэффициенты коррекции шестерни и колеса задаются или выбираются, исходя из условия наибольшего повышения контактной прочности или на изгиб.

Формулы для определения геометрических параметров внешнего и внутреннего зацепления прямозубых цилиндрических колес приведены в табл. 160 и 161.

### Цилиндрические косозубые передачи

Косозубые передачи имеют увеличенный коэффициент перекрытия по сравнению с прямозубыми, что обеспечивает большую плавность и бесшумность их работы.

Эти передачи могут работать при окружной скорости до 150 м/с, а прямозубые — не более 50 м/с. Недостатком косозубых передач является возникновение дополнительных осевых усилий в передаче.

У косозубых передач различаются нормальный, торцовый и осевой шаг и нормальный и торцовый модули. Нормальный шаг и модуль определяются в нормальном сечении по отношению к боковым поверхностям зубьев, а торцовый шаг и модуль — в торцовом сечении. Между торцовым  $m_s$  и нормальным  $m_n$  модулями существует зависимость:

$$m_n = m_s \cos \beta,$$

где  $\beta$  — угол наклона зубьев на делительном цилиндре.

Нормальные модули  $m_n$  выбираются из стандартного ряда модулей с целью использования для обработки косозубых колес стандартного инструмента.

Для корригированных зубчатых колес различается коэффициент смещения исходного контура по отношению к торцовому модулю

$$\xi_s = \frac{\Delta h}{m_s}$$

и по отношению к нормальному модулю

$$\xi_n = \frac{\Delta h}{m_n}.$$

Формулы для определения геометрических параметров косозубых передач приведены в табл. 162.

Формулы геометрического расчета прямозубой цилиндрической передачи внешнего зацепления

Наименование параметров	Обозначение	Расчетные формулы для передач	
		некорректируемых	с высотной коррекцией с угловой коррекцией
Диаметр делительной окружности	$d_d$	$mz$	
Диаметр окружности выступов	$D_e$	$d_A + 2f_m$	$d_A + 2(f_0 + \xi)m$
Диаметр окружности впадин	$D_f$	$d_d - 2(f_0 + c_0)m$	$d_d - 2(f_0 + c_0 - \xi)m$
Межцентровое расстояние	$A$	$0,5m(z_1 + z_2)$	$0,5m(z_1 + z_2) + am$
Угол зацепления в передаче	$\alpha_s$	$\alpha_A = 20^\circ$	$inv \alpha_s = 0,014904 + 0,72794 \frac{\xi_1 + \xi_2}{z_1 + z_2}$
Относительное смещение осей	$a$	0	$0,5(z_1 + z_2) \left( \frac{0,93969}{\cos \alpha_s} - 1 \right)$
Коэффициент обратного сдвига	$\psi$	0	$\xi_1 + \xi_2 - a$
Номинальная толщина зубца по хорде делительной окружности	$S_{х,л}$	$S_{х,л} = mz \sin \Delta, \Delta = \frac{\pi}{2z} + \frac{2\xi}{z} \operatorname{tg} \alpha$	
Высота от хорды делительной окружности до окружности выступов	$h_{х,д}$	$h_{х,д} = 0,5(D_e - d_1 \cos \Lambda)$	

Формулы геометрического расчета некорректированной  
прямозубой цилиндрической передачи внутреннего зацепления

Наименование параметров	Обозначение	Расчетные формулы
Диаметр делительной окружности	$D_x$	$mz$
Диаметр окружности выступов	$D_e$	$D_{e1} = D_d + 2f_0 m$ $D_{e2} = D_{d2} - 2f_0 m - \Delta_e$
Диаметр окружности впадин	$D_f$	$D_{f1} = D_{d1} - 2(f_0 + c_0) m$ $D_{f2} = D_{d2} + 2(f_0 + c_0) m$
Размер увеличения диаметра окружности выступов, исключаящий пересечение головки зуба колеса с пазом впадинным участком шестерни	$\Delta_e$	$\frac{2f_0^2 m}{z_2 \operatorname{tg}^2 \alpha_x}$
Межцентровое расстояние	$A$	$0,5m(z_2 - z_1)$
Номинальный размер по роликам	$M$	При четном $z$ $M = d_x \frac{\cos \alpha_x}{\cos \alpha_s} \pm d_f$ При нечетном $z$ $M = d_x \frac{\cos \alpha_x}{\cos \alpha_s} \cdot \cos \frac{90^\circ}{z} \pm d_f$ где $\operatorname{inv} \alpha_s = \pm \frac{\pi m}{2d_x} + \operatorname{inv} \alpha_x \pm \frac{d_f}{d_x \cdot \cos \alpha_x} \pm \frac{\pi}{z}$
		Верхние знаки относятся к шестерне, нижние — к колесу

## Формулы геометрического расчета косозубой цилиндрической передачи внешнего зацепления

Наименование параметров	Обозначение	Расчетные формулы для передач	
		некорректируемых	с высотой коррекции
Диаметр делительной окружности	$d_d$		$\frac{m_n}{\cos \beta_d} z$
Диаметр окружности выступов	$D_e$	$d_d + 2f_0 m_n$	$d_d + 2(f_0 + \xi) m_n$
Диаметр окружности впадин	$D_i$	$d_d - 2(f_0 + c_0) m_n$	$d_d - 2(f_0 + c_0 - \xi) m_n$
Межцентровое расстояние	$A$	$0,5 \frac{m_n}{\cos \beta_d} (z_1 + z_2)$	
Номинальная толщина зуба по хорде делительной окружности	$S_{х.д}$	$d_d = \frac{\sin \Delta}{\cos^2 \beta_d}$ ; $\Delta = \frac{\pi}{2z} \cdot \cos^2 \beta_d$	
Высота от хорды делительной окружности до окружности выступов	$h_{х.д}$	$h_{х.д} = 0,5 \left[ D_e - \frac{d_d}{\cos^2 \beta_d} (\cos \Delta - \sin^2 \beta_d) \right]$	

Основными элементами, характеризующими зацепление конических зубчатых колес, являются следующие.

*Начальные конусы* — это конусы, имеющие общую вершину и перекатывающиеся друг по другу без скольжения.

*Делительным конусом* называется поверхность, которая катится по конической поверхности воображаемого производящего колеса при нарезании зубьев.

*Производящее колесо* — воображаемое колесо, один зуб или несколько зубьев которого воспроизводятся на станке зуборезным инструментом, нарезающим зубья по методу обкатывания. Различаются плоское производящее колесо, имеющее угол начального конуса  $90^\circ$ , и плосковершинное производящее колесо с углом начального конуса  $90^\circ - \gamma$ , где  $\gamma$  — угол ножки нарезаемых зубьев конической пары. Плоское производящее колесо имеет такое же значение в зацеплении конических колес, что и зубчатая рейка в зацеплении цилиндрических колес.

*Углом делительного конуса  $\varphi_d$*  называется угол между образующей и осью делительного конуса.

*Углом наружного конуса  $\varphi_e$  и углом внутреннего конуса  $\varphi_i$*  является угол между образующей конуса выступов и конуса впадин и осью делительного конуса.

Основные элементы конических колес принято рассчитывать в сечении зуба поверхностью дополнительного конуса, ось которого совпадает с осью конического колеса, а образующие перпендикуляры к образующим делительного конуса. В плоскости делящего конуса задаются: модуль, высота головки и ножки зуба, толщина зуба по дуге и хорде делительной окружности.

Окружность, полученная при пересечении поверхностей делительного и дополнительного конусов, называется *делительной*.

*Углами головки  $\gamma'$  и ножки зуба  $\gamma''$*  называются углы, ограничивающие головку и ножку зуба.

*Межосевым углом  $\delta$*  называется угол между осями конических колес. При  $\delta = 90^\circ$  передачи являются *ортогональными*.

*Конусным расстоянием  $L$*  называется длина образующей делительных конусов.

При эвольвентном зацеплении профили конических зубчатых колес должны представлять собой сферическую эвольвенту. При изготовлении конических зубчатых колес наиболее распространенным методом обкатывания профиль зубьев не является сферической эвольвентой, так как в этом случае получается (по форме линии зацепления) октоидальное зацепление. Однако в пределах рабочего участка профиля отличие октоидального зацепления от эвольвентного весьма незначительно, и поэтому

му практически зубчатые конические колеса средних модулей рассчитываются по формулам эвольвентного зацепления.

Исходный контур прямозубых конических колес с модулем свыше 1 мм регламентируется ГОСТ 13754—68 и является контуром зубьев плоского колеса в нормальном к направлению зубьев сечении.

Основные параметры исходного контура следующие: угол профиля  $\alpha = 20^\circ$ ; глубина захода  $h_s = 2 m$ ; радиальный зазор  $c = 0,2 m$ ; радиус закругления у корня зуба  $r_t = 0,2$ .

Иногда допускается неравенство толщины зуба и ширины впадины по средней линии, изменение величины радиального зазора, радиуса переходной кривой и применение исходного контура со срезом.

Корректирование конических зубчатых колес производится так же, как и цилиндрических. В отличие от цилиндрических для конических передач применяется только высотная и тангенциальная коррекция. Высотная коррекция практически не отличается от высотной коррекции цилиндрических колес. Тангенциальная коррекция заключается в изменении толщины зубьев шестерни и колеса на определенную величину, что легко достигается за счет регулирования режущего инструмента по толщине зуба. Угловая коррекция для конических передач применяться не может, так как это требует изменения величины межосевого угла.

В табл. 163 приведены формулы для определения геометрических параметров некорректированных ортогональных конических прямозубых передач.

