

ДЕТАЛИ МАШИН

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ



СПРАВОЧНИК

ДЕТАЛИ МАШИН

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ

СПРАВОЧНИК

Том 1

Под редакцией
проф. д-ра техн. наук
васлуженного деятеля науки и техники РСФСР
Н. С. АЧЕРКАНА

ИЗДАНИЕ ТРЕТЬЕ, ПЕРЕРАБОТАННОЕ



ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Москва 1968

517
Д 380

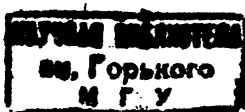
29

А В Т О Р Ы:

БИРГЕР И. А., проф., д-р техн. наук; БОРОВИЧ Л. С., канд. техн. наук; ГРОМАН М. Б., инж.; ДОСЧАТОВ В. В., инж.; ИОСИЛЕВИЧ Г. Б., канд. техн. наук; КРАГЕЛЬСКИЙ И. В., проф., д-р техн. наук; МИХИН Н. М., канд. техн. наук; НИБЕРГ Н. Я., канд. техн. наук; НИКОЛАЕВ Г. А., проф., д-р техн. наук; ПАЛЕЙ М. А., канд. техн. наук; ПОЗДНЯКОВ С. Н., инж.; САВЕРИН М. М., проф., д-р техн. наук; СИДОРОВ П. Н., инж.; ЧЕРНАВСКИЙ С. А., д-р техн. наук; ШНЕЙДЕРОВИЧ Р. М., д-р техн. наук.

3-13-3

Подписн. изд.



1810-20-69

ОТ ИЗДАТЕЛЬСТВА

Со времени выхода второго издания книги «Детали машин. Сборник материалов по расчету и конструированию» прошло пятнадцать лет. Естественно, что при современных темпах развития теории и практики машиностроения некоторая часть материалов, отвечавших уровню развития науки и техники 1952—1953 гг., к настоящему времени в большей или меньшей части устарела и потребовала поэтому обновления или замены.

В соответствии с этим некоторые главы или параграфы книги написаны заново, например главы «Разъемные соединения» (общая часть), «Резьбовые соединения», «Валы и оси», «Муфты», «Подшипники скольжения», «Подшипники качения», «Уплотнения». Добавлены главы «Корпусные детали станков» и «Корпусные детали кузнечно-прессовых машин», параграф «Гибкие проводочные валы».

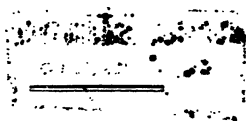
Радикально обновлены и важные для работы конструктора материалы, связанные с ГОСТами. Среди последних много замененных и впервые введенных за эти пятнадцать лет. Необходимость этого видна хотя бы из того, что для второго издания «Деталей машин» были использованы ГОСТы до 6402—52, а к концу 1966 г. общее число ГОСТов превысило 12 300. Это отразилось на материале третьего издания справочника не только формально, в виде замены многих ГОСТов новыми, но и по существу — на рекомендуемых нормативах, технических требованиях, конструкциях, отчасти и методах расчета, поскольку каждая замена ГОСТа является следствием и выражением научного и технического прогресса в соответствующей области нашего народного хозяйства. Точно так же ГОСТы, вводимые впервые, констатируют то положение, что практически применяемые нормативы, технические условия или требования, конструкции, методы расчета, рекомендации успешно выдержали «проверку временем» и достигли такого уровня зрелости, что конструктор не только может, но и обязан руководствоваться ими в своей практической работе.

Построение справочника «Детали машин» осталось примерно таким же, как в предыдущем издании, однако расположение материала в трех книгах нового издания несколько изменено, что было обусловлено стремлением издательства ускорить его выпуск и сделать объемы всех трех книг по возможности одинаковыми.

Решение издать «Детали машин» в трех книгах было принято издательством с целью обеспечения более удобного пользования справочником.

Авторский и редакторский коллектив, а также издательство надеются, что обновленный и дополненный справочник будет полезным пособием для наших конструкторов-машиностроителей.

Издательство просит читателей о всех замеченных недостатках книги, а также о пожеланиях по ее улучшению сообщать по адресу: Москва, Б-66, 1-й Басманный пер., д. 3, издательство «Машиностроение», редакция справочной литературы.



СО Д Е Р Ж А Н И Е

ТРЕНИЕ В МАШИНАХ (И. В. Крагельский и Н. М. Михин)

Основные понятия и определения	7
Трение скольжения	8
Геометрия и виды контактирования	8
Предварительное смещение	12
Реологические свойства фрикционного контакта	13
Расчет силы трения покоя	13
Влияние на трение различных факторов	15
Влияние температуры на коэффициент трения	20
Трение гибкой нити, перекинутой через цилиндр	21
Трение качения	21
О подборе пар трения скольжения	22
Материалы для узлов трения	23
Коэффициенты трения	26
Трение в соединениях	26
Трение в передачах	28
Трение в уплотнениях	29
Трение при обработке металлов	30
Трение при качении и скольжении колес железнодорожного подвижного состава, автомобилей, тракторов	32
Трение в муфтах сцепления и тормозах	35

НЕРАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ (Г. А. Николаев)

Основные типы сварных соединений и номинальный расчет их прочности под действием продольных сил	40
Расчет прочности сварных соединений при работе на изгиб	47
Допускаемые напряжения	49
Элементы сварных конструкций	51
Концентрация напряжений в сварных соединениях	57
Хрупкая прочность сварных соединений	58
Сопротивление сварных соединений повторно-переменным (усталостным) нагрузкам	59
Сопротивление сварных конструкций ударным нагрузкам	63
Сварные соединения конструкций из алюминиевых сплавов	63
Остаточные напряжения и деформации в сварных конструкциях	66

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ С ГАРАНТИРОВАННЫМ НАТЯГОМ (М. М. Саверин)

Соединения группы А	71
Эффект сцепления сопрягаемых деталей и его оценка	72
Неровности сопрягаемых поверхностей и прочность соединений	73
Прочность соединений и деформации сопрягаемых деталей	74
Влияние смазки сопрягаемых поверхностей	75
Расчетные зависимости для посадок с гарантированным натягом	75
Конструктивные указания	78
Соединения группы Б	79

РАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

ОБЩАЯ ЧАСТЬ (В. В. Досчатов и М. А. Палаев)

Нормальные линейные размеры	80
Допуски и посадки	81
Гладкие конические соединения	84
Цилиндрические резьбовые соединения	87
Определения основных элементов резьбы	87
Основные размеры цилиндрических резьб	88
Конические резьбовые соединения	94
Основные определения	94
Основные размеры конических резьб	95
Конические резьбы для нефтепромышленности	97
Допуски цилиндрических и конических резьб	101
Стандартные элементы резьб	114

РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

(И. А. Виргер и Г. Б. Иосилевич)	115
Общие сведения	115
Конструктивные формы элементов резьбовых соединений	117
Материалы резьбовых изделий и защитные покрытия	122
Упрощенный расчет резьбовых соединений на прочность	126
Нагрузки на резьбовое соединение	129
Совместное действие нагрузок в резьбовых соединениях	131
Расчетное определение коэффициента основной нагрузки	135

Усилия в групповых резьбовых соединениях	138	БЕСШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ (Л. С. Борович)	205
Расчет болтов для крепления жестких плит на упругом основании	138	Профильные соединения	205
Расчет болтов для крепления плит на жестком основании при совместном действии изгибающего момента и растягивающей силы	140	Соединения пружинно-затяжными кольцами	210
Распределение нагрузки по виткам резьбы	140	ВАЛЫ, ОСИ, ИХ СОЕДИНЕНИЯ И ОПОРЫ	
Прочность резьбовых соединений при статических нагрузках	141	ВАЛЫ И ОСИ (М. Б. Громан и Р. М. Шнейдерович)	215
Прочность стержня	141	Материалы валов и осей	215
Прочность витков резьбы	146	Расчет на прочность прямых валов	217
Расчет резьбы на прочность	149	Расчет на прочность коленчатых валов	229
Прочность резьбовых соединений при изгибающих и срезающих нагрузках	150	Расчет валов на жесткость	237
Прочность резьбовых соединений при высоких температурах	150	Примеры расчета валов	240
Прочность резьбовых соединений при переменных нагрузках	152	 ГИБКИЕ ПРОВОЛОЧНЫЕ ВАЛЫ	253
Влияние конструктивных факторов на прочность резьбовых соединений при переменных нагрузках	153	Общие сведения о передачах с гибкими проволочными валами	253
Влияние технологии изготовления резьбы на прочность резьбовых соединений при переменных нагрузках	158	Основы теории расчета гибких валов	254
Затяжка резьбовых соединений	161	Гибкие валы силовых передач — тип В1	258
Стабильность затяжки резьбовых соединений	163	Гибкие валы приводов дистанционного управления и контроля — тип ВУ	269
Релаксация напряжений в затянутом резьбовом соединении	164	Гибкие валы приводов автомобильных и мотоциклетных приборов	274
Поверочный расчет резьбового соединения	165	МУФТЫ (Н. Я. Ниберг)	279
ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ (С. Н. Поздняков)	168	Назначение муфты и их классификация	279
Введение	168	Определение расчетной нагрузки	280
Виды шпонок	163	Учет инерционных нагрузок при неустановившемся движении	281
Допуски и посадки в шпоночных соединениях	176	Учет ударов и колебательных процессов	284
Расчет прочности шпонок	177	Компенсация отклонений от правильного осевого расположения соединяемых валов и применение различных муфт	285
Материал шпонок и допускаемые напряжения	179	Постоянные соединительные муфты	288
Влияние шпоночного соединения на прочность вала	180	Управляемые соединительные муфты	306
ЗУБЧАТЫЕ (ШЛИЦЕВЫЕ) СОЕДИНЕНИЯ (С. Н. Поздняков)	181	Предохранительные муфты	319
Соединения зубчатые прямобочные	181	Муфты со срезными штифтами	323
Допуски и посадки в зубчатых прямобочных соединениях	183	Пружинные предохранительные муфты	326
Условные обозначения зубчатых прямобочных соединений	189	Фрикционные предохранительные муфты	330
Соединения зубчатые эвольвентные	190	Электромагнитные и гидродинамические предохранительные муфты	332
Допуски и посадки для эвольвентных зубчатых соединений	190	 ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ (С. А. Чернавский)	334
Соединения зубчатые треугольные	193	Подшипниковые материалы	335
Расчет прочности зубчатых соединений	194	Материалы на древесной основе	338
Условные изображения зубчатых соединений	195	Приближенный расчет подшипников скольжения	338
КЛИНОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ (С. Н. Поздняков)	197	Гидродинамический расчет подшипников скольжения	340
Типовые конструкции клиновых соединений	197	Определение несущей силы	341
Расчет элементов клинового соединения на прочность	199	Спротивление смазочного слоя вращению шипа	343
Штифты	200	Расход смазки и теплообмен	344
		Подшипники с воздушной смазкой	347
		Конструкции подшипников скольжения	348
		Виброустойчивые подшипники скольжения	350

Упорные подшипники (подпятники)	352	Расчет подшипников на деформацию и допускаемые напряжения	387
Гидростатические упорные подшипники	353	Посадки шарико- и роликоподшипников	393
Упорные подшипники с неподвижными сегментами	354	Установочные размеры в корпусах и валах для подшипников качения	402
Упорные подшипники с самоустанавливающимися сегментами	356	Осевые крепления подшипников на валах и корпусах	405
ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ (П. Н. Сидоров)	361	Уплотняющие устройства для подшипников качения	408
Классификация подшипников качения	361	Смазка подшипников	411
Основные типы подшипников	361	Типовые установки подшипников качения	415
Условные обозначения подшипников качения	369	ПРЕДМЕТНЫЙ АЛФАВИТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ (К. М. Хасьминская и М. В. Рафес)	427
Выбор подшипников	372		

ТРЕНИЕ В МАШИНАХ

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Силы внешнего трения возникают во всех случаях относительного перемещения соприкасающихся твердых тел и направлены в сторону, противоположную сдвигающей силе. В зависимости от величины относительного тангенциального перемещения различают неполную силу трения покоя, полную силу трения покоя и силу трения движения.

Неполная сила трения покоя соответствует очень малым, частично обратимым перемещениям, величина которых зависит от приложенной силы. Перемещение, соответствующее неполной силе трения и называемое *предварительным смещением*, складывается из объемного и контактного смещений; первое обусловлено деформацией сдвига объема трущихся тел под действием приложенной нагрузки, второе — деформацией неровностей — контактным предварительным смещением. Это смещение при упругом контакте обусловлено упругим деформированием контактной зоны, при пластическом — перераспределением фактической площади касания в момент сдвига [31]. Неполная сила трения имеет место в тех случаях, когда трение используется для предотвращения относительного скольжения двух тел. *Сила трения покоя* — это максимальное значение неполной силы трения, когда предварительное смещение переходит в скольжение. Сила трения покоя соответствует максимальному значению предварительного смещения. *Сила трения движения* соответствует большему не-обратимым относительным перемеще-

ниям, величина которых не зависит от приложенной силы. По кинематическому признаку относительного перемещения различают: трение скольжения и трение качения.

а) *Трение скольжения* — когда одни и те же точки одного тела приходят в соприкосновение все с новыми и новыми точками другого тела.

б) *Трение качения* — при котором следующие одна за другой точки одного тела приходят в соприкосновение со следующими одна за другой точками другого тела, причем мгновенная ось вращения одного тела относительно другого проходит через одну из точек касания.

Приведенные определения трения по кинематическим признакам характеризуют трение идеальных тел; в реальных условиях один вид трения может сопровождаться другим. Внешнее трение твердых тел характеризуется процессами, происходящими в весьма тонком поверхностном слое. Поверхностный слой твердого тела обычно покрыт тонкой пленкой окислов, на которой осаждаются адсорбированная влага, грязь. Поэтому в зависимости от характера поверхностного слоя различают:

сухое трение — когда поверхности трущихся тел покрыты твердыми пленками;

граничное трение — когда трущиеся поверхности покрыты пленкой жидкости толщиной $\sim 0,1$ мк. Жидкость в этом слое обладает свойствами, отличными от объемных, поэтому обычные уравнения гидродинамики в этом случае неприменимы;

жидкостное трение — когда поверхности разделены таким слоем смазки, что неровности между ними отстоят одна от другой на расстоянии более

0,1 мк, причем смазка подчиняется уравнениям гидродинамики.

Коэффициентом трения скольжения f называется отношение тангенциальной силы, необходимой для преодоления сопротивления относительному скольжению двух тел в плоскости их касания, к нагрузке, сжимающей трущиеся тела.

Коэффициентом сопротивления перекачиванию K называется отношение силы, затрачиваемой на перекачивание и приложенной к ведомой оси вращения, к нагрузке, сжимающей тела касания.

Коэффициентом трения качения k называется коэффициент пропорциональности в уравнении Кулона (27). Этот коэффициент, имеющий линейную размерность, характеризует полухорду дуги сжатия.

Коэффициентом сцепления скольжения называется отношение неполной силы трения к нагрузке, а *коэффициентом сцепления качения* — отношение силы, возникающей в плоскости касания колеса с опорной поверхностью, находящегося в режиме предварительного смещения, к силе, сжимающей тела касания.

ТРЕНИЕ СКОЛЬЖЕНИЯ

Геометрия и виды контактирования

На поверхности твердого тела всегда имеются выступы и впадины, расположенные на некотором волнистом рельефе. В сечении поверхности тела

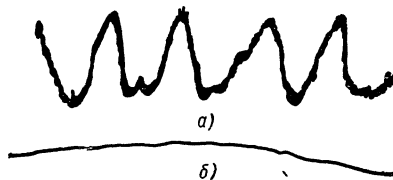


Рис. 1. Волнограмма поверхности

нормальной плоскостью геометрическое очертание тела является как бы средней линией некоторого волнистого контура. На рис. 1 изображена волнограмма плоской поверхности, когда масштабы по осям координат

различны (а) и когда они одинаковы (б). Волны обычно характеризуются шагом (1000—10 000 мк) и высотой (20—40 мк). Волны имеют форму вытянутых эллипсоидов. На рис. 2

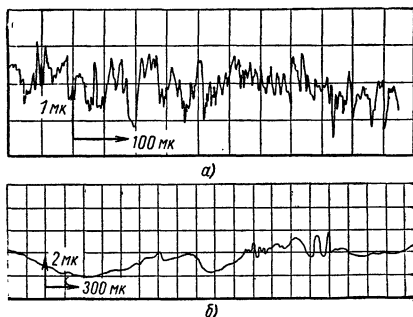


Рис. 2. Профилограмма поверхности: а — поперечная, 10-й класс чистоты, доводка; б — продольная, 9-й класс чистоты, плоское шлифование

изображена профилограмма доведенной металлической поверхности 10-го класса чистоты; масштабы в вертикальном и горизонтальном направлениях здесь различны. Высота микронеровностей может составлять, в

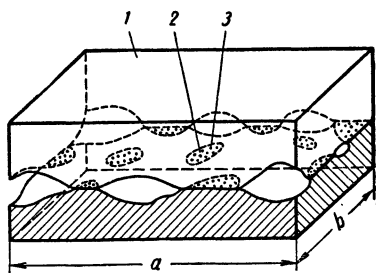


Рис. 3. Соприкосновение двух шероховатых поверхностей (схема): 1 — номинальная; 2 — контурная; 3 — фактическая площадь касания

зависимости от способа обработки, от нескольких сотых микрона до сотен микронов. Зависимость высоты микронеровностей от вида обработки вида из табл. 1 [16]. Неровности представляют собой сегменты эллипсоидов.

1. Максимальная глубина рисок на поверхности в зависимости от вида обработки

Вид обработки		Максимальная глубина рисок в мк															
		0,04	0,06	0,10	0,16	0,25	0,4	0,6	1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	10	16	25	40
Отливка																	
Штамповка																	
Прессование																	
Зачистка																	
Обдужка песком	Зерно I																
	Зерно II																
	Зерно III																
Обдужка шариками																	
Чистая штамповка																	
Обдирочное точение																	
Точение																	
Фрезерование																	
Строгание																	
Зенкерование																	
Шлифование																	
Протягивание через матрицу																	
Развертывание																	
Протягивание протяжкой																	
Чистовое точение																	
Чистовое фрезерование																	
Чистовое растачивание																	
Вальцовка																	
Чистовое развертывание																	
Чистовое шлифование																	
Обработка щеткой																	
Чистовое протягивание																	
Самое чистое развертывание																	
Хонингование																	
Самое чистое шлифование																	
Притирка																	
Суперфиниширование																	
Полирование																	
Отделка матерчатым кругом																	
Самая чистая притирка																	
Самое чистое суперфиниширование																	

В результате волнистости и шероховатости касание двух твердых тел происходит на отдельных участках.