Таблица 163

Формулы геометрического расчета конической  
прямоугольной некорректированной передачи с межосевым углом  $90^\circ$

Наименование параметров	Обозначение	Расчетные формулы
Диаметр делительной окружности	$d_d$	$m_s z$
Угол делительного конуса	$\varphi_d$	$\operatorname{tg} \varphi_{d_1} = \frac{z_1}{z_2}, \operatorname{tg} \varphi_{d_2} = \frac{z_2}{z_1}$
Длина образующей делительного конуса (конусное расстояние)	$L$	$0,5 m_s \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$
Высота головки зуба	$h'$	$m_s$

Наименование параметров	Обозначение	Расчетные формулы
Высота зуба	$h$	$(2 + c) m_s$
Угол головки зуба	$\gamma'$	$\operatorname{tg} \gamma' = \frac{h'}{L}$
Угол ножки зуба	$\gamma''$	$\operatorname{tg} \gamma'' = \frac{h - h'}{L}$
Угол наружного конуса	$\varphi_e$	$\varphi_x + \gamma'$
Угол внутреннего конуса	$\varphi_i$	$\varphi_x - \gamma''$
Толщина зуба по дуге делительной окружности	$S_d$	$\frac{\pi m_s}{2}$
Диаметр окружности выступов	$D_e$	$d_x + 2m_s \cdot \cos \varphi_x$

### Червячные передачи

По способу образования боковых поверхностей червяка цилиндрические червячные передачи делятся на три типа: архимедовы, эвольвентные и конволютные.

Если червяк рассечь плоскостью, перпендикулярной его оси, то у архимедова червяка сечение витков имеет форму архимедовой спирали, у эвольвентного — эвольвентного профиля и у конволютного — удлиненной эвольвенты.

Архимедов червяк имеет прямолинейный профиль витков в осевом сечении; эвольвентный — в сечении плоскостью, касательной к основному цилиндру; конволютный червяк бывает двух разновидностей: с прямолинейным профилем и нормальном к витку сечении и реже — в нормальном к впадине сечений.

Червячные передачи с эвольвентным червяком применяются в ответственных передачах, работающих при больших нагрузках и скоростях, с архимедовым червяком — в менее ответственных передачах.

Модуль  $m_s$  в осевом сечении обычно берется из стандартного ряда по ГОСТ 2144—66.

Осевым шагом червяка  $t_s$  называется расстояние между двумя смежными одноименными сторонами витков.

Нормальным шагом  $t_n$  называется кратчайшее расстояние между двумя смежными витками винтовой линии на делительном цилиндре.

Ходом винтовой линии червяка  $t_b$  называется расстояние, измеренное параллельно оси червяка между одноименными сторонами одного и того же витка.

Относительным диаметром червяка  $q$  называется коэффициент, связывающий значение осевого модуля и диаметра делительной окружности червяка с целью унификации червячных фрез, применяемых для нарезания червячных колес.

Угол профиля в осевой плоскости для архимедовых червяков принят равным  $20^\circ$  в нормальном сечении.

Формулы для определения геометрических параметров некорректированных червячных передач с цилиндрическим архимедовым червяком приведены в табл. 164.

Т а б л и ц а 164

Формулы для геометрического расчета червячной некорректированной передачи с цилиндрическим архимедовым червяком

Наименование параметров	Обозначение	Расчетные формулы				
		червяка	червячного колеса			
Диаметр делительной окружности	$d_d$	$m_s q$	$z_2 m_s$			
Диаметр окружности выступов (в средней плоскости)	$D_e$	$d_{d_1} + 2m_s$	$d_{d_2} + 2m_s$			
Наружный диаметр червячного колеса	$D_{u1}$	—	$D_{u1} = D_{e2} + K m_s$			
Угол подъема витка на делительном цилиндре	$\lambda$	$\frac{m_s z_1}{d_{d_1}}$	—			
Осевой шаг	$t$	$\pi m_s$				
Межцентровое расстояние	$A$	$0,5 m_s (q + z_2)$				
Коэффициент	$K$	—	$K$	2	1,5	1
			$z_1$	1	2÷3	4

### Расчеты на прочность зубчатых передач

Для большинства закрытых передач с низкой и средней твердостью рабочих поверхностей зубьев основным критерием работоспособности является контактная прочность. В этом случае расчет на прочность зубчатой передачи сводится к удовлетворению условия, чтобы контактные напряжения зубьев не превышали допускаемые. Модуль при этом обычно задается, а затем делается проверочный расчет напряжений изгиба.

Для открытых передач, а также для передач с закаленными колесами одним из основных критериев работоспособности является прочность на изгиб. В этом случае расчет сводится к определению модуля по заданному числу зубьев. Формулы для расчета на прочность цилиндрических, конических и червячных передач приведены в табл. 165—178.

За критерий работоспособности принята контактная прочность, а расчет по напряжениям изгиба применяется в качестве проверочного.

Таблица 165

#### Расчет на прочность цилиндрической прямозубой и косозубой передачи

Исходные данные:  $N$  — передаваемая мощность в кВт;  
 $n_1$  — число оборотов ведущего зубчатого колеса в минуту;  
 $n_2$  — число оборотов ведомого зубчатого колеса в минуту

Определяемая величина	Расчетная формула
Межцентровое расстояние	Для цилиндрической прямозубой передачи
	$A = (i \pm 1) \sqrt[3]{\left(\frac{340000}{[\sigma_k] i}\right)^2 \cdot \frac{K_k K_A N}{\psi_A n_2}} \text{ см.}$
	Для цилиндрической косозубой передачи
	$A = (i \pm 1) \sqrt[3]{\left(\frac{340000}{[\sigma_k] i}\right)^2 \cdot \frac{K_k K_A N}{\theta_{\psi_A} n_2}} \text{ см.}$
	где $i$ — передаточное отношение; $[\sigma_k]$ — допускаемые контактные напряжения в кгс/см <sup>2</sup> (табл. 166); $K_k$ — коэффициент концентрации нагрузки (табл. 167, 168); $K_A$ — коэффициент динамической нагрузки (табл. 169);

Определяемая величина	Расчетная формула
Межцентровое расстояние	$\psi_A$ — коэффициент ширины цилиндрического зубчатого колеса (см. табл. 170); $\phi$ — коэффициент, учитывающий повышение контактной прочности косозубой передачи по сравнению с прямозубой, $\phi = (1,15 \div 1,35)$
Модуль	$m = (0,01 \div 0,02) A$ . Модуль округляется до ближайшего стандартного значения
Число зубьев шестерни и колеса	$z_1 = \frac{z_c}{1+i}$ , $z_2 = z_c - z_1$ , $z_c = \frac{2A}{m}$
Диаметры делительных окружностей шестерни и колеса и ширина зубчатого венца	$d_{d_1} = mz_1$ , $d_{d_2} = mz_2$ , $b = \psi_A \cdot A$
Напряжение изгиба (расчет ведется для колеса с меньшим произведением $y [\tau_H]$ )	<p>Для цилиндрической прямозубой передачи</p> $\sigma_H = \frac{195000}{zyb m^2} \cdot \frac{K_H K_F N}{n} \leq [\tau_H]$ <p>Для цилиндрической косозубой передачи</p> $\tau_H = \frac{195000 \cos \beta_d}{zyb m_n^2} \cdot \frac{K_H K_F N}{\theta_H n} \leq [\tau_H]$ <p>где <math>y</math> — коэффициент формы зуба (табл. 171);  <math>\theta_H</math> — коэффициент, учитывающий повышение прочности косозубого колеса на изгиб по сравнению с прямозубым, <math>\theta_H = 1,3 \div 1,4</math></p>

Определяемая величина	Расчетная формула
Контактные напряжения (проверочный расчет)	<p>Для цилиндрической прямозубой передачи</p> $\tau_k = 340\,000 \frac{i \pm 1}{Ai} \sqrt{\frac{i \pm 1}{b} \cdot \frac{K_k K_\lambda N}{n_2}} \leq [\tau_k].$ <p>Для цилиндрической косозубой передачи</p> $\sigma_k = 340\,000 \frac{i \pm 1}{Ai} \sqrt{\frac{i \pm 1}{b} \cdot \frac{K_k K_\lambda N}{\theta n_2}} \leq [\tau_k]$
Напряжение изгиба (проверочный расчет)	<p>Для цилиндрических прямозубых передач</p> $\sigma_H = \frac{195\,000}{z y b m^2} \cdot \frac{K_k K_\lambda N}{n} \leq [\sigma_H].$ <p>Для цилиндрических косозубых передач</p> $\sigma_H = \frac{195\,000 \cos \beta_d}{z y b m_n^2} \cdot \frac{K_k K_\lambda N}{\theta n} \leq [\sigma_H]$

Примечания: 1. В выражениях  $(i \pm 1)$  знак «+» относится к внешнему зацеплению зубчатых колес, знак «-» — к внутреннему.

2. Наименьшее число зубьев некорректированной прямозубой шестерни  $z_1$  из условия подрезания зубьев при угле зацепления  $\alpha_s = 20^\circ$  равно 17, поэтому рекомендуется брать  $z_1 \geq 18$ .

3. В быстроходных передачах с целью уменьшения шума рекомендуется принимать  $z_1 \geq 25$ .

Допускаемые напряжения для зубчатых колес

Марка	Материал	Расчетные значения механических характеристик			Допускаемые напряжения	
		Предел прочности $\sigma$ в кгс/мм <sup>2</sup>	Предел усталостной прочности $\sigma_{-1}$ в кгс/мм <sup>2</sup>	Твердость	изгиба $[\sigma_b]$ в кгс/мм <sup>2</sup>	контактные $[\sigma_k]$ в кгс/мм <sup>2</sup>
Сталь 45	Нормализация Улучшение Закалка по сечению	60—75	25—34	170—217 HB	14	50
		75—90	32—40	220—250 HB	18	60
		100	40—50	38—48 HRC	—	80
Сталь 50Г	Закалка	95—110	42—50	28—33 HRC	24	75
Сталь 45	Улучшение Закалка по сечению Закалка по профилю с выкружкой	80—100	36—48	230—260 IIB	22	65
		150—165	55—65	45—50 IIRC	30	90
			50—56	50—55 HRC	32	95
Сталь 20Х	Цементация и закалка	80	48—56	Поверхность 56—62 IIRC Сердцевина 25 HRC	32	105
Сталь 18ХГТ	То же	115	50—60	Поверхность	40	110
				56—62 HRC Сердцевина 33 HRC		
Сталь 12ХНЗА	»	9,5	50—60	Поверхность	35	105
				56—62 HRC Сердцевина 30 HRC		
Чугун СЧ 21-40 Текстолит	—	21	11—13	170—241 HB	6	60
		5—8	—	30—34 HB	4—5	8—10

Таблица 167

Значения коэффициента концентрации нагрузки  $K_k$ 

$\frac{b}{d}$	Значения $K'_k$ (для неприрабатывающихся зубчатых колес $K_k = K'_k$ )				Для прирабатывающихся зубчатых колес и при переменном режиме нагрузки
	шестерня расположена симметрично опор	шестерня расположена вблизи одной опоры, вал жесткий	шестерня расположена вблизи одной опоры, вал средней жесткости	шестерня расположена на консоли	
0,2	1	1	1,05	1,1	$K_k = \frac{K'_k + 1}{2}$
0,4	1	1,05	1,15	1,2	
0,8	1,05	1,15	1,3	1,3	
1,2	1,15	1,25	1,4	—	
1,6	1,25	1,35	1,4	—	
2,0	1,45	—	—	—	

Таблица 168

Значения коэффициента динамической нагрузки  $K_d$  для прямозубых колес

Степень точности по ГОСТ 1643-56 и ГОСТ 1758-56	Твердость поверхности зубьев в НВ	Окружная скорость $v$ в м/с		
		1-3	3-8	8-12
6	$< 350$	—	1,2	1,3
	$> 350$	—	1,2	1,3
7	$< 350$	1,2	1,2	1,3
	$> 350$	1,2	1,3	1,4
8	$< 350$	1,3	1,5	—
	$> 350$	1,3	1,4	—
9	$< 350$	1,4	—	—
	$> 350$	1,4	—	—

Таблица 169

Значения коэффициента динамической нагрузки  $K_d$  для косозубых колес

Степень точности по ГОСТ 1613-56	Твердость поверхности зубьев в НВ	Окружная скорость $v$ в м/с				
		1-3	3-8	8-12	12-18	18-25
6	$< 350$	1	1	1,1	1,2	1,4
	$> 350$	1	1	1	1,1	1,2
7	$< 350$	1	1	1,2	1,3	1,5
	$> 350$	1	1	1,1	1,2	1,3

Степень точности по ГОСТ 1643-86	Твёрдость поверхности зубьев в НВ	Окружная скорость $v$ в м/с				
		1-3	3-8	8-12	12-18	18-25
8	≤ 350	1,1	1,3	1,4	—	—
	> 350	1,1	1,2	1,3	—	—
9	≤ 350	1,2	1,4	—	—	—
	> 350	1,2	1,3	—	—	—

Таблица 170

Значения коэффициента  $\psi_A$ 

Вид передачи	$\psi_A$
Редукторы: легкого типа	0,2—0,3
среднего »	0,3—0,5
тяжелого »	0,5—1,2
Коробка скоростей	0,1—0,2

Таблица 171

Коэффициент формы зуба  $y$  для колес, нарезанных  
речным инструментом со скругленной кромкой

Число зубьев	Коэффициент смещения инструмента $\epsilon$			
	-0,2	0	0,2	0,4
15	0,091	0,113	0,135	0,158
16	0,094	0,115	0,137	0,158
17	0,097	0,118	0,139	0,159
18	0,100	0,120	0,141	0,160
19	0,103	0,123	0,142	0,161
20	0,106	0,126	0,144	0,162
21	0,112	0,130	0,147	0,163
24	0,117	0,134	0,149	0,165
26	0,122	0,127	0,152	0,166
28	0,125	0,139	0,154	0,168
30	0,128	0,141	0,155	0,169
33	0,131	0,144	0,158	0,170
36	0,134	0,147	0,160	0,171
39	0,138	0,150	0,161	0,172
42	0,139	0,151	0,162	0,173
45	0,141	0,153	0,164	0,173

Число зубьев	Коэффициент смещения инструмента $\epsilon$			
	-0,2	0	0,2	0,4
50	0,144	0,155	0,1655	0,174
65	0,1505	0,160	0,1675	0,174
80	0,155	0,162	0,168	0,1735
100	0,159	0,163	0,168	0,173

Примечание. В таблице приведены значения коэффициента формы зуба для цилиндрических прямозубых передач с наружным зацеплением.

Для косозубых цилиндрических колес коэффициент формы зуба определяется по приведенному числу зубьев  $z_{np} = \frac{z}{\cos^3 \beta}$ .

Таблица 172

## Расчет на прочность конической прямозубой передачи

Исходные данные:  $N$  — передаваемая мощность в кВт;  
 $n_1$  — число оборотов ведущего зубчатого колеса в минуту;  
 $n_2$  — число оборотов ведомого зубчатого колеса в минуту

Определяемая величина	Расчетные формулы
Конусное расстояние	$L = \psi_L \sqrt{i^2 + 1} \times$ $\times \sqrt[3]{\left[ \frac{340000}{(\psi_L - 0,5) \epsilon [\sigma_k]} \right]^3 \times \frac{K_k K_x N}{0,85 n_2}} \text{ см,}$ <p>где <math>i</math> — передаточное отношение;  <math>[\sigma_k]</math> — допускаемые контактные напряжения в кгс/см<sup>2</sup> (см. табл. 165);  <math>K_k</math> — коэффициент концентрации нагрузки;  <math>\psi_L = \frac{L}{b}</math> — коэффициент ширины конических зубчатых колес</p>

Определяемая величина	Расчетные формулы
Модуль	$m = (0,01 \div 0,02) L.$ <p>Модуль округляется до ближайшего стандартного значения</p>
Угол делительных конусов шестерни и колеса	$\operatorname{tg} \varphi_{д1} = \frac{1}{i}, \quad \operatorname{tg} \varphi_{д2} = i$
Число зубьев шестерни и колеса	$z_1 = \frac{2L}{m} \sin \varphi_{д1}, \quad z_2 = \frac{2L}{m} \sin \varphi_{д2}$
Диаметры делительных окружностей шестерни и колеса	$d_{д1} = mz_1, \quad d_{д2} = mz_2$
Напряжения изгиба (расчет ведется для колеса с меньшим произведением $y$ [ $\sigma_H$ ])	$\sigma_H = \frac{195\,000}{zybm_c^2} \cdot \frac{K_R K_A N}{0,85\pi} < [\sigma_H],$ <p>где <math>y</math> — коэффициент формы зуба (определяется по табл. 165 исходя из приведенного числа зубьев <math>\frac{z}{\cos \varphi}</math>);</p> $b = \frac{L}{\psi_L}$ — ширина зубчатого венца в см; $m_c = m \frac{L - 0,5b}{L}$ — средний модуль в см; <p><math>[\sigma_H]</math> — допускаемые напряжения изгиба (см. табл. 165)</p>

Расчет на прочность  
червячной передачи при стальном червяке и бронзовом колесе

Исходные данные:  $N$  — передаваемая мощность в кВт;  
 $n_1$  — число оборотов червяка в минуту;  
 $n_2$  — число оборотов червячного колеса в минуту

Определяемая величина	Расчетная формула
Межосевое расстояние	$A = \left(1 + \frac{z_2}{q}\right) \times$ $\times \sqrt[3]{\left(\frac{169000}{\frac{z_2}{q} [\sigma_k]}\right)^2 \cdot \frac{K_k K_{\text{кач}} N}{n_2}} \text{ см,}$ <p>где <math>z_2 = iz_1</math> — число зубьев колеса (табл. 174); число зубьев колеса <math>z_2</math> в некорректированной червячной передаче должно быть <math>z_2 \geq 28</math>;</p> <p><math>i</math> — передаточное отношение;</p> <p><math>z_1</math> — число заходов червяка (<math>z_1 = 1 \div 4</math>);</p> <p><math>q</math> — число модулей в диаметре делительной окружности червяка (табл. 175);</p> <p><math>K_k</math> — коэффициент концентрации нагрузки (при постоянной нагрузке <math>K_k = 1</math>, при переменной <math>K_k = 1,1 \div 1,3</math>);</p> <p><math>K_{\text{кач}}</math> — коэффициент качества (<math>K_{\text{кач}} = 1,1 \div 1,3</math>);</p> <p><math>[\sigma_k]</math> — допускаемые контактные напряжения для зубьев колеса (табл. 177)</p>
Модуль	$m = \frac{2A}{q + z_2}$ <p>Модуль округляется до ближайшего стандартного значения</p>

Определяемая величина	Расчетная формула
Напряжение изгиба	$\sigma_{и} = \frac{150\,000}{m y_2 d_{A_1} d_{A_2}} \cdot \frac{K_k K_{кач} N}{n_2} < [\sigma_{и}],$ <p>где <math>y_2</math> — коэффициент формы зубьев колеса (определяется по табл. 176 исходя из приведенного числа зубьев);</p> $z_{пр} = \frac{z_2}{\cos^3 \lambda}, \quad \operatorname{tg} \lambda = \frac{z_1}{q};$ <p><math>[\sigma_{и}]</math> — допускаемые напряжения изгиба зубьев червячного колеса (см. табл. 178)</p>

Таблица 174

Рекомендуемые значения  $z_1$  и  $z_2$   
для нестандартных червячных передач

$i$	$z_1$	$z_2$
1—8	4	28—32
9—13	3 или 4	28—52
14—24	2 » 3	28—72
25—27	2 » 3	50—81
28—40	1 » 2	28—80
40 и более	1	40 и более

Основные параметры некорригированных червячных передач  
(извлечение из ГОСТ 2144—66)

$A$ в мм	$m$ в мм	$\varphi$	$z_2$	$z_1$
80	2	16	64	1
	2,5	12	52	1—2—4
100	2,5	16	64	1
	4	10	40	1—2—4
	5	9	31	1—2—4
140	3,5	12	68	1
	5	10	46	1—2—4
	7	9	31	1—2—4
160	4	12	68	1
	5	10	54	1—2—4
	8	8	32	1—2—4
180	4	14	76	1
	4,5	12	68	1
	6	10	50	1—2—4
	9	8	32	1—2—4
200	5	12	68	1
	10	8	32	1—2—4
225	4,5	16	84	1
	6	12	63	1
	9	8	42	1—2—4
259	5	16	84	1
	10	8	42	1—2—4
280	7	12	68	1—2—4
	8	12	58	1—2—4
	10	10	46	1—2—4
	14	8	32	1—2—4
315	7	12	18	1
400	10	12	68	1
	16	8	42	1—2—4