В связи с этим различают площади касания [22]: номинальную — всю площадь 1 (рис. 3), ограниченную внешним контуром соприкасающихся тел; контурную — площадь 2 участков, образованных при соприкосновении контактирующих волн, и фактическую — площадь 3 пятен фактического касания, образованную контактированием микроволновностей в пределах контурной площади касания.

Суммарная площадь касания выступов составляет для металлов 0,01—0,0001 номинальной площади.

Ввиду дискретности контакта внешнее трение характеризуется процессами, протекающими в отдельных точках фактического касания, в которых возникают единичные фрикционные связи. Суммарная фактическая площадь касания может быть определена по кривой опорной поверхности; эта кривая представляет собой суммарную площадь сечения всех выступов, отложенную в прямоугольных координатах в зависимости от расстояния сечения до

вершины самой большой (на данном участке профилограммы) микронеровности; последняя принимается обычно равной $1,15 R_z$, где R_z определяется по ГОСТу 2789—59.

Для построения кривой опорной поверхности профилограмму (рис. 4) разбивают на ряд сечений, параллельных основанию, и в каждом сечении подсчитывают суммарную длину

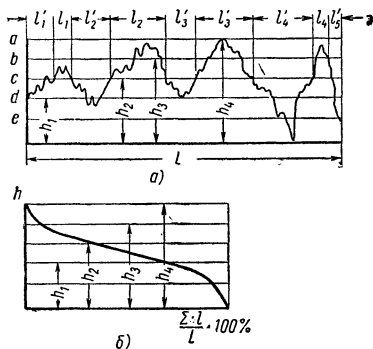


Рис. 4. Схема построения кривой опорной поверхности: а — профилограмма; б — кривая опорной поверхности

сечений выступов. Откладывая в прямоугольной системе координат суммарную длину в зависимости от величин h_i , получают кривую опорной поверхности, построенную в определенном направлении, обычно — вдоль и поперек направления обработки. Кривые опорных поверхностей, построенные в двух направлениях, служат исходным материалом для построения обобщающей кривой. Перемножая ординаты, соответствующие одним и тем же значениям абсцисс, и откладывая полученные произведения в зависимости от этих абсцисс, получаем кривую опорной поверхности, построенную с учетом продольной и поперечной шероховатостей.

Начальную часть кривой опорной поверхности, построенную в относительных координатах, характеризующую соотношения между относительной площадью касания η и относительным сближением ϵ , можно

аппроксимировать [28] параболической зависимостью *

$$\eta = a b \epsilon^\nu, \quad (1)$$

где b и ν — показатели кривой опорной поверхности, изменяющиеся в зависимости от характера поверхности,

а $\eta = \frac{A_r}{A_c}$ — отношение фактической

площади касания к контурной; ϵ — относительное сближение, равное отношению расстояния h от секущей плоскости до вершины самой высокой неровности к высоте этой неровности h_{\max} . Коэффициенты, характеризующие микрогеометрию поверхностей при наиболее типичных видах обработки, приведены в табл. 2 [13, 44].

Коэффициент α учитывает напряженное и кинематическое состояние контакта. Для пластического контакта в покое $\alpha = 1$; а при скольжении $\alpha = \frac{1}{2}$; для упругого контакта

$\alpha = \frac{1}{2}$. При контактировании тел

площадь, формирующаяся на боковой поверхности неровностей, практически не отличается от площади, определяемой по кривой опорной поверхности [37]. Для выражения зависимости деформации от нагрузки необходимо знать вид деформирования тонкого поверхностного слоя тела микронеровностями и очертания последних. Вершину каждой микронеровности можно приблизительно моделировать в виде сферического сегмента, радиус которого $R = \sqrt{R_{\text{прод}} R_{\text{поп}}}$, где $R_{\text{прод}}$ и $R_{\text{поп}}$ — продольные и поперечные радиусы неровности, а шероховатую поверхность — наборо-

* Формула (1) справедлива при

$\frac{p_c}{E} < 0,02 \div 0,05$. Для больших контурных давлений p_c следует применять формулу

Бартенева-Лаврентьева $\eta = 1 - e^{-k \frac{p_c}{E}}$, где k — коэффициент, зависящий от микрогеометрии поверхностей; E — модуль упругости. Например, при контакте резины со шлифованной стальной поверхностью $h_{\max} = 0,7 \text{ мк}$, $k = 5,7$.

2. Таблица коэффициентов b и v в формуле (1) для различных поверхностей

Вид обработки	Класс чистоты по ГОСТу 2789—59	v	b	R в мк	R_z в мк	Угол наклона неровности в град
Точение, строгание, фрезерование	5—6	2	1—3	10—40	10—15	—
Шлифование	7—9	3	4—6	40—150	1—6	—
Полирование	12—14	3	10—16	20—80	0,04—0,12	—
Для приработанных поверхностей по данным Э. В. Рыжова [44]						
Диск фрикционной муфты	9	2,3	3	60	1,6	< 1
Поршневое кольцо	10	2,5	3	175	0,8	1
Приработанные поверхности после плоского шлифования	—	3,1	3	184	0,72	—

В случае нормального закона распределения неровностей по высоте $b = 4$ и $v = 3$.

ром сфер одинакового радиуса. Радиус в продольном или поперечном направлениях равен $R = \frac{d^2}{8h}$, где d — ширина сечения единичного выступа; h — его высота от сечения до вершины выступа.

В точках фактического контакта имеет место внедрение одних контактирующих элементов в другие. Даже при контакте поверхностей из одинаковых материалов, но различного геометрического очертания, имеет место внедрение при контактировании под нагрузкой; поэтому относительное перемещение сопровождается деформацией тонкого поверхностного слоя внедрившимися неровностями. Сила трения

$$T = T_v + T_a, \quad (2)$$

где T_v — сопротивление, обусловленное объемным деформированием материала, и T_a — сопротивление разрушению пленок — адгезионных связей, образующихся в тесно сближенных участках контакта.

Необходимым условием внешнего трения является наличие на поверхности трения слоя более слабого, чем основной материал. Этот слой может быть образован адсорбционными пленками, парами и газами, пленками окислов, пленками граничной смазки, пластифицированием

поверхностного слоя (под действием активной смазки, температуры и т. д.).

В общем случае, ввиду различия в нагрузках, приходящихся на отдельные выступы при относительном перемещении двух твердых тел, могут иметь место следующие пять видов нарушения фрикционных связей [23], различающиеся величиной относительного внедрения $\frac{h}{R}$, где R — радиус единичной неровности; h — глубина внедрения, и относительной прочностью адгезионной связи $\frac{\tau}{c \cdot \sigma_T}$.

1. При небольших нагрузках на отдельные выступы, когда контактное напряжение p_r меньше давления текучести, т. е. $p_r < c\sigma_T$, где c — коэффициент формы выступа (для сферического выступа $c \approx 3$) и σ_T — предел текучести материала. Выступы шероховатой поверхности будут находиться в упругой области, когда контактное давление [23]

$$p_c \leq \left(\frac{R}{h_{\max}} \right)^v \frac{2,4v}{2} \cdot \frac{b(c\sigma_T)}{E^2 v}^{2v+1}; \quad (3)$$

здесь для наиболее распространенных в машиностроении видов обработки, т. е. 8—9-го классов чистоты $b = 4$, $v = 3$ и для материалов, имеющих $HV = 0,01E$, $p_c \leq 4 \cdot 10^{-6} HV$; для

полированных поверхностей $p_c \leq \leq (0,15 \div 0,3) HB$; E — модуль продольной упругости материала. Контурное давление $p_c = \frac{N}{A_c}$, где N — нормальная нагрузка, A_c — контурная площадь касания. При значениях p_c , превышающих величину, определяемую формулой (3), происходит пластическое отеснение материала.

2. Пластическое отеснение имеет место [23] при значениях относительного внедрения $\frac{h}{R} \leq 0,01$ для черных и 0,0001 для цветных металлов. Оно наиболее типично при трении в тормозах и в других устройствах, где имеется значительная температура, и при больших контурных давлениях.

3. При нарушении пластического отеснения происходит выцарапывание, «нагревание» материала. Оно имеет место, когда

$$\frac{h_k}{R} \geq \frac{1}{2} \left(1 - \frac{2\tau}{\sigma_T} \right) \quad (4)$$

или

$$p_c \geq \frac{HBbR^v}{2^v + 1 h_{\max}^v} \left(1 - \frac{2\tau}{\sigma_T} \right)^v,$$

где τ — прочность адгезионной связи на срез. При p_c , превышающих значение, получаемое по формуле (4), внешнее трение невозможно.

Из формулы (4) следует, что чем меньше τ , тем при больших контурных давлениях возможно внешнее трение; однако даже при нулевой адгезии внешнее трение становится невозможным при $\frac{h_k}{R} \geq 0,5$.

Выцарапывание — микрорезание возможно только при весьма жестких режимах работы и значительной адгезии. Этого вида нарушения фрикционных связей необходимо избегать, так как иначе происходит весьма интенсивный износ.

4. Поверхностное разрушение слабой адгезионной связи. Этот вид нарушения фрикционных связей сопутствует двум первым видам.

5. Глубинное разрушение материала — имеет место в тех случаях, когда образовавшаяся связь прочнее, чем материал ниже лежащих слоев.

Предварительное смещение

При определении коэффициента сцепления ведущих колес, в прессы-рованных посадках и в некоторых других случаях необходимо учитывать величину *предварительного смещения*. В зоне предварительного смещения, открытого А. В. Верховским, сила трения возрастает от нуля до значения, равного силе трения покоя. При этом происходит перераспределение фактической площади касания [29, 31] — переход от площади касания в покое к площади касания при скольжении. При инженерных расчетах следует учитывать как собственно контактное предварительное смещение, так и объемное предварительное смещение, обусловленное деформированием под влиянием сдвигающей силы, т. е. принимать общее предварительное смещение

$$X_{\Sigma} = X_k + X_v, \quad (5)$$

где X_v и X_k — соответственно объемное и контактное предварительные смещения. В условиях пластической деформации

$$X_k = \sqrt{2Rh_{\max}} \left(\frac{N}{A_c b HB} \right)^{\frac{1}{2v}} \times \left[(2\sqrt{1+f^2})^{\frac{1}{2v}} - 1 \right], \quad (6)$$

а величина предварительного смещения, вызванного приложением силы трения,

$$X_v = \frac{\tau_1}{G_1} h_1 + \frac{\tau_2}{G_2} h_2, \quad (7)$$

где τ_1 и τ_2 — величины касательного напряжения, вызываемого действием тангенциальной силы, соответственно в первом и во втором теле; G_1 и G_2 — модули сдвига материалов первого и второго тел; h_1 и h_2 — расстояния от поверхности трения (рис. 5) до плоскости приложения силы соответственно для первого и второго тел.

Из формулы (6) следует, что контактное предварительное смещение в основном зависит от шероховатости поверхностей — отношения $\frac{h_{\max}}{R}$ —

и незначительно зависит от нагрузки N . Общее предварительное смещение значительно интенсивнее зависит от нагрузки, так как включает в себя

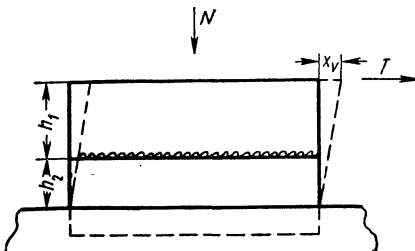


Рис. 5. Схема, иллюстрирующая деформацию контактирующих тел под действием тангенциальной силы

два члена [формула (7)], которые ей прямо пропорциональны. Поэтому считалось [27], что предварительное смещение пропорционально нагрузке.

Реологические свойства фрикционного контакта

Эти свойства определяются зависимостью коэффициента трения от продолжительности неподвижного контакта. В связи с увеличением внедрения единичных неровностей, протекающего во времени, коэффициент трения возрастает с увеличением продолжительности контакта [49, 21], причем для некоторых пар — довольно значительно (на 60—80%). Коэффициент трения, соответствующий продолжительности t контакта [27],

$$f_t = f_{\infty} - e^{-ut}(f_{\infty} - f_0), \quad (8)$$

где u — характеристика материала, определяющая скорость релаксации*, а f_{∞} и f_0 — значения коэффициента трения соответственно при $t = \infty$ и $t = 0$. Кроме того, значительное увеличение коэффициента трения может произойти за счет выдавливания и разложения смазки, а также упрочнения адгезионного шва, вызванного взаимной диффузией материалов.

* Для каждой пары трения эту величину приходится определять экспериментально.

Реологические свойства фрикционного контакта проявляются также в изменении коэффициента трения при увеличении скорости приложения нагрузки.

Они ответственны также за фрикционные автоколебания, сказывающиеся в трудности осуществления плавного скольжения поверхностей при медленном относительном перемещении: в подобных случаях движение имеет скачкообразный характер.

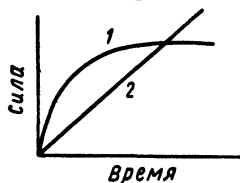


Рис. 6. Изменение приложенной силы и силы трения в зависимости от времени

Возникновение скачков объясняется наличием упругости в системе приложения нагрузки и влиянием продолжительности неподвижного контакта на величину трения. На рис. 6 изменение силы трения в зависимости от продолжительности контакта показано линией 1, а изменение (возрастание) прилагаемой силы — линией 2. В точке пересечения этих линий прилагаемая сила становится равной силе трения, и происходит скачок. При увеличении жесткости системы приложения силы движение будет более плавным. Общее расчетное уравнение дано в работе [14].

Расчет силы трения покоя [30]

В соответствии с формулой (2) коэффициент трения можно представить в виде

$$f = f_{адг} + f_{деф}. \quad (9)$$

Адгезионная составляющая обусловлена прочностью образовавшегося адгезионного шва, зависящей от свойств пленок, покрывающих контактирующие поверхности, и от величины сжимающего напряжения P , следующим образом [5, 25]:

$$\tau = \tau_0 + \beta P, \quad (10)$$

где τ_0 — прочность адгезионного шва на срез при отсутствии нормального

давления; β — пьезокоэффициент адгезионной связи.

Следовательно, адгезионная составляющая коэффициента трения

$$f_{адг} = \frac{\tau_0}{p_r} + \beta. \quad (11)$$

При упругом контакте $f_{адг}$ при малых давлениях может достигать больших величин и падает с увеличением давления, см. формулу (19). Касательные напряжения для идеально пластических тел не должны превышать предел прочности на сдвиг $\frac{\sigma_T}{2}$ [36].

Когда на всей поверхности неровностей $\tau_n < \frac{\sigma_T}{2}$, где τ_n — касательные напряжения на поверхностях неровности, действительна формула (11). Когда $\tau_n = \frac{\sigma_T}{2}$, $f_{адг} = 0,2$ в случае пластического контакта.

В реальных условиях чаще всего $\tau_n < \frac{\sigma_T}{2}$ (подшипники сухого трения) и в отдельных случаях $\tau_n = \frac{\sigma_T}{2}$ (тормоза с жестким режимом работы).

Деформационная составляющая выражается аналогичными формулами для упругого и пластического контактов. При скольжении жесткой шероховатой поверхности, моделированной сферическими сегментами одинакового радиуса с пластически деформируемым полупространством [30, 62], для деформационной составляющей коэффициента трения получается формула

$$f_{деф} = 0,55 \nu (\nu - 1) k_1 \sqrt{\frac{h_{кин}}{R}}, \quad (12)$$

где R — средний радиус неровности и k_1 — коэффициент интегрирования, зависящий от ν .

Значения k_1 и произведения $\nu (\nu - 1) k_1$ в зависимости от ν приведены на рис. 7. Для наиболее распространенных видов обработки трущихся поверхностей деформационная составляющая

$$f_{деф} = 0,4 \sqrt{\frac{h_{кин}}{R}}. \quad (13)$$

Из формул (9), (11) и (13) следует, что суммарный коэффициент трения при пластическом контакте

$$f = \frac{\tau_0}{p_r} + \beta + 0,4 \sqrt{\frac{h_{кин}}{R}}. \quad (14)$$

Теоретическое определение величин τ_0 и β весьма затруднительно, поэтому их приходится определять

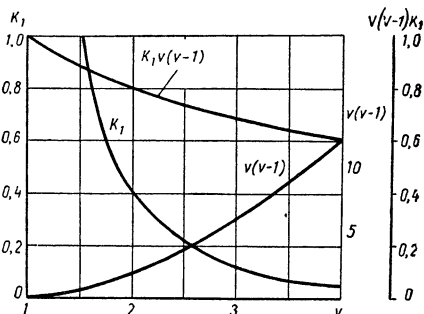


Рис. 7. Зависимость k_1 и $\nu (\nu - 1) k_1$ от ν

экспериментально для каждого материала приблизительно в тех условиях, в которых он будет работать.

Значения коэффициента β в формулах (10), (11) и (14) для различных пар трения (по Ю. П. Топорову) следующие:

Фторопласт по стали ШХ15	0,02
Резина по стали	0,15
Полиэтилен по стали	0,04
Полиэтилен + наполнение железом по стали	0,08
Стекло по стали со смазкой монослоем олеиновой кислоты	0,08

Величина τ_0 зависит от состояния поверхностей и наличия на них пленок. В обычных условиях она меньше сопротивления на срез более мягкого материала. Для прикидочных расчетов при отсутствии смазок можно полагать $\tau_0 = (0,6 \div 0,8) \tau_{среза}$, где $\tau_{среза}$ — для более мягкого материала; это даст значение τ_0 с некоторым превышением. В тех случаях, где желательно снизить трение, необходимо уменьшить обе составляющие, т. е. понизить τ_0 ; это достигается применением смазок. Уменьшение величины деформационной составляющей обычно достигается повышением чистоты обработки или твердости более

мягкого элемента трущейся пары; при увеличении этой составляющей необходимо поступать наоборот.

Во многих узлах трения имеет место упругий контакт, зона существования которого в зависимости от контурного давления определяется формулой (3). В этом случае почти для всех металлов, применяемых в машиностроении, деформационной составляющей трения можно пренебрегать и определять коэффициент трения по формуле (11), учитывая при этом, что фактическое давление p_r переменное.

Приведенные выше рассуждения справедливы для материалов, имеющих сравнительно большой модуль упругости (в основном — для металлов). Для материалов с низким модулем упругости (резины, некоторые пластмассы) в случае упругого контакта необходимо учитывать также деформационную составляющую, которая по данным [22, 59, 60, 69] обуславливается гистерезисными потерями при деформировании тонкого поверхностного слоя внедрившимися неровностями. В этом случае деформационная составляющая

$$f = \frac{0,6 \alpha_{гист} m}{k_1 v (v^2 - 1)} \left(\frac{h}{R} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (15)$$

где $\alpha_{гист}$ — коэффициент гистерезисных потерь.

С увеличением относительного внедрения деформационная составляющая растет. В случае упругого контакта коэффициент трения (при одинаковом фактическом давлении) возрастает линейно с увеличением τ_0 , β и гистерезисных потерь. Для снижения коэффициента трения необходимо уменьшить либо адгезию, либо (для случая низкомолекулярных материалов) гистерезисные потери, т. е. применить материал с более высоким модулем упругости. Кроме того, в случае упругого контакта коэффициент трения можно уменьшить, повысив реальное давление.

Если желательно иметь минимальный в данных условиях коэффициент трения, то надо придерживаться следующих положений:

а) Для материалов с высоким модулем упругости следует работать в зоне нагрузок, соответствующих переходу от упругого контакта к пластическому, т. е. в зоне контурных давлений, определяемых формулой (3).

б) Для материалов с низким модулем упругости оптимальная зона зависит от соотношения между деформационной и адгезионной составляющими, так как с увеличением внедрения первая растет, а вторая падает. Минимальное трение в этом случае будет при

$$\frac{h}{R} = \frac{4 \tau_0 (1 - \mu^2) (v+1)}{\alpha_{гист} E}, \quad (16)$$

где μ — коэффициент Пуассона.

Вышеприведенные выражения дают зависимость коэффициента трения от относительной глубины внедрения и прочности адгезионной связи между трущимися телами. Эти величины характеризуют условия работы пары трения, которые зависят от температуры, давления и ряда других параметров, указанных ниже.

Влияние на трение различных факторов

Коэффициент трения представляет собой сложную функцию, зависящую от многих факторов, из которых основными являются: 1) материалы трущихся поверхностей; 2) характер покрывающих их пленок; 3) конструкция фрикционного сопряжения (отношение площадей трущихся тел — коэффициент взаимного перекрытия); 4) режим работы; 5) температурное поле, скорость, нагрузка. Влияние основных параметров, характеризующих условия работы данной пары трения на коэффициент трения, указано в табл. 3.

Коэффициент трения в большой мере зависит от свойств смазки, которая может вступать в физическое (адсорбционное, адгезионное) или химическое взаимодействие с поверхностью. Распространенная еще недавно картина взаимодействия смазки с абсолютно жестким недеформируемым телом ныне заменяется

3. Влияние некоторых факторов на коэффициент трения

Фактор, влияющий на коэффициент трения	Характер влияния — изменение коэффициента трения	Для контакта
Адгезия	С увеличением тангенциальной прочности адгезионной связи возрастает линейно [см. формулу (9)]	—
Твердость	С увеличением твердости более мягкого элемента пары незначительно уменьшается [см. формулу (18)]	Пластического
Модуль упругости	С увеличением модуля упругости более мягкого элемента пары падает [см. формулу (20)]	Упругого
Давление	С увеличением давления незначительно возрастает [см. формулу (18)]	Пластического
	С увеличением давления падает [см. формулу (20)]. В общем случае проходит через минимум. Точки минимума определяются соответственно для материалов, имеющих высокий и низкий модули упругости [см. формулы (15) и (16)]. При переменной адгезии возможно прохождение через максимум	Упругого
Продолжительность неподвижного контакта	С увеличением продолжительности неподвижного контакта возрастает [см. формулу (8)]	Упругого
Относительная скорость скольжения	С увеличением скорости скольжения проходит через максимум. С увеличением давления и жесткости материала максимум на кривой коэффициента скорости смещается к началу координат. Для больших давлений имеет место только падающая ветвь	

представлениями, в которых учитываются деформации тонкого слоя самого тела, на которое нанесена смазка [32]. Проникая в микротрещины твердого тела, смазка пластифицирует тонкий поверхностный слой, обеспечивая положительный градиент механических свойств, что необходимо для осуществления внешнего трения. Это пластифицирование может иметь как адсорбционную, так и химическую природу. В таком поверхностном слое локализуются все деформативные процессы, что и является необходимым условием внешнего трения.

Роль поверхностно-активной смазки заключается не только в облегчении относительного скольжения

молекулярных слоев, но и в изменении механических свойств трущихся тел в сторону облегчения пластического деформирования материала [32].

В фрикционных сопряжениях, работающих при жестких режимах, к смазочным маслам добавляют активные присадки, образующие на поверхностях химические соединения, которые, обладая меньшей прочностью на сдвиг, чем сам металл, являются твердой смазкой. Наиболее эффективны соединения, содержащие S, Cl, P, Zn. Целесообразно также применение твердых веществ, вводимых извне, например мелкого порошка MoS_2 или жирных кислот, образующих с металлом металличе-

ские мыла. Все эти вещества вступают в реакцию с металлом лишь при повышенных температурах. Наиболее благоприятный рабочий диапазон температур — от 50 до 200° С. При граничной смазке существенное влияние на поведение пар трения оказывает содержание кислорода в окружающей среде [7]: он необходим для образования на поверхности металла пленки окисла; при отсутствии ее пары трения выдерживают значительно меньшие нагрузки.

Влияние на коэффициент трения контурного давления. В общем случае с увеличением давления коэффициент трения проходит через минимум [62, 61], падая при упругом

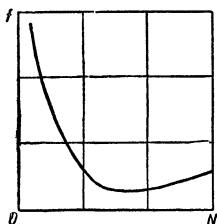


Рис. 8. Зависимость коэффициента трения f от нагрузки N

контакте и возрастая при пластическом. Для некоторых материалов, наклепывающихся в процессе трения, коэффициент трения в зависимости от степени наклепа может падать с увеличением давления, возрастать или оставаться неизменным. В зоне упругого контакта для высокоэластичных материалов может иметь место второй минимум или максимум, в зависимости от соотношения между деформационной и адгезионной составляющими, однако наиболее типичным является прохождение трения через минимум. Характер зависимости коэффициента трения f от нагрузки N показан на рис. 8. При пластическом контакте, учитывая, что адгезионная составляющая от давления не зависит и что согласно [62]

$$h_{кин} = h_{\max} \left(\frac{2p_c}{b.HB} \right)^{\frac{1}{v}}, \quad (17)$$

получим

$$f = f_{адг} + 0,4 \left(\frac{h_{\max}}{R} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2p_c}{b.HB} \right)^{\frac{1}{2v}}, \quad (18)$$

т. е. с увеличением контурного давления p_c , определяемого делением нормальной силы N на контурную площадь A_c , перпендикулярную направлению действия силы N или подсчитываемую для соответствующего случая по формулам Герца, коэффициент трения незначительно возрастает. Указанная зависимость совпадает с данными ряда исследователей [24, 68, 67]. В случае упругого контакта для материалов, имеющих высокий модуль упругости, можно, пренебрегая объемной составляющей, пользоваться для определения коэффициента трения формулой

$$f = \frac{\tau_0}{p_c^{\frac{1}{2v+1}}} \times \left[\frac{2,35 b^{\frac{1}{2v}} R^{\frac{1}{2}} (1-\mu^2)}{5^{\frac{1}{2v}} k_1 v (v-1) h_{\max}^{\frac{1}{2}} E} \right]^{\frac{2v}{2v+1}} + \beta. \quad (19)$$

Для наиболее распространенных в машиностроении видов обработки поверхностей формулу (19) можно заменить более простой:

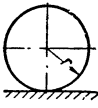
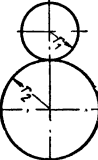

$$f = \frac{4,5 \tau_0}{\frac{1}{6} p_c^{\frac{7}{6}} E^{\frac{1}{6}}} + \beta. \quad (20)$$

В этом случае с увеличением давления коэффициент трения незначительно падает. Аналогичная зависимость коэффициента трения от давления при упругом контакте получена другими учеными [65, 66, 67].

Коэффициенты трения для пар различного геометрического очертания в случае пластического и упругого контактов при наиболее типичных видах контактирования определяются по табл. 4.

1810-20-68

4. Формулы для определения коэффициента трения для пар различной формы

Вид пары	Вид контакта	
	Пластический	Упругий
Плоскость — плоскость	$f = \frac{\tau_0}{c\sigma_s} + \beta + 0,20 \left(\frac{p_c}{HB} \right)^{\frac{1}{6}}$	$f = \frac{4,5\tau_0}{p_c^{\frac{1}{7}} E^{\frac{1}{7}}} + \beta$
 Цилиндр — плоскость	$f = f_{адз} + \frac{0,18}{(HB)^{\frac{1}{6}}} \times \left[\frac{NE}{rl} \right]^{\frac{1}{12}}$	$f = \frac{5\tau_0}{E^{\frac{1}{7}}} \left[\frac{rl}{NE} \right]^{\frac{1}{14}} + \beta$
 Два внешних (выпуклых) цилиндра	$f = f_{адз} + \frac{0,18}{HB^{\frac{1}{6}}} \times \left[\frac{NE \left(\frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2} \right)}{l} \right]^{\frac{1}{12}}$	$f = \frac{5\tau_0}{E^{\frac{1}{7}}} \times \left[\frac{l}{NE \left(\frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2} \right)} \right]^{\frac{1}{14}} + \beta$
 Внешний (выпуклый) цилиндр — внутренний (вогнутый) цилиндр	—	—

Примечания: 1. l — длина цилиндра. Одна из поверхностей принимается абсолютно-жесткой

2. В выражении $\frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2}$ знак плюс — для контакта двух внешних (выпуклых) цилиндров, знак минус — для контакта внешнего (выпуклого) и внутреннего (вогнутого) цилиндров.

В приведенных выше формулах коэффициент трения выражен в зависимости от контурного давления, которое определяется для поверхностей с криволинейным очертанием по формулам Герца (см. также литературу [48]).

Для случая контактирования двух плоских поверхностей, из которых одна со сферической волнистостью,

а другая волнистости не имеет, получается

$$p_c = \frac{N^{\frac{1}{3}} E^{\frac{2}{3}} L^{\frac{2}{3}}}{A_a^{\frac{2}{3}} c_1 (1 - \mu^2)^{\frac{2}{3}} B_b^{\frac{2}{3}}} = \frac{1}{c_1} \left[\frac{NE^2 L^2}{A_a^2 (1 - \mu^2)^2 R_b^2} \right]^{\frac{1}{3}}, \quad (24)$$

где N — общая нагрузка; E — модуль продольной упругости; L , R_b — длина и радиус волны; A_a — номинальная площадь касания; c_1 — множитель в формуле Герца, равный для этого случая $0,8 \pi$; x — показатель степени, учитывающий степень заполнения гладкой поверхности волнами.

Число волн, расположенных на контактирующей площади,

$$m = \left(\frac{A_a}{L^2} \right)^x;$$

часто $x < 1$ и достигает значения

$$x = \frac{1}{6}.$$

При $x = 1$ вся поверхность равномерно покрыта волнами.

В этом случае

$$P_c = \frac{N_a^{\frac{1}{3}} E^{\frac{2}{3}} L^{\frac{2}{3}}}{A_a^{\frac{1}{3}} c_1 (1 - \mu^2)^{\frac{2}{3}} R_b^{\frac{2}{3}}} = \frac{1}{c_1} \left[\frac{N_a E^2 L^2}{A_a (1 - \mu^2)^2 R_b^2} \right]^{\frac{1}{3}}. \quad (22)$$

Влияние на коэффициент трения механических свойств материала при пластическом контакте рассматривается, когда твердость менее прочного элемента трущейся пары изменяется, а твердость другого остается постоянной. Анализ формулы (18) показывает, что при неизменной величине адгезионной составляющей коэффициент трения с увеличением твердости очень слабо уменьшается (см. также [55, 58, 63] и др.).

В случае упругого контакта коэффициент трения для материалов с высоким модулем упругости довольно значительно, как это следует из формулы (20), зависит от модуля упругости E материала менее прочного элемента пары. С увеличением E при всех прочих равных условиях коэффициент трения падает.

Влияние на коэффициент трения скорости относительного скольжения. В общем случае с увеличением скорости скольжения коэффициент трения переходит через максимум [26] (рис. 9). С увеличением давления и

твердости поверхности максимум на кривой сдвигается к началу координат. Такой характер зависимости коэффициента трения от скорости обусловлен двойственной (адгезионно-деформационной) природой трения.

Сложный комплекс факторов, влияющих на коэффициент трения, выражают эмпирическими и полуэмпирическими формулами. Так, например, для возрастающей ветви кривой

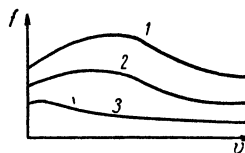


Рис. 9. Зависимость коэффициента трения f от скорости скольжения v при нагрузках: 1 — малой, 2 — средней, 3 — большой

при небольших нагрузках пользуются простой формулой [15]

$$f = a + bv, \quad (22a)$$

где v — скорость проскальзывания в см·сек⁻¹. Значения (экспериментальные) a и b при трении ремней по чугунным шкивам приведены в табл. 5.

5. Значения коэффициентов a и b в формуле (22a) при трении ремней по чугунным шкивам

Материалы	Коэффициенты	
	a	b
Ремень кожанный односторонний по чугунному шкиву бахтарменной стороной	0,25	0,012
То же лицевой стороной. Двойные и многослойные ремни	0,28	0,012
Резиновый ремень по чугунному шкиву	0,22	0,012
Хлопчатобумажный ремень по чугунному шкиву	0,35	0,012
	0,30	0,012

По Прандтлю, зависимость приращения сопротивления деформированию материала σ от скорости

деформирования материала (см. [47]) выражается формулой

$$\sigma - \sigma_0 = A \ln \left(\frac{v}{v_0} \right); \quad (23)$$

значения A для различных материалов см. [47].

Согласно теории Бартенева [2] для высокоэластичных полимеров зависимость силы трения от скорости выражается следующим образом:

$$f = A - B \ln \frac{C}{v}, \quad (24)$$

где константы A , B , C характеризуют природу полимера.

В общем случае зависимость коэффициента трения от скорости скольжения выражается [26] формулой

$$f = (a + bv) e^{-cv} + d, \quad (25)$$

где v — относительная скорость скольжения; a , b , c , d — константы, зависящие от природы тел и давления. Значения этих коэффициентов для некоторых пар трения приведены в табл. 6.

6. Значения коэффициентов a , b , c , d в формуле (25) для некоторых пар трения

Материалы	Давление в кг/см ²	Коэффициенты			
		a	b	c	d
Чугун — медь	0,19	0,006	0,114	0,94	0,226
	2,20	0,004	0,110	0,97	0,216
Чугун — чугун	0,83	0,022	0,054	0,55	0,125
	3,03	0,022	0,074	0,59	0,110
Фибра — сталь	0,124	0,052	0,148	0,86	0,251
	0,324	0,051	0,157	0,99	0,243

Влияние температуры на коэффициент трения

Температура оказывает значительное влияние на коэффициент трения, причем существенное значение имеют как объемная температура, так и температурный градиент.

Косвенный анализ экспериментальных данных ряда исследований показывает, что вязкостная составляющая силы трения, приводящая

к росту сопротивления при увеличении скорости и, следовательно, скорости приложения нагрузки, проявляется лишь при малых скоростях скольжения (до 1—2 м/сек). Поэтому при анализе изменения силы трения в широком диапазоне температур приходится в основном считаться с изменением поверхностных свойств материалов, возникновением на поверхностях пленок окисла, резко

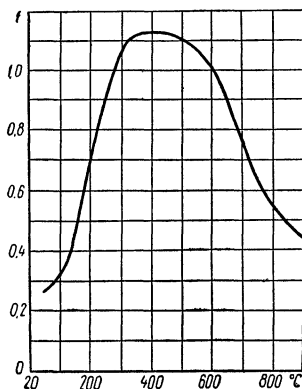


Рис. 10. Зависимость коэффициента трения f от температуры θ °C

изменяющих характер взаимодействия трущихся поверхностей, или изменением свойств самих материалов; для полимеров — проявлением их реологических свойств [49]. Обычно с возрастанием температуры θ коэффициент трения f переходит через максимум (см. рис. 10, на котором представлен типичный вид зависимости f для резины). Кривые изменения f в зависимости от θ имеют такой же вид, как кривые изменения f от скорости. Данные для металлов по зависимости f от θ получены А. М. Зуевым [17]; аналогичные зависимости получены и для полимеров [3].

Для зависимости коэффициента трения от температуры С. И. Губкиным [11] предложена следующая формула:

$$f_1 = f_0 e^{\pm \alpha \Delta \theta},$$

где $\Delta \theta$ — разность температур, при которых определены значения коэффициента трения f_1 и f_0 .

Для материалов, у которых реологические свойства выражены слабо, кривая зависимости f от θ имеет



Рис. 11. Зависимость коэффициента трения f карбида титана от температуры θ °C

минимум [64] (рис. 11). Эксперименты проводились на специальной установке в вакууме 10^{-1} мм рт. ст.

Трение гибкой нити, перекинутой через цилиндр

Формулы для внешнего трения твердых тел не применимы к трению гибкой механической системы (ленты, нити и т. п.) о твердую поверхность

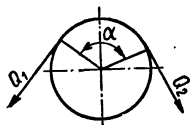


Рис. 12. Схема трения нити о поверхность цилиндра

другого элемента трущейся пары. Однако каждый элементарный участок нити можно рассматривать как обычное тело очень малых размеров. К таким участкам применимы законы трения твердых тел, и элементарное натяжение (рис. 12), обусловливаемое силой трения, можно определять по формулам для трения таких тел. В простейшем случае, для нити, расположенной в плоскости поперечного сечения цилиндра, полагая коэффициент трения неизменным, получается формула Эйлера

$$Q_2 = Q_1 e^{f\alpha}, \quad (26)$$

где Q_2 и Q_1 — натяжения нити на ее концах; f — коэффициент трения по Амонтону; α — угол обхвата цилиндра нитью, выраженный в радианах.