Значения коэффициентов формы зубьев червячных колес

$z_{\text{пр}}$	$y$	$z_{\text{пр}}$	$y$
20	0,474	40	0,606
24	0,500	45	0,634
26	0,509	50	0,647
28	0,522	60	0,669
30	0,534	80	0,704
32	0,550	100	0,722
35	0,572	150	0,741
37	0,584		

Таблица 177

Допускаемые контактные напряжения  $[\sigma_k]$   
для материалов червячных колес

Материал червячных колес	Способ отливки	Твердость червяка HRC	$[\sigma_k]$ в кгс/см <sup>2</sup> при скорости скольжения в м/с			
			0,5	1	3	6
Бр. ОФ10-1	В песок	$\geq 45$	—	—	1600	—
»	»	$< 45$	—	—	1300	—
»	В кокиль	$\geq 45$	—	—	2250	—
»	»	$< 45$	—	—	1900	—
Бр. ОНФ	Центробежный	$\geq 45$	—	—	2500	—
»	»	$< 45$	—	—	2100	—
Бр. АЖ9-4	В кокиль	$\geq 45$	2500	2300	1800	1200
СЧ15-32	В песок	$\geq 45$	1300	1150	—	—
СЧ12-28	»	$\geq 45$	1100	90	—	—

Таблица 178

Допускаемые напряжения на изгиб  $[\sigma_b]$  в кгс/см<sup>2</sup>

Материал червячных колес	Способ отливки	Твердость червяка		Твердость червяка	
		HRC < 45		HRC > 45	
		Передача			
		нерев- связная	реверсн- вая	нерев- связная	реверсн- ная
Бр. ОФ10-1	В песок	400	290	500	360
Бр. ОФ10-1	В кокиль	580	420	720	520
Бр. ОНФ	Центробежная	650	460	810	570
Бр. АЖ9-4	В кокиль	780	640	1000	750
СЧ 12-28	В песок	340	210	420	260
СЧ 15-32	»	380	240	480	300
СЧ 18-36	»	430	270	540	340

## ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ СТАНОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

При конструировании станочных приспособлений приходится выполнять ряд расчетов, связанных с определением геометрических параметров приспособлений для базирования и крепления зубчатых колес, координат осей многошпиндельных головок, размеров конусных оправок и т. д.

Ниже приведены наиболее часто встречающиеся геометрические расчеты оправок, многошпиндельных головок, координат шариков и роликов для базирования зубчатых колес и др. Следует иметь в виду, что эти расчеты не охватывают все те возможные случаи, с которыми приходится сталкиваться конструктору при проектировании. Однако он должен всегда уметь произвести расчет проектируемого приспособления, пользуясь известными геометрическими и тригонометрическими зависимостями или прибегая к специальной литературе.

### РАСЧЕТ ОПРАВОК

В табл. 179 приведены характеристики основных типов оправок для токарных и шлифовальных работ.

**Цилиндрические оправки со свободной установкой детали.** Посадка оправок для гладких ступенчатых, шпоночных и шлицевых отверстий выбирается в зависимости от требуемой концентричности базовой и обработанной поверхностей. Чаще всего выбирается посадка скольжения 2-го класса точности.

У оправок с прямоугольными шлицами последние играют только роль поводка и поэтому прослабляются по ширине. При обработке детали с прямоугольными шлицами до термообработки центрирование производится по наружному диаметру шлицев оправки, независимо от способа центрирования шлицевого соединения. После термообработки посадка детали производит-

Основные типы оправок и область их применения

Тип оправок	Класс точности базового отверстия	Область применения
Цилиндрическая со свободной установкой детали и с зажимом гайкой или пневмоцилиндром	Не ниже 3-го	При повышенных требованиях к продольным размерам детали при работе на настроенных станках
Цилиндрическая с пресовой посадкой детали	Не ниже 2-го	При передаче значительных крутящих моментов с обеспечением точности центрирования до 0,01 мм
Конусная	Не ниже 3-го	На легких токарных и шлифовальных работах при условии, что $0,25 < \frac{B}{D} < 1,5$ . Точность центрирования до 0,005 мм
Цанговая	Не ниже 3-го	Для легких работ. Точность центрирования до 0,08 мм
С гидропластной втулкой	Не ниже 3-го	При небольших отношениях длины детали к диаметру базового отверстия. Точность центрирования до 0,005 мм
С тарельчатыми пружинами	Не ниже 4-го	Для коротких деталей
Роликовая	Не ниже 3-го	Для обработки на токарных станках при передаче большого крутящего момента
Клиноплунжерная	—	Для деталей, имеющих сравнительно большое необработанное или грубо обработанное отверстие

ся в зависимости от способа центрирования шлицевого соединения.

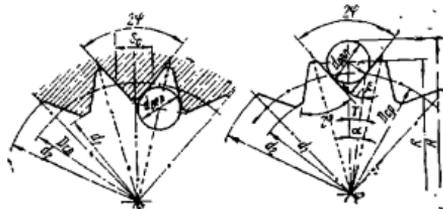
У оправок с елочными и эвольвентными шлицами обеспечивается гарантированный боковой зазор, компенсирующий погрешности изготовления шага, профиля и т. д.

Порядок расчета оправки с елочными шлицами приведен в табл. 180.

Конусные оправки применяются при базировании как по гладкому, так и по шлицевому отверстию. При базировании шлицевого отверстия по наружному диаметру внутренний диаметр шлицевой оправки обычно изготавливается на 1 мм меньше внутреннего диаметра детали, а ширина шлицев оправки — на 0,25—0,5 мм меньше ширины впадины детали.

## Порядок расчета цилиндрической оправки с елочными шлицами

Исходные данные:

 $D_{\text{ср}}$  — диаметр делительной окружности; $Z$  — число шлицев; $d_1, d_2$  — диаметр впадин и диаметр выступов шлицев; $2\psi$  — угол профиля шлицев; $S_0$  — теоретическая толщина шлица по хорде делительной окружности; $S_2 = S_0 \frac{-\Delta_1}{-\Delta_2}$  — фактическая толщина шлица по хорде делительной окружности; $\Delta_1, \Delta_2$  — допуск на изготовление шлица.

Наименование величины	Обозначение	Расчетная формула
Половина центрального угла, приходящегося на 1 зуб	$\alpha$	$\frac{360^\circ}{Z}$
Половина угла профиля зуба детали	$\psi$	$\psi + \alpha$
Половина центрального угла толщины зуба	$\gamma'$	$\sin \gamma' = \frac{S_2}{D_{\text{ср}}}$
Толщина шлица отверстия по дуге делительной окружности	$S_1$	$\frac{\pi D_{\text{ср}}}{360^\circ} \cdot 2\gamma'$

Наименование величины	Обозначение	Расчетная формула
Расчетная ширина впадины оправки по дуге делительной окружности	S	$S_{1max} + \delta,$ <p>где <math>\delta</math> — гарантированный зазор между профилями шлицев оправки и детали;  <math>S_{1max}</math> — максимальная ширина шлица по дуге делительной окружности с учетом допуска на изготовление шлица, уменьшающего его ширину  <math>S_{1max} = S_1 - \Delta_1</math></p>
Половина центрального угла впадины шлицев	$\gamma$	$\frac{360^\circ}{\pi D_{cp}} \cdot \frac{S}{2}$
Угол	$\beta$	$\varphi - \gamma$
Диаметр внутренней вершины профиля шлицев оправки	$D_1$	$D_{cp} \frac{\sin \beta}{\sin \psi}$
Диаметр наружной вершины профиля шлицев оправки	$D_2$	$D_1 \frac{\sin \varphi}{\sin \psi}$
Диаметр ролика (при отсутствии заданного чертежом диаметра ролика)	$d_p$	$D_p \frac{\sin \gamma_p}{\cos \psi},$ <p>где <math>D_p</math> — диаметр касания ролика с профилем шлица;  <math>\gamma_p = \varphi - \beta_p</math>;  <math>\beta_p = \frac{D_1}{D_p} \sin \varphi</math></p>
Расстояние от оси оправки до оси ролика	X	$\frac{1}{2} D_1 + \frac{d_p}{2 \sin \varphi}$
Размер по роликам	H	$2 \left( X + \frac{1}{2} d_p \right) - \text{для четного числа шлицев}$

Конусностью оправки называется величина

$$K = \frac{D_1 - D_2}{L} = 2 \operatorname{tg} \alpha,$$

где  $D_1, D_2$  — наибольший и наименьший диаметры конусной части;  
 $L$  — длина конусной части;  
 $\alpha$  — половина угла конусной части.

При установке детали на конусной оправке положение детали по длине оправки является неопределенным.

В табл. 181 приведен порядок расчета конусной оправки.

Если расчетная длина оправки превышает указанию в табл. 182, рекомендуется либо увеличить значение конусности, либо проектировать набор оправок из двух штук.

Оправки диаметром свыше 45 мм рекомендуется делать пустотелыми.

**Цилиндрические оправки с прессовой посадкой детали** применяются в случае, если необходимо точно зафиксировать положение детали по длине. Порядок расчета цилиндрической оправки с прессовой посадкой детали приведен в табл. 183.

## РАСЧЕТ МНОГОШПИНДЕЛЬНЫХ ГОЛОВОК

В крупносерийном и массовом производстве применяются специальные многошпиндельные головки к сверлильным станкам с неизменяемым расположением шпинделей. Поэтому специальные многошпиндельные головки проектируются только для определенной детали или группы деталей.

Исходными данными для проектирования многошпиндельных головок являются:

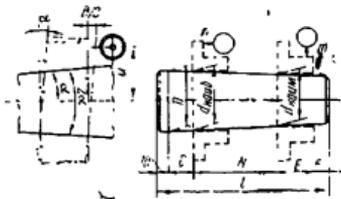
- а) чертеж обрабатываемой детали с техническими условиями;
- б) технологический процесс обработки детали с указанием режимов резания (подач и скоростей резания);
- в) диаметр и длины режущих инструментов и размеры их хвостовиков;
- г) паспортные данные станка, для которого проектируется многошпиндельная головка (мощность электродвигателя; направление вращения шпинделя; ступени чисел оборотов и подач шпинделя; формы и размеры его нижней части; вылет шпинделя; максимальный его ход; максимальное расстояние от шпинделя до стола);
- д) чертеж приспособления, с которым будет работать головка.

Обычно соблюдается такая последовательность проектирования многошпиндельных головок:

1. Расчет режимов резания с учетом равной или кратной стойкости инструмента.

## Порядок расчета конусной оправки

Исходные данные:

 $d_{min}$  — наименьший диаметр отверстия детали; $d_{max}$  — наибольший диаметр отверстия детали; $\delta$  — допуск на изготовление диаметра отверстия детали; $m, n$  — величина биения торцевой или цилиндрической поверхности детали на плече  $M$ , допускаемая техническими условиями на изготовление детали.

Наименование величины	Обозначение	Расчетная формула
Погрешность базирования	$B$	$0,25 m$
Конусность	$K$	При наличии нескольких технических требований на величину биения различных поверхностей погрешность базирования $B$ и конусность $K$ определяются для всех поверхностей, после чего принимается наименьшее значение конусности
Длина конуса, необходимая для компенсации допуска на изготовление отверстия детали	$N$	$\frac{d_{max} - d_{min}}{K} = \frac{\delta}{K}$
Запас длины конуса	$C$	$\frac{0,25 \delta + \Delta}{K}$ где $\Delta$ — допуск на изготовление цилиндрического пояса оправки. Для $K = 1:2000$ $\Delta = 0,010$ мм; для $K = 1:3000$ $\Delta = 0,008$ мм; для $K = 1:3500$ $\Delta = 0,005$ мм

Наименование величины	Обозначение	Расчетная формула
Диаметр цилиндрического пояска оправки	$D$	$d_{max} + 0,25 \delta$
Длина конической части оправки	$l$	$N + C + E + F$ , где $E$ — длина базового отверстия; $F$ — длина конусной части со стороны меньшего диаметра; $F = 10$ мм для $K = 1 : 2000$ ; $F = 15$ мм для $K = 1 : 3000$ ; $F = 20$ мм для $K = 1 : 3500$
Допускаемое биение конусной оправки	$a$	0,1 $m$ , но не менее 0,003 мм

Таблица 182

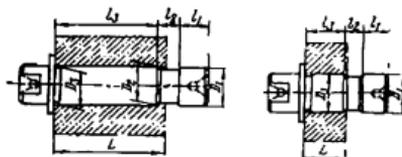
## Зависимость длины оправки от ее диаметра

Диаметр оправки в мм	До 10				
	10—15	15—20	20—25	25—35	
Продольная длина оправки в мм	80	100	150	200	250
Диаметр оправки в мм	35—45				
	45—55	55—65	65—80	Св. 80	
Продольная длина оправки в мм	350	410	480	530	580

Таблица 183

## Порядок расчета цилиндрической оправки с прессовой посадкой детали

Исходные данные:

 $d$  — номинальный диаметр отверстия детали; $l$  — длина отверстия; $\delta_1, \delta_2$  — верхнее и нижнее отклонения номинального диаметра отверстия

Наименование величины	Обозначение	Расчетная формула
Минимальный диаметр отверстия	$d_{min}$	$d - \delta_2$
Диаметр рабочей части	$D_3$	$d_{min}Пр.$ За номинал принимается минимальный диаметр отверстия, и для него назначаются отклонения по прессовой посадке
Диаметр приемной части	$D_1$	$d_{min}Л.$ За номинал принимается минимальный диаметр отверстия, и для него назначаются отклонения по легкоходовой посадке
Меньший диаметр конуса	$D_2$	$d_{min}С.$ За номинал принимается минимальный диаметр отверстия, и для него назначаются отклонения по посадке скольжения
Длина приемной части	$L_1$	$\left(\frac{1}{2} \div \frac{1}{3}\right) l$
Половина угла конуса рабочей части оправки для деталей с длинным отверстием	$\alpha$	$\operatorname{tg} \alpha = \frac{D_3 - D_2}{L}$

2. Определение мощности, передаваемой головкой.
3. Определение передаточных чисел от шпинделя станка к рабочим шпинделям.
4. Выбор кинематической схемы головки.
5. Выбор узлов рабочих шпинделей.
6. Проверочный расчет деталей головки: шпинделей, шестерен, подшипников и шпонок.

Расчет режимов резания обычно производится с учетом равной или кратной стойкости всех инструментов и необходимости

замены инструмента не более 2 раз в смену. Порядок расчета режимов резания следующий:

1. Исходя из наибольшего значения длины хода для отдельных инструментов определяется длина рабочего хода головки  $L_{p-x}$ .

2. В зависимости от заданных условий работы назначается стойкость для предположительно лимитирующих инструментов.

Стойкость каждого из инструментов наладки, по которой ведется расчет скорости резания, определяется по формуле:

$$T_p = T_m \lambda,$$

где  $T_m$  — стойкость в минутах машинной работы станка. Для многоинструментных работ  $T_m$  относится к лимитирующим по стойкости инструментам:

$\lambda$  — коэффициент времени резания каждого инструмента, равный отношению длины резания  $L_{рез}$  этого инструмента к длине рабочего хода  $L_{p-x}$ :

$$\lambda = \frac{L_{рез}}{L_{p-x}}.$$

В случае, когда  $\lambda > 0,7$ , его можно не учитывать и принимать  $T_m = T_p$ .

3. Назначаются подачи  $S_0$  для всех инструментов головки.

4. Выбирается скорость резания отдельных инструментов и определяется число их оборотов:

$$n_{и} = \frac{1000 v}{\pi d} \text{ об/мин},$$

где  $v$  — скорость резания в м/мин;

$d$  — диаметр инструмента в мм.

5. Выбирается число оборотов шпинделя станка  $n_{ст}$ , а затем определяется передаточное отношение для каждого инструмента:

$$i = \frac{n_{и}}{n_{ст}} = \frac{z_{вед}}{z_{раб}},$$

где  $n_{и}$  — число оборотов инструмента в минуту;

$n_{ст}$  — число оборотов ведущего шпинделя станка в минуту;

$z_{вед}$  — число зубьев шестерен ведущего шпинделя;

$z_{раб}$  — число зубьев шестерен рабочего шпинделя.

6. Определяется подача головки станка по минимальной расчетной подаче инструментов:

$$S_{ст} = S_0' i',$$

где  $S_0'$  — минимальная расчетная подача инструмента в мм/об мин;

$l'$  — минимальное передаточное отношение.  
 Значение  $S_{ст}$  уточняется до ближайшего паспортного.

7. Производится перерасчет подач на оборот для каждого инструмента:

$$S_0 = \frac{S_{ст}}{i}$$

8. Определяется минутная подача инструментов:

$$S_M = S_0 l.$$

**Определение мощности, передаваемой головкой, производится по зависимостям:**

$$N_{рез} = N_{табл} \cdot K_N \cdot \frac{n_n}{1000} \text{ кВт} \text{— при сверлении,}$$

$$N_{рез} = N_{табл} \cdot K_N \cdot \frac{v}{100} \text{ кВт} \text{— при зенковании и цековании,}$$

где  $N_{табл}$  — мощность резания;  
 $K_N$  — коэффициент, зависящий от обрабатываемого материала;  
 $n_n$  — число оборотов инструмента в минуту;  
 $v$  — скорость резания в м/мин.

Осевые силы резания при сверлении, зенковании рассчитываются по формуле:

$$P_0 = P_{табл} \cdot K_p,$$

где  $P_{табл}$  — значение осевого усилия;  
 $K_p$  — коэффициент, зависящий от обрабатываемого материала.

Мощность, потребляемая головкой, определяется по формуле:

$$N_{гол} = \frac{K_1 N_1 + K_2 N_2 + \dots + K_n N_n}{\eta_{гол}},$$

где  $K_1, K_2, \dots, K_n$  — число одинаковых инструментов, работающих в головке;

$N_1, N_2, \dots, N_n$  — мощность, потребляемая каждым инструментом;  
 $\eta_{гол}$  — к. п. д. механизма головки ( $\eta_{гол} \approx 0,9$ ).

Суммарная мощность, потребляемая головкой, не должна превышать мощность станка:

$$\frac{N_{гол}}{\eta_{ст}} \leq N_{ст},$$

где  $\eta_{ст}$  — к. п. д. механизма станка ( $\eta_{ст} \approx 0,8$ ).

Суммарное осевое усилие не должно превышать максимального усилия подачи станка:

$$P_{\text{гол}} = K_1 P_1 + K_2 P_2 + \dots + K_n P_n \leq P_{\text{max.ст.}}$$

**Выбор кинематической схемы головки.** При выборе кинематической схемы головки следует соблюдать приведенные ниже условия:

1. Ось ведущего шпинделя необходимо по возможности располагать в центре давления головки, которым является точка приложения равнодействующей усилий подачи инструментов, при этом центр давления головки не должен выходить за пределы фланца станка.

2. Не следует передавать усилий к рабочим шпинделям через шестерни других рабочих шпинделей.

3. Нужно вводить наименьшее количество паразитных шестерен, для чего приводить в движение от одной паразитной шестерни по несколько рабочих шпинделей.

4. Все рабочие шпиндели должны иметь правое вращение, а так как все сверлильные стайки (как правило) имеют правое вращение шпинделя, то число паразитных и промежуточных валов должно быть нечетным. Для специализированных стайков, имеющих левое вращение шпинделя, можно обойтись без паразитных шестерен, передавая вращение непосредственно от ведущего вала к шпинделям.

5. Паразитные шестерни следует располагать вокруг ведущего шпинделя как можно равномернее, так как такое размещение способствует разгрузке подшипника ведущего шпинделя от радиальной нагрузки.

6. Нельзя располагать оси паразитных шестерен очень близко к рабочим шпинделям, чтобы не ослаблять корпус головки расточками под подшипники.

7. При близком расположении рабочих шпинделей все шестерни головки необходимо располагать в одной плоскости. Если это условие невыполнимо, шестерни должны быть расположены в двух и более плоскостях.

8. Составление кинематической схемы следует начинать с определения диаметров делительных окружностей и модулей шестерни рабочих и ведущего шпинделей.