Формула (26) справедлива в том случае, когда величина трения на

всей поверхности контакта достигла максимального значения. При коэффициенте трения, переменном по дуге обхвата, формула Эйлера значительно усложняется [12].

ТРЕНИЕ КАЧЕНИЯ

При качении следующие одна за другой точки одного тела последовательно приходят в соприкосновение с точками другого тела; при этом мгновенная ось вращения проходит через точку касания тел. Процессы, протекающие в зоне контакта твердых тел, весьма сложны, поэтому нет единого мнения о природе трения качения. В основном трение качения можно объяснить, исходя из гипотезы Рейнольдса — Петрова и гистерезисных потерь деформируемого материала.

Согласно гипотезе Рейнольдса — Петрова трение качения обусловливается относительным проскальзыванием двух тел в определенных участках контакта. Однако, как показали более поздние исследования [4, 18], проскальзывание при качении очень мало; этим, очевидно, объясняется независимость трения качения от смазки.

При качении сферы по цилиндрической канавке (рис. 13) окружности AB и CD , длины которых различны,

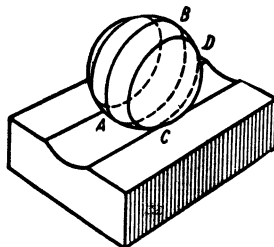


Рис. 13. Качение шарика по канавке

проходят равные расстояния (эффект Хиткоута). При небольшой глубине канавки эффект Хиткоута незначителен. Поэтому Боуден и Тейбор объясняют трение качения гистерезисными потерями при качении, что, естественно, справедливо для

упругого контакта. При качении в случае пластического контакта сопротивление качению обусловлено работой, затрачиваемой на пластическую деформацию.

Для расчета силы трения качения используют формулу Кулона

$$T = \frac{k}{R} P, \quad (27)$$

где k — коэффициент трения качения; R — радиус цилиндра; P — сила, с которой цилиндр давит на плоскость.

Значения коэффициента k в этой формуле характеризуются следующими данными:

Трущаяся пара	k в см
Дерево по дереву	0,05—0,06
Дерево по стали	0,03—0,04
Мягкая сталь по мягкой стали	0,005
Шарик из закаленной стали по стали	0,001

По данным более поздних исследований [18] величину силы трения качения можно определить по формуле

$$T = \frac{\sqrt{3}}{\sqrt{2AB}} \cdot \frac{Q^3}{R^3}, \quad (28)$$

где A и B — коэффициенты пропорциональности между силами и деформациями соответственно для горизонтальной и для вертикальной составляющих.

О ПОДБОРЕ ПАР ТРЕНИЯ СКОЛЬЖЕНИЯ

Подбор пар трения — наиболее важный вопрос для конструктора. Выбор пары трения зависит от условий работы пары; из них основные — температура, развивающаяся в узле трения, и допустимое контактное давление. Располагая этими двумя параметрами, следует задаться чистой (шероховатостью) поверхностей и их волнистостью, параметрами b , v и $\frac{h_{\max}}{R}$ (см. стр. 11). Во избежание задиров, обусловленных геометрическими факторами, радиус единичных неровностей должен быть больше высоты неровностей (в 2—3 раза и более). Это особенно важно для

более твердой поверхности. Для каждой пары трения может быть построена кривая предельных значений внешних параметров в координатах коэффициента трения — θ , по ней можно судить о пригодности данной пары для применения ее в заданных условиях.

Для смазанных поверхностей надо определить предельные параметры (температуру), обеспечивающие сохранение смазки на поверхности трения, а для несмазанных — предельную температуру, соответствующую сохранению механической прочности и жесткости материала. Рабочая температура узла трения (в °C) не должна превышать при кратковременных режимах 0,5 температуры плавления, а при длительных режимах $\frac{1}{3}$ ее. Желательно пользоваться

нагрузками, обеспечивающими упругий контакт [см. формулу (3)], так как в этих условиях износ мал. В связи с этим выгодно применение металла в паре с полимерным материалом с наполнителями. Желательно применять пары трения с различной твердостью; при этом меньшая по размеру поверхность трения должна быть более мягкой. Разница в твердости должна быть достаточно велика. Для весьма твердых металлических поверхностей допустимо применение одноименных металлов, если они работают в режиме упругого контакта.

Уменьшения коэффициента трения при малых нагрузках можно добиться путем уменьшения адгезионной составляющей, т. е. за счет применения хороших смазок и одновременно — тонких и мягких металлических или полимерных покрытий [53], а при больших нагрузках — за счет применения одного из материалов с большим пределом текучести или двух очень твердых и очень гладких материалов. В первом случае при большом внедрении будет малое τ_n (см. стр. 14), во втором случае будет малое внедрение.

Повышения коэффициента трения легче всего достигнуть, уменьшая удельные давления, а также применяя материалы, имеющие большую

адгезию, и один из материалов — полимерный, с низким модулем упругости. При увеличении адгезии во всех случаях должно обязательно соблюдаться правило положительного градиента.

Положительный градиент механических свойств по глубине может быть обеспечен: 1) адсорбционным действием полярно-активных веществ; 2) применением химических активных присадок к маслам, реагирующих с поверхностями металлов; 3) нанесением покрытий из мягких материалов пониженной прочности; 4) разогревом тонкого поверхностного слоя при трении, следствием чего является его размягчение.

Правильность подбора пары трения в особо ответственных случаях проверяют непосредственно в натуральных условиях. Так как этот путь обычно очень дорог, то часто можно ограничиваться снятием кривой фрикционной теплостойкости [52], т. е. получением зависимости коэффициента трения и износа от температуры. Для коэффициента трения эту кривую надо снять при трех достаточно отличных давлениях. Располагая этими данными, можно находить значения коэффициента трения для заданных условий интерполированием. Наиболее прост, но пока наименее надежен прикидочный расчет коэффициента трения по физико-механическим характеристикам материалов, производимый по формулам (18), (19). Как следует из условий осуществления внешнего трения, первый член этого уравнения не может быть для металлов более 0,2, а для полимеров более 0,6. При применении жидких смазок этот член можно считать равным нулю. Данными о величинах коэффициента β мы не располагаем, ориентировочно можно пользоваться значениями, приведенными на стр. 14.

Деформационную составляющую легко подсчитать по физико-механическим характеристикам трущихся тел, но этот подсчет очень груб и затруднен тем, что большей частью отсутствуют необходимые физико-механические характеристики, как функции температуры.

МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ УЗЛОВ ТРЕНИЯ

Для каждого вида узлов машин — подшипников, тормозов, дисков сцепления и др. — создаются свои материалы. Ранее применяли в основном металлические пары трения, теперь чаще — металлы в сочетании с синтетическими материалами (обычно полимеры с различными наполнителями).

Подшипниковые материалы различны, они зависят от условий их работы. Например, для автомобильных карбюраторных двигателей применяют: 1) биметаллические вкладыши сталь — свинцовистая бронза, 2) триметаллические вкладыши — медно-никелевый подслои, пропитанный и покрытый мягким свинцовым сплавом. Более подробные сведения см. [43]. Для подшипников дизелей применяют сплавы на алюминиевой и цинковой основах и цинковые сплавы, нанесенные на жесткие стальные основания (биметаллические вкладыши) [56].

Весьма эффективно применение для узлов трения тонких полимерных покрытий, наносимых на металлы.

В табл. 7 приведены различные покрытия, рекомендуемые лабораторией полимеров Белорусской Академии наук для применения в узлах трения машин (как со смазкой, так и без смазки). Эти покрытия широко опробованы в узлах трения различных сельскохозяйственных машин. Особого внимания заслуживает поликапроамидное покрытие, содержащее 10% барита.

Из абсорбционных материалов, применяемых для тормозов и сцеплений, представляют интерес эскол, материал 6-КВ-10 и ретинакс. Некоторые характеристики этих материалов приведены в табл. 8.

Во многих машинах, особенно имеющих тяжелонагруженные узлы трения, целесообразно применение теплостойких фрикционных и антифрикционных материалов, например металлокерамики ФМК-11, обладающей высоким коэффициентом трения, и металлопластмассы МПК, которая представляет собой железный пористый металлический каркас,

7. Основные характеристики антифрикционных полимерных покрытий *

Материал покрытия	Коэффициент трения		Нагрузочная способность в $\text{кг}/\text{см}^2$	Рабочая температура узла трения в $^{\circ}\text{C}$
	без смазки	со смазкой		
Полиапроамид (капрон)	0,45—0,52	0,22—0,25	130—140	80—85
Полиамидная смола П-68	0,3—0,34	0,028—0,032	80—90	80
Полиамидная смола АК-7	0,42—0,47	0,03—0,035	90—100	90—95
Капрон «В»	0,4—0,5	0,015—0,02	100—110	90—95
Поликарбонат	—	0,03—0,032	40—50	100—120
Полиапроамид + 0,5% MoS_2	0,3	0,08—0,01	125—130	120
Поликапроамид + 10% барита	0,5	0,015—0,018	115—123	110—115

* Данные получены на машине трения МИ-1М при скорости 0,5 м/сек и толщине покрытия 0,3—0,4 мм.

8. Некоторые характеристики асбофрикционных материалов

Материал	Коэффициент трения		Наибольшее допустимое давление в $\text{кг}/\text{см}^2$	Удельный износ *	Предельная рабочая температура в $^{\circ}\text{C}$	НВ	Кем разработан
	всухую	со смазкой					
Эскол	0,3—0,4	—	6	10^{-7}	300	20	ВНИИАТИ, ВНИИ Стройдормаш ВНИИАТИ ВНИИАТИ, ИМАШ
6-КВ-10	0,2	—	6—10	10^{-8}	300	—	
Ретинакс	0,3	0,12	30	10^{-8} — 10^{-8}	700—1000	34—40	

* Безразмерная величина — отношение толщины истертого слоя к пути скольжения.

пропитанный фенолформальдегидной смолой.

Интересные металлокерамические фрикционные материалы разрабатываются также Институтом порошковой металлургии Академии наук СССР.

В некоторых отраслях техники незаменимыми являются антифрикционные графитовые материалы, изготавливаемые Московским электродным заводом. Эти материалы применяются для изготовления поршневых колец, уплотнений и подшипников, работающих без смазки в газовых и жидких средах. Высокая химическая стойкость, теплопроводность, работоспособность в окислительных средах с температурой $t \leq 400^{\circ}\text{C}$ и в нейтральных и восстановительных средах с $t \leq 2500^{\circ}\text{C}$ позволяют применять гра-

фитовые материалы в уплотнениях насосов, турбокомпрессоров, турбодетандеров и для поршневых колец компрессоров, работающих без смазки цилиндров пневматических устройств и газораспределителей. Графитовые подшипники находят применение в насосах для химических активных сред, газодувках, в опорах высокоскоростных шлифовальных шпинделей, в различных узлах текстильных и пищевых машин.

В табл. 9 приведены характеристики неметаллических фрикционных материалов, в том числе графитовых материалов АГ-1500 и АО-1500, выпускаемых Московским электродным заводом. В этой таблице приведены лишь отдельные представители различных типов материалов.

9. Некоторые характеристики неметаллических фрикционных материалов для узлов трения

Материал	Коэффициент трения при работе всухую	Наибольшее допустимое давление в кг/см ²	Удельный износ при работе всухую	Предельная рабочая температура в °С	Твердость НВ	Кем разработан
ФМК-11	0,3	10—15	10 ⁻⁵	100	80—90	Балашихинский литейно-механический завод
Металлопласт-масса МПК	0,4 *	15	10 ⁻⁴ —10 ⁻⁵ **	900 — работа всухую, 200 — работа со смазкой	60—70	ИМАШ, ВНИИАТИ, Институт металлургии
Графитовый материал АГ-1500	0,04—0,05 по сталям	30	10 ⁻⁸ —10 ⁻⁹	400 — окислительная среда, 2500 — нейтральная и восстановительная среда	45—50	ИМАШ
Графитовый материал АО-1500	0,04—0,05 по чугунам	80	10 ⁻⁹ —10 ⁻¹⁰	350 — окислительная среда, 1500 — нейтральная и восстановительная среда	60—70	То же

* При работе со смазкой 0,12.
 ** При работе со смазкой 10⁻⁷.

10. Изменение коэффициента трения и интенсивности износа щеток электромашин с увеличением высоты (в барокамере) для материала 46С/Е 9

Состав	Характеристика	Высота (в барокамере)		
		уровень моря	18 300 м	24 400 м
Электрографит, пропитанный ПТФЭ	Коэффициент трения	0,17—0,22	0,19—0,21	0,08—0,11
	Интенсивность износа в мм/ч	0,0025	0,0063	0,013—0,025
Медь+графит+ПТФЭ	Коэффициент трения	—	0,18—0,21	0,04
	Интенсивность износа в мм/ч	—	0,063	0,087
Серебро+графит+ПТФЭ	Коэффициент трения	0,25	0,17	0,17—0,18
	Интенсивность износа в мм/ч	0,0038	0,1	0,15

Изменения коэффициента трения и интенсивности износа щеток электрических машин приведены в табл. 10.

Подшипники из натуральных и синтетических камней применяются в точных приборах и часовых механизмах. Значения коэффициентов трения для подшипников часовых опор, изготовленных из различных материалов, в зависимости от нагрузки приведены в табл. 11, а для подшипников приборов — в табл. 12 [27].

11. Коэффициенты трения часовых опор (сухое трение)

Нагрузка в кг	Удельная нагрузка в кг/см ²	Коэффициенты трения для пар		
		рубин — сталь	попел — сталь	луксапир — сталь
0,3	17 000	0,40	0,39	0,33
0,5	20 000	0,58	0,49	0,35
1,0	26 000	0,37	0,37	0,31
1,5	30 000	0,30	0,33	0,28
2,0	33 000	0,28	0,28	0,25
2,5	35 000	0,26	0,25	0,23
3,0	37 000	0,25	0,24	0,22
3,5	40 000	0,23	0,23	0,20

12. Коэффициенты трения стали по материалам, применяемым для подшипников приборов

Материал	Коэффициент трения	Материал	Коэффициент трения
Стекло	0,08—0,19	Рубин натуральный	0,12
Сталь	0,1—0,15	Рубин синтетический	0,12
Агат	0,39—0,38	Сапфир	0,25
Гранит	0,22	Фибра	0,13

Самосмазывающиеся материалы. Советский самосмазывающийся термоустойчивый вибростойкий конструкционный материал Аман* применяется для узлов трения, работающих без жидкой смазки при нормальной и повышенной температурах, для

* Разработан Институтом машиноведения и Институтом элементо-органических соединений АН СССР.

втулок подшипников скольжения, сепараторов подшипников качения, специальных намазывающих шестерен в редукторах. Максимально допустимое удельное давление — до 50—60 кг/см². Некоторые характеристики Амана приведены в табл. 13.

13. Некоторые характеристики самосмазывающегося материала Аман

Наименование показателей	Аман-2	Аман-7
Удельный вес в г/см ³	3,7	2,5
Удельная ударная вязкость в кг·см/см ³	1,5	5
Твердость по Бринеллю	29—31	18—20
Предел прочности при сжатии в кг/см ²	800	1000
Коэффициент трения на машине МФТ-1 ($p = 2$ кг/см ² , $v = 2$ м/сек) после 2 ч испытания без смазки	Не выше 0,10	
Интенсивность линейного износа при скольжении без смазки (среднее значение) при установившемся режиме, $p = 12$ кг/см ² , $v = 2$ м/сек. Контроль — сталь 2Х13, шероховатость поверхности $\nabla 8$, не более	3·10 ⁻⁸	2·10 ⁻⁸

Технологические указания. Обработка точением производится резцами из твердого сплава Т15К6 при следующем режиме: скорость резания 220 м/мин; подача 0,5 мм/об; глубина резания 0,05—0,1 мм.

Более подробные сведения о самосмазывающихся материалах см. в работах [6, 38, 45, 57].

КОЭФФИЦИЕНТЫ ТРЕНИЯ

В тех случаях, когда не имеется достаточных данных о режимах работы данного сочленения, можно пользоваться следующими табличными значениями коэффициентов трения, найденными для типовых условий.

Трение в соединениях

Резьбовые соединения. Коэффициент трения в резьбовых соединениях зависит от силы затяжки, материалов сопряженных деталей соединения, конструкции последнего и

способа изготовления. Ориентировочно можно принимать следующие величины коэффициента трения: а) болтовые соединения, материал — черные металлы, $f = 0,15 \div 0,20$; б) шпильки, в зависимости от материала, $f = 0,02 \div 0,05$.

Заклепочные соединения. В заклепочных швах черных металлов $f = 0,35 \div 0,5$; нижние значения относятся к меньшей толщине листов, верхние — к большей. Для заклепочных соединений листов цветных сплавов $f = 0,15 \div 0,2$. Увеличение коэффициента трения в заклепочных соединениях достигается хорошей предварительной очисткой стыковых поверхностей от грязи и т. п.

Прессовые соединения. Прочность прессового соединения зависит от физико-механических характеристик сопрягаемых деталей и величины натяга. В прессовых соединениях f может изменяться в значительных пределах — от 0,07 до 0,3 [33]. Средние значения коэффициента трения для цилиндрических сопряжений с натягом приведены в табл. 14.