9. При подборе шестерен нужно учитывать следующее:

а) минимально допускаемое число зубьев некорригированных зубчатых колес  $z_{\text{min}} = 16$ ;

б) принимаемые модули должны соответствовать стандартному ряду: 2, 2,5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12 и т. д.;

в) ширина венца зубчатого колеса  $b = (6 \div 10) m$ ;

г) наибольшие передаточные числа на замедление  $i = 4 \div 5$ , на ускорение  $i = 2 \div 2,5$ ;

д) предпочтение следует отдавать передачам на замедление;

е) наибольшие допускаемые окружные скорости для прямо-зубых зубчатых колес по 7-й степени точности (ГОСТ 1643—56) — 10—12 м/с и по 8-й — 5—6 м/с.

10. При увеличении или уменьшении межцентрового расстояния против теоретического необходимо произвести корригирование зацепляющихся зубчатых колес. Без корригирования допускается увеличение межцентрового расстояния порядка (0,03—0,05)  $m$ . Уменьшение межцентрового расстояния без корригирования не допускается.

Вопросы корригирования зубчатых передач рассмотрены в разделе «Зубчатые передачи».

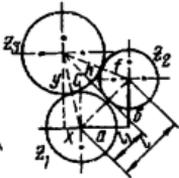
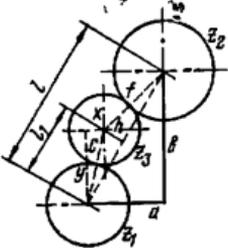
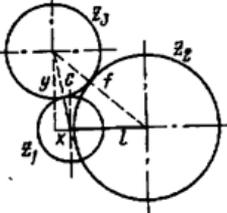
**Проверочный расчет деталей головок** (зубчатых колес, валов, шпindelей, подшипников) производится по формулам деталей машин и приведен в соответствующем разделе.

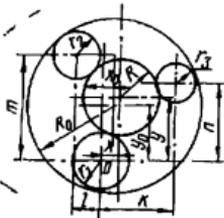
При конструировании многошпиндельных головок координаты рассчитываются по формулам, приведенным в табл. 184.

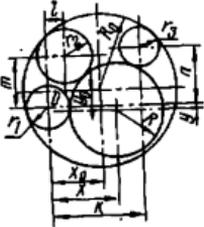
Таблица 184

Расчет координат при конструировании многошпиндельных головок

Расчетная схема	Исходные данные	Расчетные зависимости
	$l_1, z_1, z_2,$ $z_3, m$	$1. c = \frac{z_1 + z_3}{2} m$ $2. f = \frac{z_2 + z_3}{2} m$ $x = \frac{c^2 + l^2 - f^2}{2l}$ $y = \sqrt{c^2 - x^2}$
	$a, b, z_1$ $z_2, z_3, m$	$1. c = \frac{z_1 + z_3}{2} m$ $2. f = \frac{z_2 + z_4}{2} m$ $3. l = \sqrt{a^2 + b^2}$ $4. l_1 = \frac{c^2 + f^2 - l^2}{2l}$ $5. h = \sqrt{c^2 - l_1^2}$ $x = \frac{al_1 - bh}{l}$ $y = \frac{ah + bl_1}{l}$

Расчетная схема	Исходные данные	Расчетные зависимости
	$a, b, z_1,$ $z_2, z_3, m$	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. <math>c = \frac{z_1 + z_3}{2} m</math></li> <li>2. <math>f = \frac{z_2 + z_3}{2} m</math></li> <li>3. <math>l = \sqrt{a^2 + b^2}</math></li> <li>4. <math>l_1 = \frac{c^2 + l^2 - f^2}{2l}</math></li> <li>5. <math>h = \sqrt{c^2 - l_1^2}</math></li> </ol> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-top: 10px;"> <math display="block">x = \frac{bh - al_1}{l}</math> <math display="block">y = \frac{ah + bl_1}{l}</math> </div>
	$a, b, z_1,$ $z_2, z_3, m$	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. <math>c = \frac{z_1 + z_3}{2} m</math></li> <li>2. <math>f = \frac{z_2 + z_3}{2} m</math></li> <li>3. <math>l = \sqrt{a^2 + b^2}</math></li> <li>4. <math>l_1 = \frac{c^2 + l^2 - f^2}{2l}</math></li> <li>5. <math>h = \sqrt{c^2 - l_1^2}</math></li> </ol> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-top: 10px;"> <math display="block">x = \frac{al_1 - bh}{l}</math> <math display="block">y = \frac{bl_1 + ah}{l}</math> </div>
	$l, z_1, z_3,$ $z_2, m$	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. <math>c = \frac{z_1 + z_3}{2} m</math></li> <li>2. <math>f = \frac{z_2 + z_3}{2} m</math></li> </ol> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-top: 10px;"> <math display="block">x = \frac{l^2 - f^2 - c^2}{2l}</math> <math display="block">y = \sqrt{c^2 - x^2}</math> </div>

Расчетная схема	Исходные данные	Расчетные зависимости
	$k, l, m,$ $n, r_1, r_2,$ $r_3$	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. <math>a = n^2 + k^2 + r_1^2 - r_2^2</math></li> <li>2. <math>b = l^2 + m^2 + r_1^2 - r_2^2</math></li> <li>3. <math>c = nl + km</math></li> <li>4. <math>A = \frac{la + kb}{2c}</math></li> <li>5. <math>B = \frac{ma - nb}{2c}</math></li> <li>6. <math>D = \frac{l(r_1 - r_3) + k(r_1 - r_2)}{c}</math></li> <li>7. <math>E = \frac{m(r_1 - r_3) - n(r_1 - r_2)}{c}</math></li> <li>8. <math>N = 1 - D^2 - E^2</math></li> <li>9. <math>M = r_1 - AD - BE</math></li> <li>10. <math>F = A^2 + B^2 - r_1^2</math></li> </ol> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-top: 10px;"> <math display="block">R = \frac{\sqrt{M^2 + NF} - M}{N}</math> <math display="block">R_0 = \frac{\sqrt{M^2 + NF} + M}{N}</math> </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-top: 10px;"> <math display="block">x = B + ER</math> <math display="block">x_0 = B - ER_0</math> </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-top: 10px;"> <math display="block">y = A + DR</math> <math display="block">y_0 = A - DR_0</math> </div>

Расчетная схема	Исходные данные	Расчетные зависимости
	$k, l, m,$ $n, r_1, r_2,$ $r_3$	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. <math>a = n^2 + k^2 + r_1^2 - r_3^2</math></li> <li>2. <math>b = l^2 + m^2 + r_1^2 - r_2^2</math></li> <li>3. <math>c = km - nl</math></li> <li>4. <math>A = \frac{kb - la}{2c}</math></li> <li>5. <math>B = \frac{ma - nb}{2c}</math></li> <li>6. <math>D = \frac{k(r_1 - r_2) - l(r_1 - r_2)}{c}</math></li> <li>7. <math>E = \frac{m(r_1 - r_2) - n(r_1 - r_2)}{c}</math></li> <li>8. <math>N = 1 - D^2 - E^2</math></li> <li>9. <math>M = r_1 - AD - BE</math></li> <li>10. <math>F = A^2 + B^2 - r_1^2</math></li> </ol> <div style="border: 1px solid black; padding: 10px; margin-top: 20px;"> <math display="block">R = \frac{\sqrt{M^2 + NF} - M}{N}</math> <math display="block">R_0 = \frac{\sqrt{M^2 + NF} + M}{N}</math> <hr/> <math display="block">x = B + ER</math> <math display="block">x_0 = B - ER_0</math> <hr/> <math display="block">y = A + DR</math> <math display="block">y_0 = A - DR_0</math> </div>

Расчетная схема	Исходные данные	Расчетные зависимости
	$k, l, m,$ $n, r$	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. <math>a = n^2 + k^2</math></li> <li>2. <math>b = l^2 + m^2</math></li> <li>3. <math>c = nl + km</math></li> </ol> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin: 5px 0;"> <math display="block">x = \frac{ma - nb}{2c}</math> <math display="block">y = \frac{kb + la}{2c}</math> </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin: 5px 0;"> <math display="block">R = \sqrt{x^2 + y^2} - r</math> </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin: 5px 0;"> <math display="block">R_0 = \sqrt{x^2 + y^2} + r</math> </div>
	$k, l, m,$ $n, r$	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. <math>a = n^2 + k^2</math></li> <li>2. <math>b = l^2 + m^2</math></li> <li>3. <math>c = km - nl</math></li> </ol> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin: 5px 0;"> <math display="block">x = \frac{ma - nb}{2c}</math> </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin: 5px 0;"> <math display="block">y = \frac{kb - la}{2c}</math> </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin: 5px 0;"> <math display="block">R = \sqrt{x^2 + y^2} - r</math> </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin: 5px 0;"> <math display="block">R_0 = \sqrt{x^2 + y^2} + r</math> </div>
		$x = x' \cos \alpha - y' \sin \alpha$ $y = x' \sin \alpha + y' \cos \alpha$ $x' = x \cos \alpha + y \sin \alpha$ $y' = -x \sin \alpha + y \cos \alpha$

**МЕТОДИКА РАСЧЕТА КООРДИНАТ ОСЕЙ  
РОЛИКОВ И ШАРИКОВ В ЗАЖИМНЫХ  
ПРИСПОСОБЛЕНИЯХ ДЛЯ ЦЕНТРИРОВАНИЯ  
ПО БОКОВОЙ ПОВЕРХНОСТИ ЗУБА**

Центрирование зубчатых колес для окончательной обработки отверстия производится по боковой поверхности зуба при помощи роликов и шариков. При этом необходимо чтобы ролики (шарики), лежащие во впадинах между зубьями, выступали за диаметр окружности выступов зубчатого колеса и не касались окружности впадин. С учетом этих требований диаметр роликов (шариков) принимается для некорректируемых зубчатых колес с  $\alpha_d = 20^\circ$  и  $f_0 = 1$  равным  $(1,7 \div 1,8) m$ .

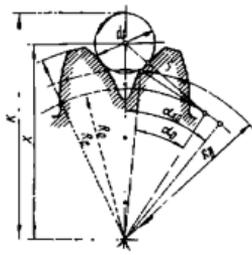
Для центрирования по боковой поверхности зуба для цилиндрических прямозубых шестерен применяются ролики, для цилиндрических косозубых и конических шестерен — шарики.