Для прессовых посадок весьма характерно снижение коэффициента

трения при увеличении давления, что объясняется значительным наклепом поверхностей. На рис. 14

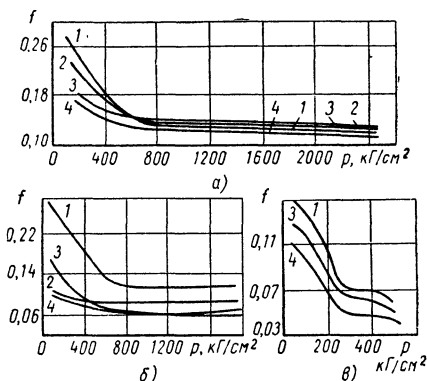


Рис. 14. Зависимость коэффициента трения f при запрессовке и распределении от удельного давления для различных методов механической обработки посадочных поверхностей охватываемой детали до одинаковой степени чистоты $R_a = 1 \div 1,25$ мк (охватываемая деталь обработана шлифованием до той же чистоты); а — сталь 45 по стали 45; б — чугун СЧ21-40 по стали 45; в — чугун СЧ21-40 по бронзе ОЦС6-6-3; 1 — литьевое растачивание; 2 — шлифование; 3 — протягивание; 4 — развертывание

14. Средние значения коэффициента трения для цилиндрических сопряжений с натягом

Деталь сопрягаемой пары				Удельное давление в кг/см ²	Коэффициент трения <i>f</i>
охватывающая		охватываемая			
Материал	Высота микронеровностей <i>h</i> _{max} в мк	Материал	Высота микронеровностей <i>h</i> _{max} в мк		
Сталь 45	1—1,25	Сталь 45	1—1,25 3,2—4,0	> 600	0,12 0,10
Чугун серый СЧ 21-40	1—1,25	Сталь	1—1,25 3,2—4,0	> 600	0,08 0,075
Чугун серый	1—1,25	Бронза ОЦС 6-6-3	1,0—1,25 3,2—4,0	> 250	0,07 0,06
Магниево-алюминиевые сплавы	—	Стали 30—50	—	—	0,03—0,09
Латунь	—	Стали 30—50	—	—	0,04—0,1

приведены графики зависимости коэффициента трения от удельного давления для различных материалов, соприкасаемые поверхности которых были обработаны до одинаковой степени чистоты. Для увеличения прочности прессовых соединений целесообразно применять определенные покрытия контактирующих поверхностей [33]. Величина коэффициента трения при некоторых покрытиях может достигать 0,75. В прессовых соединениях, не подлежащих в последующем разборке, желательно применять хромирование, никелирование, омеднение, а в соединениях, подлежащих в дальнейшем разборке (распрессовке), — цинкование, лужение, кадмирование [33].

Трение в передачах

Зубчатые передачи. Коэффициент трения на профилях зубьев зависит от геометрии зацепления и конструкции передачи. В общем случае

$$f = \frac{u}{\psi}, \quad (29)$$

где u — отношение момента, затрачиваемого на трение профилей зубьев, к моменту, передаваемому зубчатой парой, и ψ — характеристика вида зацепления. Для цилиндрических колес с чистой поверхностью профилей соответственно $\Delta\psi = 0,184$ (по [51]), т. е. $f = 5,43 u$.

Значения коэффициентов трения в зацеплении прямозубых зубчатых колес приведены в табл. 15 [51],

15. Коэффициент трения в зацеплении прямозубых цилиндрических шестерен со смазкой маслами различной вязкости [51]

Марка масла	Кинематическая вязкость в сст	Коэффициент трения
Индустриальное 20 (веретенное 3) . . .	119	0,047
Машинное Т	750	0,041
Машинное Т	82	0,065
Цилиндровое 38 (цилиндровое 6)	296	0,037
Цилиндровое 38 (цилиндровое 6)	750	0,029

а зависимость коэффициента трения от вязкости смазки — на рис. 15. При увеличении давления на зубья коэффициент трения практически не изменяется. Для снижения коэффициента трения при передаче больших



Рис. 15. Зависимость коэффициента трения f зубьев шестерен от вязкости и сорта масла: 1 — машинное Т1; 2 — цилиндрическое 6; 3 — индустриальное 20 (веретенное 3)

сил целесообразно применять смазки с противозадирными присадками. Наиболее эффективны в этом случае присадки, содержащие в определенных количествах соединения фосфора, серы и хлора [70].

Червячные передачи. Коэффициент трения в червячной паре значительно (в 2,5—5 раз) выше, чем в зубчатой при передаче одной и той же мощности; он сильно зависит от угла подъема средней винтовой линии витков червяка. С увеличением скорости относительного скольжения коэффициент трения падает.

Ременные передачи. Коэффициент трения в этих типах передач зависит

16. Средние значения коэффициента трения между ремнем и ободом шкива

Вид ремней	Материал обода шкива			
	Бумага прессованная	Дерево	Сталь	Чугун
Кожанные:				
растительного дубления	0,35	0,30	0,25	0,25
минерального дубления	0,50	0,45	0,40	0,40
Хлопчатобумажные:				
цельнотканые	0,28	0,25	0,22	0,22
шитые	0,25	0,23	0,20	0,20
Шерстяные	0,45	0,40	0,35	0,35
Прорезиненные	0,35	0,32	0,30	0,30

от материала шкива и ремня, а также от натяжения ветвей ремня. Наиболее типичные значения коэффициентов трения для ремней распространенных типов приведены в табл. 16 [15].

Величина f зависит и от окружающих условий.

Трение в уплотнениях

Уплотнения. Конструкция и материал уплотнения, смазка, условия работы определяют коэффициент трения f в сальниковых уплотнениях. С увеличением давления величина f в уплотнениях падает довольно

17. Коэффициенты трения материалов уплотнений при малых скоростях скольжения ($0,4$ м/сек)

Материал	Смазка	Коэффициенты трения при			
		18° С		100° С	
		и смазке			
		обильной	скудной	обильной	скудной
Кожа дубленая	Масло кинематической вязкостью 30 сст при 50° С с антиокислителями	0,09	0,06	0,16	0,08
Кожа хромовая		0,13	0,06	—	—
Резина неопрен		0,02	0,07	0,12	—
Резина специальная		0,03	0,06	0,16	0,17
Кожа дубленая	Гипоидная смазка вязкостью 60 сст при 50° С	0,06	0,06	—	—
Резина неопрен		0,01	—	—	—
Резина специальная		0,02	—	0,15	—
Резина неопрен	Редукторное масло +10% сурепного, вязкостью 130 сст при 50° С	0,01	0,06	—	—
Сальник — пеньковая или хлопчатобумажная набивка, пропитанная в горячем масле; затяжка не слишком тугая; работа по гладкой поверхности	—	0,06—0,011			
То же, но при плотной набивке (сальник неудобно расположен)	—	До 0,25			
Сальник из мягкой кожи	—	0,03—0,07			
Сальник из твердой кожи	—	0,1—0,13			
Сальник из твердой кожи при тяжелых условиях работы и грубообработанных поверхностях трения	—	0,20			

значительно. Зависимость f от давления для различных материалов показана на рис. 16. Величины f определялись [50] на маятниковой машине при работе различных уплотнений по стали при наличии 5% кварцевого абразива дисперсностью 140 меш. Величина f

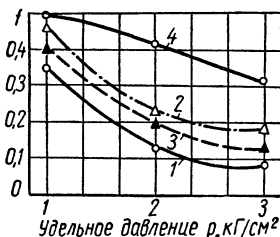


Рис. 16. Зависимость коэффициента трения f материалов для уплотнений от давления p : 1 — Фетр; 2 — кожа; 3 — войлок; 4 — резина

падает вследствие упругости контакта [см. формулу (20)]. Наиболее типичные значения для f приведены в табл. 17; они определялись при скоростях скольжения 0,4 м/сек и температурах $\Theta \approx 100^\circ \text{C}$. Резиновые уплотнения наиболее эффективны при комнатной температуре; при $\Theta > 100^\circ \text{C}$ происходит их быстрый износ.

18. Коэффициенты трения в резиновых уплотнениях (манжетах) прокатных станков

	Окружная скорость вала в м/сек	Диаметр вала в мм	Значения f при различных давлениях смазки			
			$p = 0,05$ кг/см ²	$p = 0,18$ кг/см ²	$p = 0,57$ кг/см ²	$p = 1,03$ кг/см ²
1	100	100	0,53	0,41	0,32	0,25
	250	100	0,54	0,41	0,27	0,24
	500	100	0,52	0,40	0,30	0,24
	762	100	0,55	0,46	0,33	0,28
2,85	100	250	0,37	0,34	0,28	0,22
	250	250	0,40	0,34	0,25	0,20
	500	250	0,38	0,33	0,27	0,23
	762	250	0,42	0,35	0,26	0,21
4,9	100	500	0,30	0,29	0,26	0,21
	250	500	0,30	0,28	0,23	0,18
	500	500	0,31	0,26	0,25	0,22
	762	500	0,34	0,30	0,22	0,19

Из табл. 17 видно, что f значительно колеблется — от 0,01 до 0,25. Данные по коэффициентам трения в резиновых уплотнениях (манжетах) прокатных станков приведены в табл. 18 [42]. Значения f для различных узлов см. литературу [35, 41, 46].

Трение при обработке металлов

Трение при обработке металлов давлением. Трение между металлом и инструментом увеличивает энергоёмкость процессов и влияет на чистоту поверхности деталей, обрабатываемых давлением. При этом величина потерь на трение зависит от вида обработки, а также от типа и вязкости смазки.

Коэффициенты трения при осаживании. Обычно значения коэффициентов трения при осаживании определяют, используя метод наклонных бойков и метод бочкообразности. В табл. 19 приведены значения коэффициентов трения, полученные [11] при осаживании без смазки различных металлов коническими стальными бойками.

19. Коэффициенты сухого трения при осаживании различных металлов коническими бойками из стали твердостью HRC 64

Металл	Средний коэффициент трения	Охлаждающая среда	Температура отжига в $^\circ \text{C}$
Цинк	0,39	Трансформаторное масло	120
	0,71	Вакуум	800
	0,44	Подогретый воздух	600
Алюминий	0,97	Селитровая ванна	375
	0,32	Вакуум	900
Никель	0,33	Цилиндровое масло	180
Свинец	0,33	Воздух	150
Висмут	0,27	»	180
Кадмий	0,24	Вода	100
Олово	0,18	»	—
Серебро	0,51	Вакуум	750
Медь	0,36	Водород	750
»	0,34	Азот	750
»	0,32	Воздух	750
»	0,53	Окись углерода	750
»	0,51	»	750

Смазка обычно снижает коэффициент трения. Тонкие окисные пленки также являются смазочными пленками, в случае толстых пленок коэффициент трения становится зависимым от механических свойств самой пленки. С увеличением толщины пленки коэффициент трения растёт. Значения коэффициентов трения при осаживании металлов между плоскопараллельными плитами приведены в табл. 20.

20. Коэффициент трения при холодном осаживании металлов между плоскопараллельными плитами

Поверхности	Коэффициент трения			
	Мягкая сталь	Твердая и полутвердая сталь	Дуралюминий	Медь
Полированные смазанные . . .	0,04—0,10	0,04—0,10	—	—
Полированные несмазанные . .	0,18	0,2—0,15	0,33	0,24
Шлифованные несмазанные . . .	0,33	0,25	—	0,50
Грубо обработанные несмазанные	0,40	0,40	—	—

Волочение. При волочении проволоки среднее давление на рабочей поверхности волоки (фильеры) колеблется от 700 (для мягкой проволоки) до 35 000 кг/см². В этих условиях между волокой и проволокой имеет место преимущественно внешнее трение; однако при определенных конструкциях фильеры, скоростях и условиях волочения возможно гидродинамическое трение. Значения коэффициентов трения f при различных смазках для медной и стальной проволоки приведены в табл. 21. При увеличении давления величина f обычно возрастает. С улучшением качества обработки очка волоки величина f , как правило, уменьшается. Смазка оказывает большее влияние, нежели обработка очка.

Прокатка. Величина коэффициента трения f при прокатке зависит от типа применяемой смазки, состояния

(горячее или холодное), в котором прокатывается материал, степени обжатия при прокатке и от механических свойств применяемого покрытия. С увеличением твердости покрытия f падает. Увеличение степени обжатия также вызывает падение коэффициента трения [10].

21. Коэффициент трения при волочении медной и стальной проволоки с различными смазками *

Смазка	Коэффициент трения	
	Медная проволока	Проволока из нержавеющей стали
Минеральное масло вязкостью 20 сст при 37,8° С	0,21	0,23
Минеральное масло вязкостью 33,5 сст при 100° С	0,28	0,29
Олеиновая кислота	0,23	0,34
Стеариновая кислота	0,15	0,10
Парафин (точка плавления 57-58° С)	0,095	0,14
Пчелиный воск (точка плавления 60,5° С)	0,086	0,07
Хлорированный нафталин (точка плавления 133-139° С)	0,14	0,19
Ароклор (вязкость 7 сст при 100° С)	0,28	0,28
Без смазки (с разрушением проволоки)	0,58	0,61

* По методу измерения усилия волочения через неподвижную матрицу из карбида вольфрама. Диаметр волочительного очка 0,57 мм, скорость волочения 30 см/мин. Перед волочением проволока промывалась ацетоном. Предполагалось, что полное усилие волочения складается из усилия деформации проволоки без трения и из усилия, необходимого для преодоления трения между проволокой и волочительным очком.

При холодной прокатке коэффициент трения обычно меньше, чем при горячей. Ориентировочные значения коэффициента трения для прокатки [39]:

	f
Горячая прокатка стали	0,41—0,45
» » красной меди	0,3—0,33
» » латуни	0,29
Холодная » »	0,12—0,15
Горячая » алюминия	0,17—0,20

Ленточная холодная прокатка алюминия (тонкая)	f 0,05—0,07
Холодная прокатка алюминия	0,3—0,33

Резание металлов. При резании металлов коэффициент трения f сильно зависит от геометрии режущего инструмента, типа смазочно-охлаждающей жидкости, толщины стружки, материалов заготовки и инструмента и скорости резания *.

Трение при качении и скольжении колес железнодорожного подвижного состава, автомобилей, тракторов.

При взаимодействии «ведущий элемент—полотно дороги» наиболее важными являются следующие характеристики: а) коэффициент сцепления, лимитирующий максимальное тяговое или тормозное усилие; б) коэффициент сопротивления перекачиванию, необходимый для расчета тягового баланса движущегося экипажа.

Величина коэффициента сцепления в значительной мере зависит от конструкции ведущего элемента и состояния дороги. Анализ этого важного коэффициента, главным образом определению его величины в реальных условиях, посвящено весьма много исследований.

Коэффициентом сопротивления перекачиванию называется отношение силы, необходимой для движения экипажа по горизонтальному пути, к весу экипажа, т. е. коэффициент сопротивления перекачиванию $k = \frac{R'}{Q}$, где R' — полное сопротивление перекачиванию; Q — вес экипажа. Существует ряд методов [8, 9] для определения этого коэффициента; обычно в инженерной практике принимают приблизительно $k = \text{const}$.

Значения коэффициентов сцепления и сопротивления перекачиванию для тракторов, автомобилей и железнодорожного подвижного состава, а также коэффициента трения некоторых материалов о грунт приведены ниже.

Автомобили. При качении автомобильного колеса коэффициент сцеп-

ления реализуется на площади касания автомобильного колеса с полотном дороги. Величина этого коэффициента зависит как от деформации в точках микроконтакта, так и от размеров фактической площади касания шины с дорогой. Деформация в точках микроконтакта зависит от типа дороги, шероховатости на ее поверхности, материала шины. Материалом для шин обычно служит резина, поэтому деформации в зоне микроконтакта — упругие, и деформационная составляющая коэффициента сцепления в этом случае обуславливается гистерезисными потерями.

Адгезионная составляющая обусловлена молекулярно-кинетическим взаимодействием резины с материалом дороги. Эта составляющая в значительной степени зависит от площади соприкосновения шины с дорогой (контурной площади, рисунка протектора и состояния дороги). Так как на величину адгезионной составляющей влияют условия погоды, то в тех случаях, когда требуется высокий коэффициент трения вне зависимости от состояния поверхности дороги, последнюю желательно делать более шероховатой, чтобы увеличить деформационную составляющую. Для того чтобы увеличить адгезионную составляющую, проще всего увеличить площадь соприкосновения за счет снижения давления, т. е. применять шины низкого давления и шины с автоматической подкачкой. Для шин высокого давления коэффициент сцепления при движении по сухому бетону или асфальту равен 0,6—0,7, для шин низкого давления он соответственно равен 0,8—0,9. При движении по дорогам с другими покрытиями это влияние еще больше. Уменьшение адгезионного взаимодействия приводит к тому, что при грязной или обледенелой дороге коэффициент сцепления резко падает и становится равным примерно 0,1. Влияние влажности и площади касания (в зависимости от рисунка протектора) иллюстрирует рис. 17 [54], из которого следует, что при большой площади касания шина имеет в случае сухой поверхности коэффициент сцепления

* Более подробные данные о зависимостях коэффициента трения при резании см. [27].

22. Коэффициент сцепления шин при движении автомобиля по разным дорожным покрытиям

Дорожное покрытие		Коэффициент сцепления шин		
Наименование	Состояние	высокого давления	низкого давления	высокой проходимости
Асфальтобетонное или бетонное покрытие Булыжное Щебеночное » Грунтовая дорога То же »	Сухое	0,5—0,7	0,7—0,8	0,7—0,8 (1,0)
	Мокрое	0,35—0,45	0,45—0,55	0,5—0,6
	Покрытое грязью	0,25—0,45	0,25—0,40	0,25—0,45
	Сухое	0,40—0,50	0,50—0,55	0,6—0,7
	»	0,50—0,60	0,60—0,70	0,6—0,7
	Мокрое	0,3—0,4	0,4—0,5	0,5—0,6
Целина летом: песок суглинок	Сухая	0,40—0,50	0,5—0,6	0,5—0,6
	После дождя	0,20—0,40	0,3—0,45	0,35—0,5
	В период распутицы	0,15—0,25	0,15—0,25	0,20—0,30
	Увлажненный до пластического состояния	0,15—0,20	0,15—0,25	0,15—0,25
Целина зимой — снег	Влажный	0,35—0,40	0,40—0,50	0,40—0,50
	Сухой	0,20—0,30	0,22—0,40	0,20—0,30
	»	0,40—0,50	0,45—0,55	0,40—0,50
	Укатанный (укатанная дорога)	0,20—0,40	0,25—0,40	0,30—0,40
Обледенелая дорога и гладкий лед	Рыхлый	0,20—0,30	0,20—0,40	0,20—0,40
	Укатанный (укатанная дорога)	0,15—0,20	0,20—0,25	0,30—0,50
Обледенелая дорога и гладкий лед	Температура воздуха ниже 0° С	0,08—0,15	0,10—0,20	0,05—0,10

23. Коэффициенты сопротивления перекатыванию для автомобилей и тракторов при движении по ровным дорогам в зависимости от типа шин и скорости

Тип дороги	Массивные шины	Пневматические шины			
		Скорость движения в км/ч			
	16	24	40	56	
Асфальтобетонная — песчаный асфальт	0,012—0,016	0,010—0,014	0,012—0,016	0,016—0,019	
Асфальтобетонная — крупнозернистый асфальт	0,014—0,015	0,011—0,012	0,014—0,015	0,017—0,018	
Бетонная	0,014—0,016	0,010—0,014	0,012—0,016	0,016—0,019	
Торцовая	0,016	0,014	0,015	0,018	
Клинкерная	0,014—0,017	0,012—0,014	0,014—0,017	0,017—0,021	
Брусчатая	0,015—0,028	0,015—0,025	0,018—0,028	0,020—0,030	
Гравийная	0,020—0,025	0,013—0,023	0,020—0,025	0,025—0,030	
Грунтовая	0,025—0,031	0,023—0,027	0,024—0,028	0,030—0,033	
Булыжная и осколочная	0,025—0,050	0,020—0,040	0,025—0,040	0,050	
Щебеночная	0,030—0,040	0,025—0,035	0,030—0,040	0,040	

более высокий и более зависящий от состояния поверхности. Это полностью подтверждают приведенные выше соображения. Для расчетного определения коэффициента сцепления можно пользоваться форму-

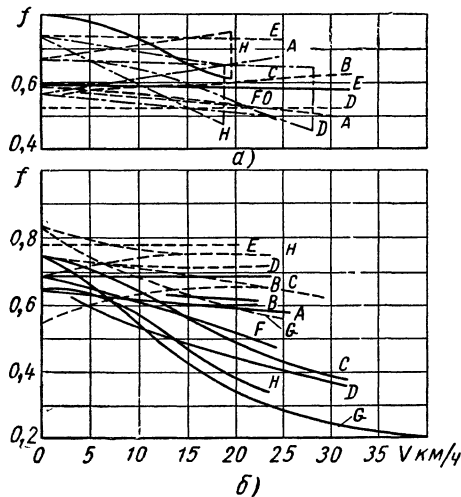
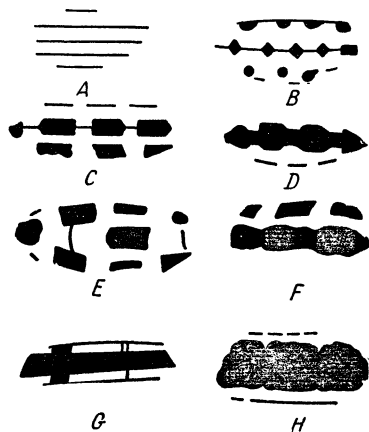


Рис. 17. Зависимость коэффициента сцепления колеса автомобиля с разными рисунками протектора (А, В, С, D, Е, F, G, H) от скорости движения по различным дорогам: а — с бетонным покрытием; б — с асфальтовым покрытием; штриховые линии — сухая дорога, сплошные линии — мокрая дорога

лами для двух составляющих (15) и (19). Значения коэффициента сцепления при движении автомобиля по разным покрытиям приведены в табл. 22. Значения коэффициента сопротивления перекачиванию сильно зависят от скорости движения и давления в шинах; для пневматических колес они приведены в табл. 23 [54].

Тракторы. В отношении коэффициентов сцепления для тракторов справедливы все положения, сформулированные на стр. 32, но для тракторов объемная составляющая в значительной степени зависит от механических свойств почвы и типа ведущих органов. Так как механические свойства почвы изменяются с изменением ее структуры и влажности, то коэффициенты сцепления определяют, как правило, экспериментально. Ориентировочные значения коэффициента сцепления тракторов в зависимости от типа ведущих

органов и «дорожного» покрытия приведены в табл. 24 [34]. Коэффициенты сопротивления перекачиванию в общем случае зависят от скорости движения. Для нормальных рабочих скоростей коэффициенты со-



противления перекачиванию тракторов приведены в табл. 25.

24. Ориентировочные значения коэффициента сцепления ведущих органов трактора

Дорога	Пневматические шины	Гусеницы
Грунтовая сухая на глинистом грунте . . .	0,8	1
Грунтовая сухая: на песчаном грунте . .	0,7	1,1
на черноземе	0,6	0,9
Луг влажный скошенный	0,7	1,2
Луг влажный некосенный	0,5	0,6
Стерня влажная	0,6	0,9
Слежавшаяся пахота . . .	0,5	0,6
Свежеспаханное поле . . .	0,4	0,7
Песок влажный	0,4	0,5
сухой	0,4	0,4
Укатанный снег	0,3	0,6
Болото	—	0,3

25. Коэффициенты сопротивления
перекатыванию

Поверхность	Тракторы	
	с бал- лонами	с гусе- ницами
Асфальт	0,015	0,06
Проселочная укатанная сухая дорога:		
глинистый грунт	0,03	0,06
песчаный >	0,04	0,06
чернозем	0,05	0,07
Влажный луг	0,08	0,07
Влажная стерня	0,10	0,08
Слежавшаяся пахота	0,12	0,08
Влажный песок	0,16	0,10
Свежеспаханное поле	0,18	0,10
Сухой песок	0,20	0,15
Сырое болото	0,25	0,15
Укатанная снежная до- рога	0,03	0,06

Трение в муфтах сцепления и тормозах.

Коэффициент трения в тормозных и фрикционных устройствах зависит в основном от температурного режима, развивающегося в узле трения (объемной температуры и температурного градиента), а также от конструкции этого узла.

В зависимости от температуры коэффициент трения может значительно изменяться [4] различным образом. Для полимерных термопластических материалов он обычно переходит через максимум. Для термореактивных материалов наблюдается более сложная зависимость после перехода через максимум, рост при больших температурах.

Наиболее надежным является снятие кривой фрикционной теплостойкости, по которой можно определить примерное значение коэффициента трения в данном фрикционном узле. Это значение будет примерным потому, что кроме температуры влияет температурный градиент — за счет его увеличения коэффициент трения может значительно возрасти (до 1,5 раза). Величина температурного градиента в основном зависит от коэффициента взаимного перекрытия, представляющего собой отношение поверхностей скольжения, возрастая при его уменьшении.

Влияет также число конструктивных элементов, самостоятельно прижимаемых к поверхности контртела. Увеличение числа колодок, секторов диска приводит к возрастанию коэффициента трения.

В муфтах сцепления и тормозных устройствах используются большей частью специальные фрикционные композиции, в частности полимерные с наполнителями и металлокерамические (для тяжелых условий трения). Качество фрикционного материала оценивается по следующим наиболее важным параметрам [27]: 1) по предельной температуре (поверхностной и объемной), которую может выдерживать материал; 2) по максимальному давлению, которое может выдерживать композиция; 3) по способности материала противостоять задиру и схватыванию.

По температурному режиму и давлению фрикционные узлы можно разделить на три основные группы:

1. *Легкие условия работы:* давление в фрикционном узле 5—8 кг/см^2 ; температура кратковременно повышается до 200° С, длительно до 120° С.

2. *Средние условия работы:* давление до 15 кг/см^2 ; температура кратковременно достигает 400° С, длительно до 250° С.

3. *Тяжелые условия работы:* давление 50—60 кг/см^2 ; кратковременная температура 1000—1100° С, длительно действующая до 400—500° С.

Соответственно этим группам подразделяются все фрикционные материалы. Контртелом для этих материалов при работе служат:

1) при легких условиях трения — обычно сталь, закаленная до твердости *HV* 380—400;

2) при средних — чугун (например, СЧ 21-40, *HV* 180);

3) при тяжелых — специальный легированный чугун (например, чугун ЧНМХ). Фрикционные материалы отечественного производства, применяемые в различных условиях работы, приведены ниже. Для легких условий применяются: тормозная асбестовая тканая лента типа А (битумная пропитка) и типа Б (масляная пропитка) по ГОСТу 1198—55 * или 6КХ-1. Для средних

26. Зависимость коэффициентов трения скольжения асбофрикционных материалов от температуры (фрикционная теплостойкость)

Материал	Температура в °С								Назначение
	80	100	120—130	230—260	300—320	360—380	400—420	490—500	
6КХ-1	—	—	0,57 0,52	—	—	0,52 0,24	0,30 0,20	0,3 0,14	Для тормозных накладок автомобилей ГАЗ-51 и ЗИЛ-150 и лебедки ЛЛ-4
6КХ-15	—	—	0,6 0,42	—	—	0,32 0,25	0,2 0,17	—	Для тормозных накладок (намерные тормоза самолетов)
6КФ-32	—	0,6 0,52	—	—	0,36	0,21 0,19	0,3 0,09	—	Для тормозных накладок автомобилей «Победа» и ГАЗ-12
7КФ-31	—	—	—	0,54 0,12	0,14 0,12	—	0,35 0,06	—	Для дисков сцепления
Тормозная асбестовая лента (Феродо) по ГОСТу 1198—55 *: с битумной пропиткой типа А55	—	0,35 0,33	—	0,30 0,25	0,08	—	—	—	Для разнообразных тормозных узлов в легких условиях трения
с масляной пропиткой типа Б	—	0,4	0,4	0,25	—	—	—	—	Для тормозных узлов в легких условиях трения
6КВ-10	0,68	0,67	0,66 0,37	0,27 0,24	0,18 0,13	0,07 0,02	—	—	Для тормозных узлов в средних условиях трения
Ретинакс ФК-16Л	0,39	0,40	0,41 0,42	0,41 0,38	0,32 0,30	0,22 0,18	0,16	0,17	Для тяжело нагруженных тормозов
Ретинакс ФК-16Л прижженный	0,40	0,41	—	—	0,4 0,5	—	—	0,35 0,45	Материал работоспособен до 1000—1100° С, сохраняя коэффициент трения 0,25—0,3

Примечание. Данные получены на машине И-47 в лаборатории трения Института машиноведения при трении по чугуну ЧНМХ (по методике РТМ6-60).

27. Зависимость коэффициента трения металлокерамических фрикционных материалов от температуры при трении по чугуну ЧНМХ

Материал	Температура в °С							
	80	100	120—130	230—260	300—320	360—380	400—420	490—500
ФМК-11	0,55	0,53	0,5	0,3 0,27	0,25	0,28 0,30	0,32 0,33	0,37
МК5	0,22	0,22	0,22	0,24 0,25	0,25 0,26	0,26 0,27	0,28 0,29	0,3

Примечание. Данные получены на машине И-47.

условий — материалы: 6КВ-10 в виде вальцованной ленты; 7КФ-31 (диски сцепления автомобилей МАЗ-200, ЗИЛ-150, тракторов «Беларусь»); 6КФ-32 (накладки тормоза автомобиля ЗИЛ-110); 6КХ-15; МК-5 (для работы в масляной ванне); 6КХ-1. Для тяжелых условий — материалы: 6КХ-15; ретинакс ФК-16Л и ФК-24А; металлокерамика МК5 (для работы в масляной ванне); металлокерамика ФМК-11. Так как коэффициенты трения для фрикционных материалов значительно изменяются в зависимости от температуры, то для оценки фрикционных пар необходимо давать их характеристики в широком диапазоне температур, т. е. иметь кривые фрикционной теплостойкости [52]. Такие данные для некоторых фрикционных материалов приведены в табл. 26 и 27.

28. Изменение коэффициента трения фрикционных материалов в зависимости от температуры при трении со смазкой (автол 4) по чугуны ЧНМХ

Материал	Температура в °С				
	50	100	150	200	250
ФК-16Л	0,12	0,14	0,12	0,11	—
МК-5	0,13	0,13	0,16	0,18	0,19
ФМК-11	0,11	0,10	0,12	0,10	0,12

Значения коэффициентов трения в зависимости от температуры для некоторых фрикционных материалов, работающих в масляной ванне, даны

в табл. 28. Стабильность коэффициентов трения при смазке объясняется снижением доли адгезионной составляющей в общей величине коэффициента трения и преобладающим значением объемной составляющей, которая определяется механико-геометрическими характеристиками трущихся поверхностей.

Для материалов, применяемых в кантовых тормозах, работающих без смазки, рекомендуются следующие расчетные коэффициенты трения [1]:

Чугун — чугун	0,15
Сталь — чугун	0,15
Лента тормозная асбестовая типа Б по чугуну и стали	0,35
Вальцовая лента по чугуну и стали	0,42
Дерево — чугун	0,30
Дерево — сталь	0,20
Кожа — чугун	0,20
Тормозная асбестовая лента типа А по чугуну и стали	0,37
Кожа — сталь	0,18
Бронза — чугун	0,17
Бронза — бронза	0,18
Сталь — теңстолит	0,15
Сталь — фибра	0,17
Бронза — сталь	0,16

Как показали наши исследования, для расчета коэффициента трения в муфтах сцепления можно применять формулу

$$f = 0,22 \left(\frac{p}{HB} \right)^{\frac{1}{6}} + 0,14,$$

где p — удельное давление в кг/мм^2 ; HB — число твердости по Бринеллю более мягкого материала трущихся поверхностей.

ЛИТЕРАТУРА И ИСТОЧНИКИ

1. Александров М. П. Тормоза подъемно-транспортных машин. М., Машгиз, 1958.
2. Бартенев Г. М. О связи между структурой резины и ее коэффициентом трения. Труды III Всесоюзной конференции по трению и износу в машинах. М., изд-во АН СССР, 1960.
3. Бартенев Г. М., Елькин А. И. О механизме трения высокоэластичных материалов при высоких и низких температурах. «Теория трения и износа». М., изд-во «Наука», 1965.
4. Боуден Ф. П., Тейбор Д. Трение и смазка. М., Машгиз, 1960.
5. Бриджмен П. В. Новейшие работы в области трения высоких давлений. Изд. иностр. лит., 1948.
6. Вайнштейн В. Э., Трояновская Г. И. Твердые смазки и само-

- смазывающиеся материалы. М., изд-во «Машиностроение», 1968.
7. Виноградов Г. В., и др. Смазочное действие низкомолекулярных углеводородов при тяжелых режимах трения. Теория смазочного действия и новые материалы. М., изд-во «Наука», 1965.
8. Глаголев Н. И. Сопротивление перекатыванию цилиндрических тел. ПММ. 1945, т. IX. вып. 4.
9. Горячкин В. П. Собрание сочинений, т. 5. М., Сельхозгиз, 1940.
10. Грудев А. П. О методах определения коэффициентов трения. Сб. «Прокатное и трубное производство». М., Металлургиздат, 1958.
11. Губкин С. И. и др. Экспериментальные вопросы пластической деформации. Вып. 1. М., ОНТИ, Metallurgizdat, 1934.

12. Гутьяр Е. М. О предельной скорости в ременной передаче. Труды МАДИ. Вып. 9. М., Дориздат, 1949.
13. Демкин Н. Б. Фактическая площадь касания твердых тел. М., изд-во АН СССР, 1962.
14. Дерягин В. В., Пущ В. Э., Толстой Д. М. Теория фрикционных автоколебаний с периодическими остановками. Труды третьей всесоюзной конференции по трению и износу в машинах, т. 2. М., изд-во АН СССР, 1960.
15. Добровольский В. А. и др. Детали машин. Москва — Киев, Машгиз, 1964.
16. Дьяченко П. Е. и др. Площадь фактического контакта сопряженных поверхностей. М., изд-во АН СССР, 1963.
17. Зуев А. М. О природе температурного максимума коэффициента сухого внешнего трения металлов и сплавов на воздухе. Изв. ВУЗов. «Физика», 1960, № 2.
18. Ишлинский А. Ю. О проскальзывании при трении качения. Изв. АН СССР, ОТН, 1956, № 6.
19. Капралова Н. Ф. Об уточнении зависимости силы внешнего трения покоя от продолжительности неподвижного контакта. Сб. «Теория трения и износа». М., изд-во «Наука», 1965.
20. Кнороз В. И. Работа автомобильной шины. М., Автотрансиздат, 1960.
21. Костерин Ю. И. Механические автоколебания при сухом трении. М., изд-во АН СССР, 1961.
22. Крагельский И. В. Трение и износ. М., Машгиз, 1962.
23. Крагельский И. В. Об условиях деформирования на поверхностях трения. Сб. «Сухое трение». Рига, изд-во Латв. АН, 1961.
24. Крагельский И. В. О двухчленном законе трения. «ДАН СССР», 1961, т. 140.
25. Крагельский И. В. Молекулярно-механическая теория трения. Сб. «Трение и износ в машинах». М., изд-во АН СССР, 1949.
26. Крагельский И. В. О зависимости силы трения от скорости скольжения. Сб. «Трение и износ в машинах». № 1. М., изд-во АН СССР, 1941.
27. Крагельский И. В., Виноградова И. Э. Коэффициенты трения. М., Машгиз, 1962.
28. Крагельский И. В., Демкин Н. Б. Исследование деформаций в зоне контакта твердых тел. «Вестник АН СССР», 1960, № 11, с. 85—87.
29. Крагельский И. В., Демкин Н. Б., Михин Н. М. Расчет площади касания неподвижного и скользящего контактов. Сб. «Электрические контакты». М., изд-во «Энергия», 1964.
30. Крагельский И. В., Михин Н. М. Современное представление о природе и коэффициенте трения и принципы его расчета в кинематических парах. Сб. докладов Международной конференции по «механизмам и машинам». Т. 2. Болгария, Варна, 1965.
31. Крагельский И. В., Михин Н. М. О природе предварительного смещения твердых тел. «ДАН СССР», 1963, т. 153, № 1.
32. Ликтман В. И., Ребиндер П. А., Карпенко Г. В. Влияние поверхностно-активной среды на процессы деформации металлов. М., изд-во АН СССР, 1954.
33. Лукашевич Г. И. Прочность прессовых соединений с гальваническими покрытиями. Киев, Гостехиздат УССР, 1961.
34. Лизов Е. Д. Теория трактора. М., Машгиз, 1952.
35. Макаров Г. М. Уплотнительные устройства. М.—Л., изд-во «Машиностроение», 1965.
36. Михин Н. М. О расчете усилий, действующих на сферический индентор при движении по пластическому полупространству. Сб. «Трение твердых тел». М., изд-во «Наука», 1964.
37. Михин Н. М. О связи площади касания и сближения при неподвижном и скользящем контактах. Сб. «Трение твердых тел». М., изд-во «Наука», 1964.
38. Плуталова Л. А. Графитовые антифрикционные материалы. Сб. «Новые материалы», сер. IV. М., Трудрезервиздат, 1963.
39. Пресняков А. А. Сб. «Обработка металлов давлением», М., Металлургия, 1953.
40. Пыжев Л. М. Расчет фрикционных тормозов. М., изд-во «Машиностроение», 1964.
41. Раздолин М. В. Уплотнения авиационных гидравлических агрегатов. М., изд-во «Машиностроение», 1965.
42. Розенберг А. М. и др. Исследование уплотнений подшипниковых узлов. Сб. «Прокатные станы. Исследование, конструирование и освоение». Вып. 6. М., Машгиз, 1956.
43. Рудницкий Н. М. Материалы автотракторных подшипников скольжения. М., изд-во «Машиностроение», 1965.
44. Рыжов Э. В. Анализ и значение некоторых параметров, влияющих на износостойкость деталей машин. Сб. «Труды конференции по надежности и долговечности машин». М., изд. ЦИТИАМ, 1964.
45. Семенов А. П., Матвеевский Р. М., Поздняков В. В. Технология изготовления и свойства содержащих форпласт антифрикционных материалов. М., изд-во АН СССР, 1963.
46. Снеговский Ф. П., Рудский А. М. Исследование работы уплотнений вращающихся валов. «Вестник машиностроения», 1964, № 4.
47. Соколов Л. Д. Сопротивление материалов пластической деформации. М., Металлургия, 1963.
48. Справочник машиностроителя, т. 3. М., Машгиз, 1962.
49. Тагер А. А. Физико-химия полимеров. М., Госхимиздат, 1963.
50. Теллис И. Я. Износ валов в местах уплотнений неметаллическими материалами. Сб. «Повышение износостойкости и срока службы машин». М., Машгиз, 1953.
51. Трубин Г. К. Контактная устойчивость зубьев прямозубых шестерен. «Труды ЦНИИТМАШ», кн. 37. М., Машгиз, 1959.
52. Фрикционные изделия из материала «Ретинакс». ГОСТ 10851—64.
53. Фукс Г. И., Блехеров в. М. М., Смагунова Н. А. Способ снижения

граничного трения. Авт. свидетельство № 152525 от 21. XII. 1961.