Шестерни обычно изготавливаются с учетом обеспечения гарантированного бокового зазора в зацеплении, для чего на рабочем чертеже шестерни необходимо проставлять верхнее и нижнее отклонения толщины зуба по хорде делительной окружности или по общей нормали. Величина гарантированного бокового зазора обеспечивается верхним отклонением, а разность между верхним и нижним отклонениями является допуском на изготовление. Поэтому при расчете диаметра роликов (шариков) от номинальной толщины зуба по хорде делительной окружности отнимают верхнее отклонение и половину допуска на изготовление. Пересчитывать хорду на дугу по делительной окружности нет надобности, так как при этом размер изменяется настолько мало, что практически не влияет на точность центрирования шестерни.

В табл. 185—191 приведены зависимости для расчета диаметра шариков и роликов и их координат для цилиндрических прямозубых и косозубых колес, а также конических зубчатых колес с прямыми зубьями. В специальной литературе имеются сведения, необходимые для расчетов значения эвольвентной функции  $\operatorname{Inv}\alpha = \operatorname{tg}\alpha - \alpha$ .

Порядок расчета для определения диаметра ролика и его координат для прямозубых цилиндрических колес внешнего и внутреннего зацепления

Исходные данные:  $z, m, \alpha_d, \xi$



Наименование величины	Обозначение	Расчетная формула
Номинальная толщина зуба по дуге делительной окружности	$S$	$m \left( \frac{\pi}{2} \pm 2 \xi \operatorname{tg} \alpha_d \right)$
Расчетная толщина зуба по дуге делительной окружности	$S'$	$S - \Delta_b S - \frac{1}{2} \delta S;$ $S - \Delta_b L - \frac{1}{2} \delta L,$ <p>где <math>\Delta_b S</math> — верхнее отклонение толщины зуба по хорде делительной окружности;  <math>\delta S</math> — допуск на толщину зуба по хорде делительной окружности;  <math>\Delta_b L</math> — верхнее отклонение длины общей нормали;  <math>\delta L</math> — допуск на длину общей нормали</p>
Диаметр ролика	$d_p$	Для некорригированных зубчатых колес при $\alpha_d = 20^\circ$ и $f_s = 1$ рекомендуется $d_p = (1,7 \div 1,8)m$

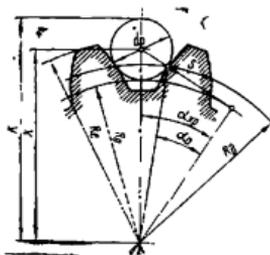
Наименование величины	Обозначение	Расчетная формула
Эвольвентный угол	$\alpha_{x.p}$	$\operatorname{inv} \alpha_{x.p} = \pm \frac{S'}{mz} + \operatorname{inv} \alpha_d \pm$ $\pm \frac{d_p}{mz \cos \alpha_d} \mp \frac{\pi}{z}$
Расстояние между осью шестерни и осью ролика	$X$	$\frac{mz \cos \alpha_d}{2 \cos \alpha_{x.p}}$
Зажимный размер	$K$	$X \pm \frac{1}{2} d_p$

Примечание. В приведенных формулах верхние знаки относятся к внешнему зацеплению, нижние — к внутреннему.

Таблица 186

Порядок расчета для определения диаметра ролика в случае, когда ролик касается боковых сторон зуба на делительной окружности

Исходные данные:  $z, m, \alpha_d$  и



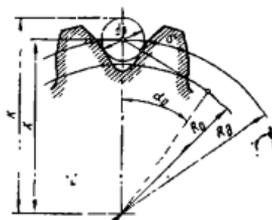
Наименование величины	Обозначение	Расчетная формула
Номинальная толщина зуба по дуге делительной окружности	$S$	$m \left( \frac{\pi}{2} \pm 2z \operatorname{tg} \alpha_d \right)$

Наименование величины	Обозначение	Расчетная формула
Расчетная толщина зуба по дуге делительной окружности	$S'$	$S - \Delta_B S - \frac{1}{2} \delta S$
Половина центрального угла, соответствующего ширине впадины по дуге делительной окружности	$\delta$	$\frac{180}{\pi} \cdot \frac{\pi m - S'}{mz}$ град
Эвольвентный угол	$\alpha_{х.р}$	$\alpha_d + \delta$
Диаметр ролика	$d_p$	$mz (\cos \alpha_d \cdot \operatorname{tg} \alpha_{х.р} - \sin \alpha_d)$
Расстояние между осью шестерни и осью ролика	$X$	$\frac{mz \cos \alpha_d}{2 \cos \alpha_{х.р}}$
Зажимный размер	$K$	$X \pm \frac{1}{2} d_p$

Таблица 187

Порядок расчета для определения диаметра ролика в случае, когда центр ролика находится на делительной окружности

Исходные данные:  $z, m, \alpha_d, \xi, x = \frac{1}{2} mz$



Наименование величины	Обозначение	Расчетная формула
Номинальная толщина зуба на дуге делительной окружности	$S$	$m \left( \frac{\pi}{2} \pm 2 \xi \operatorname{tg} \alpha_d \right)$

Наименование величины	Обозначение	Расчетная формула
Расчетная толщина зуба по дуге делительной окружности	$S'$	$S - \Delta_b S - \frac{1}{2} \delta S$
Диаметр ролика	$d_p$	$(\pi m - S') \cos \alpha_d$
Расстояние между осью шестерни и осью ролика	$X$	$\frac{1}{2} mz$
Зажимный размер	$K$	$X \pm \frac{1}{2} d_p$

Т а б л и ц а 188

Порядок расчета  
для определения диаметра ролика при заданном зажимном размере  
Исходные данные:  $z, m, \alpha_d, \xi, K$

Наименование величины	Обозначение	Расчетная формула
Номинальная толщина зуба по дуге делительной окружности	$S$	$m \left( \frac{\pi}{2} \pm 2\xi \operatorname{tg} \alpha_d \right)$
Расчетная толщина зуба по дуге делительной окружности	$S'$	$S - \Delta_b S - \frac{1}{2} \delta S$
Диаметр ролика (предварительный)	$d'_p$	$(1,7 \div 1,8)m$
Эвольвентный угол (предварительный)	$\alpha'_{x.p}$	$\operatorname{inv} \alpha'_{x.p} = \pm \frac{S'}{mz} + \operatorname{inv} \alpha_d \pm$ $\pm \frac{d'_p}{mz \cos \alpha_d} \mp \frac{\pi}{z}$

Наименование величины	Обозначение	Расчетная формула
Расстояние между осью шестерни и осью ролика (предварительное)	$x'$	$\frac{mz \cos \alpha_1}{2 \cos \alpha'_{x.p}}$
Зажимный размер (предварительный)	$K'$	$x' \pm \frac{1}{2} d'_p$
Разность между требуемой величиной зажимного размера и предварительной величиной	$\Delta K$	$K - K'$
Величина изменения диаметра ролика для компенсации зажимного размера	$\Delta d_p$	$\pm \frac{2 \sin \alpha'_{x.p}}{1 - \sin \alpha_{x.p}} \Delta K$
Диаметр ролика (окончательный)	$d_p$	$d'_p + \Delta d_p$

Таблица 189

Порядок расчета для определения диаметра шарика и его координат для косозубых цилиндрических колес внешнего зацепления  
Исходные данные:  $z, m_n, \alpha_n, \beta, \xi_n$

Наименование величины	Обозначение	Расчетная формула
Угол зацепления в торцовом сечении	$\alpha_s$	$\operatorname{tg} \alpha_s = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta}$
Номинальная толщина зуба по дуге делительной окружности в нормальном сечении	$S_n$	$m_n \left( \frac{\pi}{2} + 2\xi_n \operatorname{tg} \alpha_n \right)$
Расчетная толщина зуба по дуге делительной окружности в нормальном сечении	$S'_n$	$S_n - \Delta_b S - \frac{1}{2} \delta S$

Наименование величины	Обозначение	Расчетная формула
Диаметр шарика	$d_{ш}$	$\geq \frac{\pi m_n - S_n}{\cos \alpha_n}$ или $(1,7 \div 1,8) m_n$
Эвольвентный угол	$\alpha_{x,p}$	$\text{inv } \alpha_{x,p} - \frac{S_n}{m_n z} + \text{inv } \alpha_s +$ $+ \frac{d_{ш}}{m_n z \cos \alpha_n} - \frac{\pi}{z}$
Расстояние между осью шестерни и осью шарика	$x$	$\frac{m_n z \cdot \cos \alpha_s}{2 \cos \beta \cdot \cos \alpha_{x,p}}$
Зажимный размер	$K$	$x + \frac{1}{2} d_{ш}$

Таблица 190

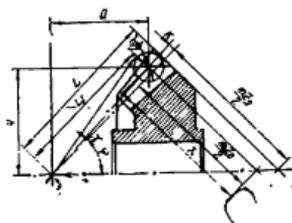
**Порядок расчета для определения диаметра шарика  
при заданном зажимном размере**

Исходные данные:  $z, m_n, \alpha_n, \beta, \epsilon_n, K$

Наименование величины	Обозначение	Расчетная формула
Угол зацепления в торцовом сечении	$\alpha_s$	$\text{tg } \alpha_s = \frac{\text{tg } \alpha_n}{\cos \beta}$
Номинальная толщина зуба по дуге делительной окружности в нормальном сечении	$S_n$	$m_n \left( \frac{\pi}{2} + 2 \epsilon_n \text{tg } \alpha_n \right)$

Наименование величины	Обозначение	Расчетная формула
Расчетная толщина зуба по дуге делительной окружности в нормальном сечении	$S'_n$	$S_n - \Delta_n S - \frac{1}{2} \delta S$
Диаметр шарика (предварительный)	$d'_ш$	$(1,7 \div 1,8) m_n$
Эвольвентный угол (предварительный)	$\alpha'_{x.p}$	$\operatorname{inv} \alpha'_{x.p} = \frac{S'_n}{m_n z} + \operatorname{inv} \alpha_s +$ $+ \frac{d'_ш}{m_n z \cdot \cos \alpha_n} - \frac{\pi}{z}$
Расстояние между осью шестерни и осью ролика (предварительное)	$x'$	$\frac{m_n z \cdot \cos \alpha_s}{2 \cos \beta \cdot \cos \alpha'_{x.p}}$
Зажимный размер (предварительный)	$K'$	$x' + \frac{1}{2} d'_ш$
Разность между требуемой величиной зажимного размера и предварительной величиной	$\Delta K$	$K - K'$
Величина изменения диаметра шарика для компенсации поправки на зажимный размер	$\Delta d'_ш$	$\frac{\cos \beta \cdot \cos \alpha_n \cdot \sin \alpha'_{x.p}}{\cos \alpha_s \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha_n \cdot \sin \alpha'_{x.p}} \cdot \Delta K$
Диаметр шарика (окончательный)	$d_ш$	$d'_ш + \Delta d'_ш$