54. Чудakov Е. А. Теория автомобиля. М., Mashgiz, 1950.

55. Хрущов М. М., Бабичев М. А. Исследование изнашивания металлов. М., изд-во АН СССР, 1960.

56. Цветные металлы и сплавы для железнодорожного транспорта, «Труды ВНИИЖТ». Вып. 277. М., изд-во «Транспорт», 1964.

57. Boes D. I., Bowen P. H. Friction — wear characteristics of self-lubricating composites developed for vacuum service. ASLE Transactions, 1963, v. 6, № 3, pp. 192—200.

58. Goddard J., Wilman H. Theory of friction and wear during the abrasion of metals. «Wear», 1961, v. 5, № 2, pp. 114—135.

59. Greenwood J. A., Mischell H., Tabor D. Hysteresis losses in rubber in sliding and rolling friction «Proc. Roy. Soc.», ser. A, 1961, v. 259.

60. Greenwood J. A., Tabor D. The friction of hard sliders of lubricated rubber. The importance of deformation losses. «Proc. Phys. Soc.», 1958, v. 71.

61. Kayaba T. A. A study of the wear and friction of some bearing materials. «Wear», 1957, v. 5, № 3.

62. Kraghelsky I. V., Mikhlin N. M. External friction and relationship between adhesion and deformation components. «J. Basic Eng. ASME», ser. D, 1966.

63. Moore A. J. W., Tegar W. J. Relation between friction and hardness. «Proc. Roy. Soc.», ser. A, v. 212, pp. 440—450.

64. Mordike Barry L. The mechanical properties and friction of carbon and graphite at high temperatures. Proc. of the fourth conference on carbon, London, 1960.

65. Pascoe M. W., Tabor D. The friction and deformation of polymers. «Proc. Roy. Soc.», 1956, v. 235, ser. A.

66. Schallamach A. Friction and abrasion of rubber. «Wear», 1958, v. 2, № 2, p. 85.

67. Shooter K. V., Tabor D. The frictional properties of plastics. «Proc. Phys. Soc.», 1952, v. 393, ser. 12.

68. Spurr A. T. The ploughing contribution to friction «J. Brit. of Appl. Phys.», 1956, v. 7, № 7, pp. 260—261.

69. Tabor D. The mechanism of rolling friction. «Phil. Mag», v. 43, № 1055.

70. Watson H. J. Testing of marine main-propulsion-gear lubricants in Disk machines. «Proc. of the Conference Lubrication and Wear». London, 1957.

СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Наиболее хорошо свариваются малоуглеродистые стали обыкновенного качества (ГОСТ 380—60 *), сталь марки М16С (ГОСТ 6713—53), конструкционные углеродистые качественные стали (ГОСТ 1050—60 *), конструкционные низколегированные стали (ГОСТ 4543—61 *). Разработаны технологические процессы сварки указанных сталей в термообработанном состоянии, высокопрочных низколегированных (например, по ГОСТу 5058—65), многих высоколегированных (например, аустенитных, мартенситного и ферритного классов, ряда алюминиевых, титановых и других сплавов).

ОСНОВНЫЕ ТИПЫ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ И НОМИНАЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ИХ ПРОЧНОСТИ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ПРОДОЛЬНЫХ СИЛ

Существуют две разновидности напряжений, возникающих в сварных соединениях. Напряжения, способствующие передаче рабочих усилий (рис. 1, а, б), называются *рабочими*,

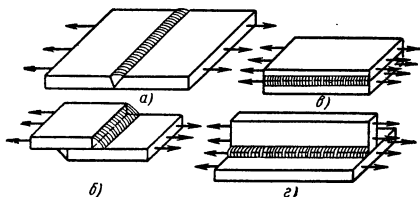


Рис. 1. Рабочие и связующие напряжения в швах

напряжения, направленные вдоль действующего усилия и образуемые вследствие совместной деформации наплавленного и основного металла (рис. 1, в, г), называются *связующими*.

Расчету прочности подлежат рабочие напряжения. Связующие напряжения расчетом на прочность не проверяются.

Основные типы сварных соединений, применяемые при электродуговой и контактной сварке стальных конструкций, приведены в табл. 1, а алюминиевых — в табл. 2. Швы показывают условно стрелками при вычерчивании конструкций в масштабе 1 : 10 и более мелком, и заливкой при масштабе 1 : 10 и более крупном.

Наиболее рационально при дуговой сварке соединение встык с соответствующей подготовкой кромок, зависящей от принятого технологического процесса (автоматическая сварка под флюсом, в среде защитных газов, ручная) и от рода металла: сталь, алюминиевые сплавы и т. д.

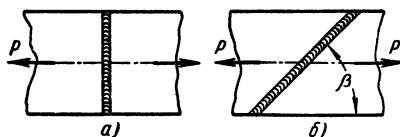


Рис. 2. Соединения встык прямым и косым швами

Рассчитывая прочность соединений встык, все виды подготовки кромок принимают эквивалентными.

Расчетные усилия, допускаемые для соединения встык при прямом шве (рис. 2, а),

$$P = [\sigma']_{рсж} l s, \quad (1)$$

где $[\sigma']_{рсж}$ — допускаемое напряжение для сварного шва при растяжении, соответственно при сжатии; l — длина шва; s — толщина соединяемого металла.

1. Основные типы сварных соединений, применяемые при электродуговой и контактной сварке

Типы швов		Формы подготовки свариваемых кромок в поперечном сечении	Графические знаки типа шва	Изображение сварных швов сверху		Изображение сварных швов в разрезе	Обозначение шва
по форме подготовленных кромок	по характеру выполненного шва			Видимые	Невидимые		
С отбортовкой двух кромок	Односторонние		II				C1
С отбортовкой одной кромки	Односторонние		II				C1a
Без скоса кромки	Двусторонние		II		—		C2
	Односторонние		II				C3
	Односторонние с подкладкой		II				C4
	Односторонние замковые		II				C4a
	Односторонние с подкладкой		II				C7
V-образные	Двусторонние		V				C8
	Односторонние		V				C9
	Односторонние с подкладкой		V				C10
	Односторонние замковые		V				C10a
С криволинейным скосом двух кромок	Двусторонние		U				C11


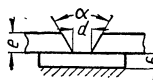
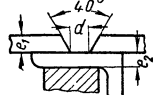
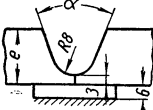
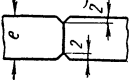
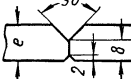
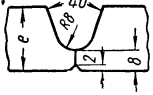
Продолжение табл. 1

Типы швов		Формы подготовки свариваемых крайков в поперечном сечении	Графические знаки типа шва	Изображение сварных швов сверху		Изображение сварных швов в разрезе	Обозначение шва
по форме подготовленных крайков	по характеру выполненного шва			Видимые	Невидимые		
Х-образные	С двумя симметричными скосами двух крайков		×		—		C15
	С двумя несимметричными скосами двух крайков		. *				C16
	С двумя криволинейными скосами двух крайков		Y		—		C17
Контактные	—		I		—		C18
	—		#		—		C19
Без скоса крайков	Двусторонние		Δ				У4
	Односторонние		Δ				У5
Со скосом одной кромки	Двусторонние		∇				У6
	Односторонние		∇				У7
С двумя скосами одной кромки	Двусторонние		K		—		У8
Со скосом двух крайков	Двусторонние		∇				У9

Продолжение табл. 1

Типы швов		Формы подготовки свариваемых кромок в поперечном сечении	Графические знаки типа шва	Изображение сварных швов сверху		Изображение сварных швов в разрезе	Обозначение шва
по форме подготовленных кромок	по характеру выполненного шва			Видимые	Невидимые		
Со скосом двух кромок	Односторонние						У10
Без скоса кромок	Двусторонние						T1
Со скосом одной кромки	Двусторонние						T8
	Односторонние						T9
С двумя скосами одной кромки	Двусторонние						T10
С двумя несимметричными скосами одной кромки	Двусторонние						T11
—	Односторонние с проплавлением						H5
—	Двусторонние точечные				—		H6
—	Односторонние точечные				—		H7
—	Рельефные						H8
—	Роликовые				—		H9
Без скоса кромок	Односторонние сплошные						H10
	Односторонние точечные						H11

2. Соединения алюминиевых сплавов

Эскизы	Размеры	
	$3 < e < 7 \text{ мм},$ $e_1 = e + 1 \text{ мм},$ но не более 6 мм	
	$e > 5 \text{ мм}$ $\alpha = 60^\circ$ $d = 3 \text{ до } 4 \text{ мм}$	$\alpha = 40^\circ$ $d = 6$
	$e_1 > 3 \text{ мм};$ $d \geq 6 \text{ мм};$ должно быть $e_2 > e_1$ или $e_2 \geq 6 \text{ мм}$	
	$e > 20 \text{ мм}$ $\alpha = 40^\circ$	
	$8 < e < 20 \text{ мм}$	
	$e > 12 \text{ мм}$	
	$e > 15 \text{ мм}$	

При современных методах автоматической сварки под флюсом, в среде углекислого газа и высококачественными электродами углеродистых и многих конструкционных низколегированных сталей, высоколегированных аустенитного класса, некоторых алюминиевых сплавов, прямые швы, сваренные встык, обеспечивают равнопрочность с основным металлом. Поэтому косые швы (рис. 2, б) применяют крайне редко (например, в трубах со спиральными швами) — в этом нет необходимости.

Наиболее рациональны швы встык, сваренные заподлицо с основным металлом; утолщение шва, по сравнению с соединяемыми частями, нецелесообразно, так как прочность соединения в целом от этого не только не возрастает, но нередко уменьшается.

Термообработанные стали хорошо свариваются встык. Сварные соединения этих сталей, несмотря на образование в них зоны отжига, в большинстве случаев равнопрочны целому металлу.

Соединения внахлестку выполняются угловыми (валиковыми) швами. В зависимости от направления шва к направлению действующих сил, угловые швы называются лобовыми (рис. 3, а), фланговыми (рис. 3, б), косыми (рис. 3, в), комбинированными (рис. 3, г).

Форма поперечного сечения углового шва бывает нормальной (в виде равнобедренного треугольника, рис. 3, б) или улучшенной (в виде треугольника с основанием, большим, чем высота, рис. 3, в), обеспечивающая плавное сопряжение наплавленного металла с основным. Такая форма достигается механической обработкой шва после сварки.

Наложение угловых швов производится автоматом или вручную. Максимальная длина лобового шва не ограничивается. Длину фланговых швов следует принимать не более $50 k$, где k — длина катета шва.

Принимается $k_{\min} = 3 \text{ мм}$, если толщина металла $s \geq 3 \text{ мм}$.

Расчет прочности угловых швов всех типов производится на срез по критическому сечению, проходящему через биссектрису прямого угла.

Для соединения, состоящего из лобовых и фланговых швов, допускаемое усилие

$$P = \Sigma [\tau']_{cp} 0,7kl = [\tau']_{cp} 0,7kL, \quad (2)$$

где $[\tau']_{cp}$ — допускаемое напряжение для сварного шва при срезе; L — длина всего периметра угловых швов; k — длина катета шва.

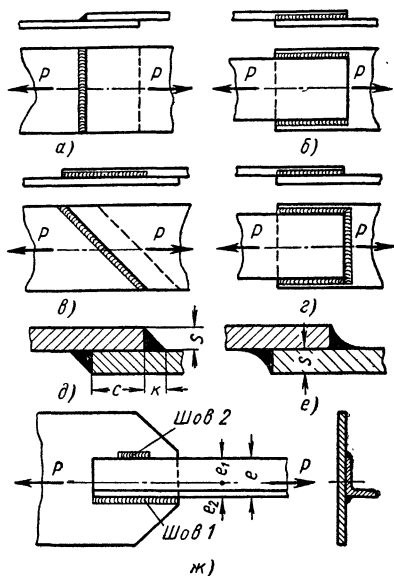


Рис. 3. Соединения угловыми швами

При сварке элементов с несимметричными сечениями, например угловых профилей, усилия, передаваемые на швы 1 и 2 (рис. 3, ж), находятся из уравнений статики:

$$P_1 = P \frac{e_1}{e}; \quad P_2 = P \frac{e_2}{e}. \quad (3)$$

Из показанных на рис. 4 трех типов соединений в тавр соединение по рис. 4, а наиболее простое в технологическом отношении; соединения по рис. 4, б обеспечивают лучшую передачу усилий. Длина катета шва k не должна превышать 1, 2 s , где s — наименьшая толщина сваренных элементов.

Соединения в тавр, как и соединения встык, выполняются дуговой

сваркой автоматически или ручными методами.

При работе элемента на растяжение допускаемое усилие для соединения по рис. 4, а

$$P = 2 [\tau']_{cp} 0,7kl. \quad (4)$$

Для соединения по рис. 4, б при работе элемента на растяжение и сжатие

$$P = [\sigma']_{p,сж} ls. \quad (5)$$

На рис. 4, в показано соединение в тавр, выполненное на автомате

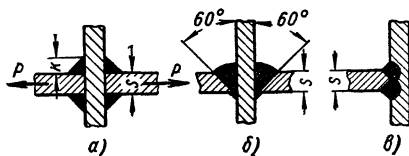


Рис. 4. Соединения в тавр

под флюсом с проплавлением листа. Расчет прочности для требуемой степени проплавления производится так же, как и для соединения по рис. 4, б.

Угловые соединения (рис. 5) являются нерабочими. Они применяются для образования профилей из отдельных элементов.

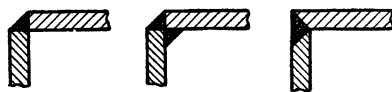


Рис. 5. Соединения угловые

Пробочные соединения (проплавные электрозаклейки, рис. 6, а) допускаются в большинстве случаев в качестве нерабочих. В случае применения установок, обеспечивающих принудительное проплавление, пробочную сварку можно применять для соединения элементов толщиной $s \geq 15$ мм. Если пробочные соединения подвергаются действию срезающих сил, то напряжение определяется по формуле

$$\tau = \frac{P}{i \frac{\pi d^2}{4}} \leq [\tau']_{cp}, \quad (6)$$

где d — диаметр пробки и i — число пробок в соединении.

Проплавленной нахлесточный шов (рис. 6, б), выполняемый автоматической сваркой под флюсом, применяют с целью повышения плотности соединения, а также для передачи рабочих усилий. Проплавлению подвергают элементы небольшой толщины (не свыше 7—8 мм для углеродистых сталей).

Для газовой сварки типичная форма соединений — встык. При толщине свариваемого металла менее 2 мм газовая сварка может производиться

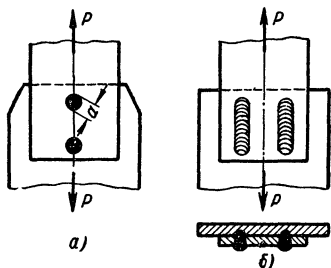


Рис. 6. Соединения проплавные

без присадочного металла путем отбортовки кромок. Соединения, выполняемые газовой сваркой, в промышленности применяют очень редко и лишь для сварки цветных металлов и сплавов.

В среде защитных газов (аргон, углекислый газ) сваривают соединения встык, в тавр, угловые, нахлесточные и проплавные соединения плавящимся электродом при толщине элементов от 1,5—2 мм до самых больших. Для соединений элементов малых толщин, от долей мм, применяют аргоно-дуговую сварку вольфрамовым электродом. В среде аргона вольфрамовым и плавящимся электродами сваривают преимущественно цветные сплавы, высоколегированные стали — аустенитные нержавеющие, теплоустойчивые, жаропрочные и т. д., а в среде углекислого газа — плавящимся электродом — все виды углеродистых сталей, в некоторых случаях стали аустенитного класса.

Как правило, применение дуговой автоматической сварки под флюсом считается целесообразным для соеди-

нений элементов, толщиной $s \leq 50$ мм. При $s > 50$ мм наиболее рационально применение бездуговой электрошлаковой сварки. Последняя позволяет производить укладку швов в вертикальном положении для соединений встык, в тавр и угловых без подготовки кромок. Напряжения в швах, выполненных электрошлаковым способом, не отличаются от напряжений в основном металле.

Контактным стыковым методом можно сваривать заготовки различного профиля в поперечном сечении (круглые сплошные, трубчатые, квадратные, прямоугольные, уголки, тавровые и т. д.), площадь которого достигает нескольких сотен см². Применение этого метода сварки целесообразно для изделий крупносерийного и массового производства.

Соединения при сварке методом трения аналогичны соединениям при контактной стыковой сварке. Ее особенность — концентрированный характер разогрева. Сварка по этому методу рекомендуется в инструментальном производстве, для сварки закладных частей арматуры железобетона и т. д.

При контактной точечной сварке число соединяемых элементов и наибольшая суммарная толщина их зависят от применяемых материалов, машин и режима сваривания.

Диаметр сварной точки, устанавливаемый в зависимости от толщины соединяемых частей, $d = 1,2s + 4$ мм и не превышает величины $1,5s + 5$ мм, где s — наименьшая толщина свариваемых элементов. Рекомендуемое расстояние между точками $a = 3d$, если толщина соединяемых листов $2s$ (рис. 7, а), и $a = 4d$, если толщина $3s$ (рис. 7, б).