Порядок расчета для определения диаметра шарика и его координат для прямозубых конических колес  
Исходные данные:  $z, m, \alpha_d, \xi$



Наименование величины	Обозначение	Расчетная формула
Расстояние от вершины начального конуса до центра шарика	$L_1$	Задается исходя из конструктивных соображений
Длина образующей начального конуса	$L$	$\frac{mz}{2 \sin \varphi}$
Приведенный модуль на расстоянии $L_1$ от вершины начального конуса	$m_1$	$\frac{mL_1}{L}$
Число зубьев основного плоского колеса	$z_0$	$\frac{z}{\cos \varphi}$
Диаметр шарика	$d_{ш}$	Для некорректированных зубчатых колес при $\alpha_d = 20^\circ$ и $f_0 = 1$ рекомендуется $d_{ш} = (1,7 \div 1,8) m_1$
Номинальная толщина зуба по дуге делительного конуса в торцовом сечении у большего торца	$S$	$m \left( \frac{\pi}{2} + 2\xi \operatorname{tg} \alpha_d \right)$

Наименование величины	Обозначение	Расчетная формула
Расчетная толщина зуба по дуге делительного конуса в торцовом сечении у большего торца	$S'$	$S - \Delta_b S - \frac{1}{2} \delta S_s$
Расчетная толщина зуба по дуге делительного конуса в сечении на расстоянии $L_1$ от вершины начального конуса	$S'_1$	$\frac{S' L_1}{L}$
Эвольвентный угол	$\alpha_{x,p}$	$\operatorname{inv} \alpha_{x,p} = \frac{S'_1}{m_1 z_0} + \operatorname{inv} \alpha_d + \frac{d_{ш}}{m_1 z_0 \cos \alpha_d} - \frac{\pi}{z}$
Координатный размер	$X$	$\frac{m_1 z_0 \cos \alpha_d}{2 \cos \alpha_{x,p}}$
Величина смещения центра шарика от образующей начального конуса	$K$	$x - \frac{1}{2} m z_0$
Угол между образующей начального конуса и прямой, проходящей через центр шарика и вершину начального конуса	$\gamma$	$\operatorname{tg} \gamma = \frac{K}{L_1}$
Координаты шарика	$Q$	$\sqrt{K^2 + L_1^2} \cos(\gamma + \varphi)$
	$Y$	$\sqrt{K^2 + L_1^2} \sin(\gamma + \varphi)$

## ЛИТЕРАТУРА

- Абакумов М. М.* Современные станочные приспособления. М., Машгиз, 1960.
- Ансеров М. А.* Приспособления для металлорежущих станков, М. —Л., «Машиностроение», 1966.
- Антонюк В. Е., Рубинчик А. И., Грек Л. А., Королев В. А., Болотов Ю. Г.* Краткий справочник технолога механического цеха, Минск, «Беларусь», 1968.
- Антонюк В. Е., Королев В. А., Башеев С. М.* Справочник конструктора станочных приспособлений. Минск, «Беларусь», 1969.
- Антонюк В. Е., Рубинчик А. И.* В помощь молодому зуборезчику. Минск, «Беларусь», 1972.
- Анурьев В. И.* Справочник конструктора-машиностроителя. М., «Машиностроение», 1967.
- Белоусов А. П.* Проектирование приспособлений. М., «Машиностроение», 1964.
- Горошкин А. К.* Приспособления для металлорежущих станков. М., «Машиностроение», 1971.
- Гузенков П. Г.* Краткий справочник к расчетам деталей машин. М., «Высшая школа», 1967.
- Дунаев П. Ф.* Конструирование узлов и деталей. М., «Высшая школа», 1971.
- Зависляк Н. И.* Современные приспособления к металлорежущим станкам. Л., «Машиностроение», 1967.
- Иванов В. В.* Практика расчета размерных цепей в машиностроении. М., Машгиз. 1960.
- Ицкович Г. М.* и др. Сборник задач и примеров расчета по курсу деталей машин. М., «Машиностроение», 1974.
- Орлов П. И.* Основы конструирования. М., «Машиностроение», 1968.
- Режимы резания металлов. М., «Машиностроение». 1972.
- Решетов Д. Н.* Детали машин. М., «Машиностроение», 1964.
- Фомин А. А.* Детали машин. Атлас номограмм. М., «Высшая школа», 1967.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>Глава I. Основные принципы проектирования станочных приспособлений . . . . .</b>	<b>3</b>
Порядок проектирования станочных приспособлений . . . . .	3
Общие принципы конструирования станочных приспособлений . . . . .	4
Классификация станочных приспособлений . . . . .	7
Общие принципы разработки рабочих чертежей деталей . . . . .	8
Технические требования к станочным приспособлениям . . . . .	28
<b>Глава II. Материалы деталей станочных приспособлений</b>	<b>50</b>
Классификация металлов и сплавов . . . . .	50
Сталь . . . . .	50
Чугун . . . . .	51
Цветные металлы и сплавы . . . . .	63
Неметаллические материалы . . . . .	65
Допускаемые напряжения материалов деталей станочных приспособлений . . . . .	69
<b>Глава III. Термическая и химико-термическая обработка деталей станочных приспособлений . . . . .</b>	<b>74</b>
Термическая обработка стали . . . . .	74
Химико-термическая обработка стали . . . . .	82
Термическая обработка чугуна . . . . .	86
<b>Глава IV. Покрyтия деталей станочных приспособлений</b>	<b>87</b>
<b>Глава V. Точность изготовления деталей станочных приспособлений . . . . .</b>	<b>89</b>
<b>Глава VI. Шероховатость поверхностей деталей станочных приспособлений . . . . .</b>	<b>102</b>
<b>Глава VII. Допуски и посадки деталей станочных приспособлений . . . . .</b>	<b>107</b>
<b>Глава VIII. Отклонения формы и расположения поверхностей деталей станочных приспособлений . . . . .</b>	<b>116</b>
<b>Глава IX. Размерные цепи . . . . .</b>	<b>131</b>
<b>Глава X. Технологичность конструкций . . . . .</b>	<b>136</b>
Технологичность литых деталей . . . . .	136
Технологичность деталей, получаемых ковкой . . . . .	141
Технологичность деталей, получаемых сваркой . . . . .	141
Технологичность деталей, подвергающихся механической обработке . . . . .	141
Технологичность деталей, подвергающихся термической обработке . . . . .	144
Технологичность сборки . . . . .	147
<b>Глава XI. Расчет приспособлений на точность . . . . .</b>	<b>151</b>

<b>Глава XII. Силовые механизмы станочных приспособлений</b>	<b>163</b>
Расчет сил зажима . . . . .	163
Винтовые механизмы . . . . .	173
Рычажные механизмы . . . . .	179
Г-образные прихваты . . . . .	181
Рычажно-шарнирные механизмы . . . . .	181
Клиновые механизмы . . . . .	183
Клиноплунжерные механизмы . . . . .	188
Эксцентрикковые механизмы . . . . .	197
Пластинчатые пружины . . . . .	202
Мембраны . . . . .	203
Механизмы с применением гидропласта . . . . .	207
<b>Глава XIII. Приводы станочных приспособлений</b>	<b>213</b>
Пневматический привод . . . . .	213
Гидравлический привод . . . . .	227
Пневмогидравлический привод . . . . .	237
Механогидравлический привод . . . . .	240
Электромеханический привод . . . . .	241
Центробежно-инерционный привод . . . . .	241
Вакуумный привод . . . . .	242
Электромагнитный и магнитный приводы . . . . .	243
Электрический привод . . . . .	247
<b>Глава XIV. Расчеты на прочность элементов станочных приспособлений</b>	<b>257</b>
Шпоночные и шлицевые соединения . . . . .	257
Заклепочные соединения . . . . .	264
Сварные соединения . . . . .	266
Резьбовые соединения . . . . .	268
Валы и оси . . . . .	269
Пружины . . . . .	273
Подшипники качения . . . . .	277
Подшипники скольжения . . . . .	288
Муфты . . . . .	290
Клиноременные передачи . . . . .	290
Зубчатые передачи . . . . .	301
<b>Глава XV. Геометрические расчеты станочных приспособлений</b>	<b>323</b>
Расчет оправок . . . . .	323
Расчет многошпиндельных головок . . . . .	327
Методика расчета координат осей роликов и шариков в зажимных приспособлениях для центрирования по боковой поверхности зуба . . . . .	339
Литература . . . . .	349

**Владимир Евгеньевич Антонок**  
**В помощь молодому конструктору**  
**станочных приспособлений**

Редактор Т. С. Кашкан  
Художник В. М. Батуро  
Художественный редактор Г. Г. Малышев  
Технический редактор Я. С. Шляшинская  
Корректор Р. Ц. Карасик

АТ 09115. Сдано в набор 4/XI 1974 г. Подл. к печати 6/VI 1975 г.  
Тираж 20 000 экз. Формат 84×108<sup>1</sup>/<sub>32</sub>. Бумага тип. № 2. Усл. печ.  
л. 18,48. Уч.-изд. л. 13,35. Зак. 1626. Цена 80 коп.

Издательство «Беларусь» Государственного комитета Совета  
Министров Белорусской ССР по делам издательства, полиграфии  
и книжной торговли. Минск, Ленинский проспект, 79.

Отпечатано с набора полиграфкомбината им. Я. Коласа Госкоми-  
тета СМ БССР по делам издательства, полиграфии и книжной  
торговли, Минск, Красная, 23 в типографии им. Франциска  
(Геоργия) Скорины издательства «Наука и техника» АН БССР  
и Госкомитета СМ БССР по делам издательства, полиграфии  
и книжной торговли. Минск, Ленинский проспект, 68. Зак. 1879.