Расстояние от ряда сварных точек до ребер жесткости и кромок уголков должно быть не менее $2d$ (рис. 7, в).

Целесообразны соединения двух листов одинаковой толщины (рис. 7, а), одного тонкого листа с толстым (рис. 7, в) и двух тонких, привариваемых к толстому листу (рис. 7, б); приваривание тонкого листа между толстыми технологически нерационально.

Точечная сварка допускает соединения различных профильных элементов, в частности тонкостенных штампованных и гнутых. Как правило, при проектировании следует учитывать возможность расположения электродов с обеих сторон соединяемых частей; однако в ряде случаев возможно применение точечных соединений, свариваемых односторонним способом.

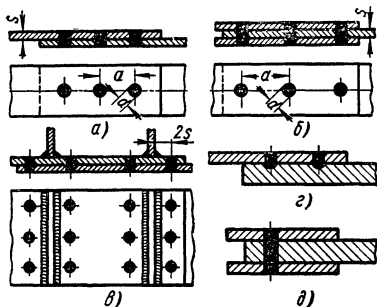


Рис. 7. Соединения, выполненные точечной контактной сваркой

Для точечного соединения, работающего на статические продольные усилия, расчет прочности точек в соединении производится в предположении равномерного распределения усилий между отдельными точками.

Если соединение работает на срез, то напряжение в точке

$$\tau = \frac{P}{i \frac{\pi d^2}{4}} \leq [\tau']_{ср}, \quad (7)$$

где i — число плоскостей среза точек, а если на отрыв, то напряжение в точке

$$\sigma = \frac{P}{i \frac{\pi d^2}{4}} \leq [\sigma]_{отр}. \quad (8)$$

Швы, свариваемые на роликовых машинах, рассчитываются по формуле

$$\tau = \frac{P}{al} \leq [\tau']_{ср}, \quad (9)$$

где a — ширина шва, l — его длина.

На роликовых машинах сваривают элементы малых толщин от долей миллиметра до 2—2,5 мм.

Ультразвуком сваривают соединения из углеродистых и аустенитных

сталей, алюминиевых, медных и других сплавов, причем толщина деталей, как правило, составляет меньше 1 мм. Ультразвуком оформляются точечные и роликовые соединения, рассчитываемые на прочность аналогично соединениям контактной сварки.

Сварка электронным лучом выполняется, как правило, встык при весьма концентрированном разогреве. Этим способом сваривают различные однородные и разнородные металлы — тугоплавкие, высокопрочные стали и т. д., а также неметаллы, например керамические. Расчет прочности этих соединений производится аналогично расчету соединений встык, выполняемых при дуговой или контактной сварке.

РАСЧЕТ ПРОЧНОСТИ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПРИ РАБОТЕ НА ИЗГИБ

Расчет прочности швов, лежащих в плоскости поперечного сечения прикрепляемого элемента, работающих на изгиб, прямоугольного, профильного и других сечений производится по формуле (рис. 8)

$$\tau = \frac{M}{W_{шв}} \leq [\tau']_{ср}; \quad (10)$$

здесь M — расчетный изгибающий момент; $W_{шв}$ — расчетный момент сопротивления сечения швов; $[\tau']_{ср}$ — допускаемое напряжение среза в шве, причем

$$W_{шв} = \frac{J_{шв}}{y_{max}}; \quad (11)$$

$J_{шв}$ — расчетный момент инерции швов, залитых на рис. 8, и y_{max} — наибольшее расстояние от центра тяжести сечения до наиболее удаленного волокна шва;

$$J_{шв} = 0,7J, \quad (12)$$

где J — момент инерции периметра швов, обваривающих прикрепляемый элемент.

Проверка прочности указанных швов по допускаемым напряжениям

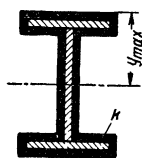


Рис. 8. Соединения, работающие на изгиб

среза обусловлена тем, что наряду с нормальным напряжением σ , вызванным моментом на вертикальном катете шва, на косой его плоскости создается срезающее напряжение τ , которое и является расчетным.

Если прикрепление элемента производится с подготовкой кромок, то расчетные напряжения

$$\sigma = \frac{M}{W} \leq [\sigma]_p, \quad (13)$$

где W — момент сопротивления поперечного сечения основного металла.

Прочность швов, показанных на рис. 8, при действии поперечной силы Q определяется в предположении, что Q воспринимается вертикальными швами и что касательные напряжения распределяются равномерно по длине вертикального шва; следовательно,

$$\tau_Q = \frac{Q}{2 \cdot 0,7kl}, \quad (14)$$

где k — длина катета шва; l — длина вертикального шва.

Расчет угловых швов, лежащих в плоскости действия изгибающего момента (рис. 9, а — в), производится по одной из трех формул в зависимости от принятой гипотезы распределения усилий в соединении.

а) *Расчет швов по способу полярного момента инерции* (рис. 9, а). При этом касательные напряжения от изгибающего момента

$$\tau_m = \frac{M}{J_p} r_{\max}; \quad (15)$$

здесь M — расчетный изгибающий момент; r_{\max} — расстояние от центра тяжести швов до наиболее удаленной точки шва; J_p — полярный момент инерции швов:

$$J_p = J_y + J_z, \quad (16)$$

где J_y , J_z — осевые моменты инерции швов относительно осей y и z .

б) *Расчет угловых швов по способу осевого момента инерции* (рис. 9, б). Касательное напряжение по этому способу вычисляется по формуле

$$\tau_m = \frac{M}{J_z} y_{\max}, \quad (17)$$

где J_z — момент инерции швов отно-

сительно оси z и y_{\max} — расстояние от оси элемента до наиболее удаленной точки шва.

в) *По способу расчленения соединения на составляющие* (рис. 9, в) — горизонтальные и вертикальный швы.

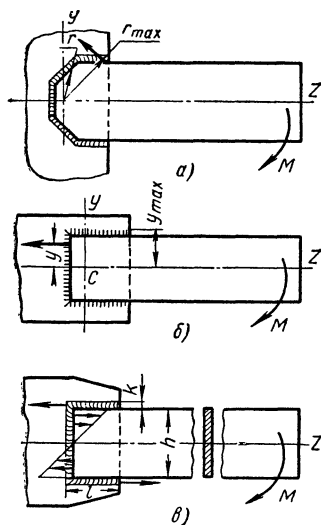


Рис. 9. Соединения, рассчитываемые на изгиб по способам: а — полярного момента инерции; б — осевого момента инерции; в — расчленением на составляющие

Расчетное напряжение

$$\tau_m = \frac{M}{0,7kh^2/6 + 0,7kl(h+k)} \leq [\tau']_{cp}. \quad (18)$$

Значения k , h и l указаны на рис. 9, в.

Принимают, что поперечная сила Q передается на вертикальный шов. Поэтому

$$\tau_Q = \frac{Q}{0,7kh}. \quad (14')$$

Результирующее расчетное касательное напряжение определяется геометрической суммой.

По способам расчета б и в результирующее напряжение

$$\tau_{рез} = \sqrt{\tau_m^2 + \tau_Q^2} \quad (19)$$

При расчете на изгиб точечного соединения (рис. 10, а) можно применять способ расчета полярного или осевого момента инерции.

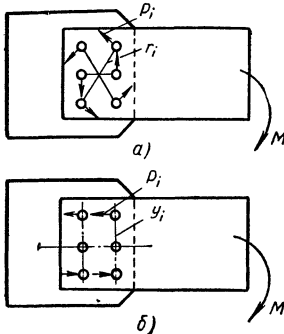


Рис. 10. Расчет на изгиб точечных соединений

По способу полярного момента инерции усилие в наиболее нагруженной точке

$$P_i = \frac{M}{\sum r_i^2} r_{\max}, \quad (20)$$

где r_i — расстояние от точки i до центра тяжести соединения, а r_{\max} — расстояние до наиболее удаленной точки.

По способу осевого момента инерции усилия в наиболее нагруженной точке (рис. 10, б)

$$P_i = \frac{M}{\sum y_i^2} y_{\max}, \quad (21)$$

где y_i — расстояние от точки i до оси элемента и y_{\max} — расстояние до наиболее удаленной точки.

Принимают, что поперечная сила воспринимается в равной мере всеми точками соединения.

Результирующие расчетные усилия определяются геометрической суммой составляющих усилий.

ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

В строительных конструкциях допускаемые для сварных швов напряжения назначаются в зависимости: а) от допускаемых напряжений, принятых для основного металла, б) от технологического процесса и в) от характера действующих нагрузок.

Допускаемые напряжения для швов, выполненных дуговой электросваркой, при действии постоянных нагрузок приведены в табл. 3 и 4.

Допускаемые напряжения находят из уравнения

$$[\sigma]_p = \frac{R_p m}{n}, \quad (22)$$

3. Расчетные сопротивления R_p для сварных швов строительных конструкций в кг/см²

Вид сварных швов	Вид напряженного состояния	Сварка автоматическая, полуавтоматическая и ручная электродами типов		
		Э42, Э42А	Э50А	
		Конструкция из стали		
		Ст. 3 и Ст. 4	14Г2 и 15ХСНД	10ХСНД
Швы встык	Сжатие	2100	2900	3400
	Растяжение, при автоматической сварке	2100	2900	3400
	Растяжение, при полуавтоматической и ручной сварке	1800	2500	2900
	То же, при тщательном контроле качества шва	2100	2900	3400
	Срез	1300	1700	2000
Угловые швы	Сжатие, растяжение, срез	1500	2000	2400

4. Допускаемые напряжения для электросварных швов в зависимости от $[\sigma]_p$ основного металла машиностроительных конструкций

Метод сварки	Для соединения встык		При срезе $[\tau']_{ср}$
	при растяжении $[\sigma']_p$	при сжатии $[\sigma']_{сж}$	
Ручной, электродами Э42	0,9 $[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	0,6 $[\sigma]_p$
Автоматический под слоем флюса; контактный стыковой с оплавлением; ручной, электродами Э42А; в среде защитных газов	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	0,65 $[\sigma]_p$
Примечание. Значения $[\sigma]_p$ в $\kappa\Gamma/\text{см}^2$:			
металлоконструкции промышленных сооружений	Ст. 0 и Ст. 2 1400—1600	Ст. 3 и Ст. 4 1600—1800	
краны	1200—1450	1400—1700	

где R_p — расчетное сопротивление;
 m — коэффициент условий работы;
 n — коэффициент перегрузки.

Например, для подкрановых балок при тяжелом режиме работы $n = 1,3 \div 1,5$, а при прочих режимах $n = 1,1$.

При расчете резервуаров с внутренним давлением $n = 1,2$.

Значение коэффициента условий работы m принимают в зависимости от рода сооружения и условий эксплуатации. Часто принимают $m = 0,8$.

Пример 1. Определить длину швов, прикрепляющих уголок $100 \times 100 \times 10$ мм к косынке. Площадь сечения уголка $F = 19,2 \text{ см}^2$. Соединение проектируется равнопрочным целому металлу (рис. 11, а). Материал — сталь 14Г2; сварка — полуавтоматическая в среде углекислого газа. Допускаемое напряжение в шве при срезе $[\tau']_{ср} = 0,65[\sigma]_p$, где $[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение при растяжении в основном металле.

Допускаемое усилие на уголок

$$P = [\sigma]_p F.$$

Требуемая длина периметра угловых швов при размере катета $k = 10$ мм:

$$L = \frac{P}{0,7k[\tau']_{ср}} = \frac{[\sigma]_p F}{0,7k \cdot 0,65[\sigma]_p} = \frac{19,2}{0,7 \cdot 1 \cdot 0,65} = 42,2 \text{ см.}$$

Длина лобового шва принимается 10 см. Требуемые длины двух фланговых швов

$$l_{\phi} = 42,2 - 10,0 = 32,2 \text{ см.}$$

Требуемая длина шва 2

$$l_2 = 0,7 \cdot 32,2 = 22,5 \text{ см.}$$

Требуемая длина шва 1

$$l_1 = 0,3 \cdot 32,2 = 9,7 \text{ см.}$$

Принимаем $l_2 = 23 \text{ см}$, $l_1 = 10 \text{ см}$.

Пример 2. Полоса сечения 60×40 мм из стали ст.3 нагружена силой $P = 1300 \text{ кГ}$;

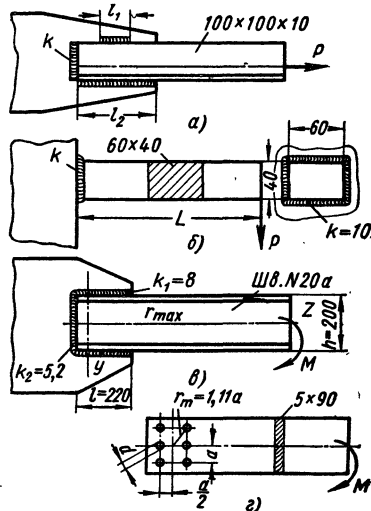


Рис. 11. К примерам расчета сварных соединений на прочность

$L = 160 \text{ мм}$ (рис. 11, б); полоса обварена в месте прикрепления по периметру. Определить требуемый размер катета углового шва при $[\tau']_{ср} = 0,65[\sigma]_p = 0,65 \times 1600 = 1040 \text{ кГ/см}^2$.

Момент сопротивления сечения полосы

$$W = \frac{6,0 \cdot 4,0^2}{6} = 16 \text{ см}^3.$$

Напряжение в полосе от изгибающего момента

$$\sigma = \frac{1300 \cdot 16}{16} = 1300 \text{ кг/см}^2.$$

Момент инерции периметра швов при $h = 10 \text{ мм}$

$$J = 2 \left(\frac{1 \cdot 4^3}{12} + \frac{1^3 \cdot 6}{12} + 6 \cdot 1 \cdot 2,5^2 \right) = 86,66 \text{ см}^4.$$

Расчетный момент инерции швов

$$J_{шв} = 0,7 \cdot 86,66 = 60,66 \text{ см}^4.$$

Момент сопротивления швов

$$W_{шв} = \frac{60,66}{3} = 20,22 \text{ см}^3.$$

Напряжение в швах от момента M

$$\tau = \frac{1300 \cdot 16}{20,22} = 1028 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение в вертикальных швах от Q

$$\tau_Q = \frac{1300}{2 \cdot 0,7 \cdot 1 \cdot 4} = 232 \text{ кг/см}^2.$$

Результирующее напряжение

$$\tau_{рез} = \sqrt{1028^2 + 232^2} = 1053 \text{ кг/см}^2$$

превышает $[\tau]_{ср}$ на 1,3%, что допустимо.

Пример 3. Определить длину горизонтальных швов, прикрепляющих швеллер № 20а, нагруженный на конце моментом $M = 3,2 \text{ т} \cdot \text{м}$ (рис. 11, в). Материал — сталь 15ХСНД. Расчетное сопротивление при растяжении $R_p = 2900 \text{ кг/см}^2$. Коэффициент условий работы $m = 0,8$, коэффициент перегрузки $n = 1,2$.

Допускаемое напряжение в металле полосы

$$[\sigma]_p = 2900 \frac{0,8}{1,2} = 1935 \text{ кг/см}^2.$$

Электроды Э50А, допускаемое напряжение на срез в угловом шве:

$$[\tau]_{ср} = 0,65 \cdot 1935 = 1258 \text{ кг/см}^2.$$

Момент сопротивления сечения швеллера № 20а $W = 166 \text{ см}^3$.

Напряжение в швеллере

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{320000}{166} = 1927 \text{ кг/см}^2.$$

Катеты горизонтальных швов принимаем $h_1 = 8 \text{ мм}$, катет вертикального шва $h_2 = 5,2 \text{ мм}$.

Из формулы (18) находим

$$l = \frac{320000 - \frac{0,7 \cdot 0,52 \cdot 20^2 \cdot 1160}{6}}{0,7 \cdot 0,8 (20 + 0,8) \cdot 1258} = 20,0 \text{ см}.$$

Принимаем $l = 22 \text{ см}$.

Пример 4. Определить напряжения в угловых швах при решении предыдущей задачи по способу осевого момента инерции:

$$J_z = 0,7 \left[\frac{0,52 \cdot 20^3}{12} + 2 \cdot 0,8 \cdot 22 (10 + 0,4)^2 \right] = 2908 \text{ см}^4;$$

$$v_{\max} = 10 + 0,8 = 10,8 \text{ см}.$$

Напряжение в крайнем волокне шва

$$\tau = \frac{320000}{2908} \cdot 10,8 = 1189 \text{ кг/см}^2.$$

Пример 5. Определить напряжения в угловых швах предыдущей задачи по способу полярного момента инерции.

Абсцисса центра тяжести относительно вертикальной кромки швеллера

$$X = \frac{\Sigma \Delta F x}{\Sigma \Delta F} = \frac{-0,52 \cdot 20 \cdot \frac{0,52}{2} + 22 \cdot 0,8 \cdot 2 \cdot 11}{0,52 \cdot 20 + 22 \cdot 0,8 \cdot 2} = 8,5 \text{ см}.$$

Момент инерции швов относительно оси Y

$$J_y = \left[0,52 \cdot 20 (0,26 + 8,5)^2 + 2 \frac{22^3 \cdot 0,8}{12} + 22 \cdot 0,8 (11 - 8,5)^2 \right] \cdot 0,7 = 1630 \text{ см}^4.$$

Полярный момент инерции швов

$$J_p = J_z + J_y = 2908 + 1630 = 4538 \text{ см}^4.$$

Расстояние от центра тяжести швов до наиболее удаленной точки

$$r_{\max} = \sqrt{10,8^2 + (22 - 8,5)^2} = 17,3 \text{ см}.$$

Расчетное напряжение

$$\tau = \frac{320000}{4538} \cdot 17,3 = 1220 \text{ кг/см}^2.$$

Пример 6. Определить напряжение в точечном прикреплении (рис. 11, в) полосы при условии равнопрочности его целому металлу. Сечение полосы $5 \cdot 90 \text{ мм}^2$; полоса нагружена изгибающим моментом M . Допускаемое напряжение в основном металле $[\sigma]_p$, в точечном соединении при срезе $0,6[\sigma]_p$.

Диаметр точки принимается $d = 1,2s + 4 \text{ мм} = 10 \text{ мм}$. Расстояние между точками $a = 3d = 30 \text{ мм}$.

Момент сопротивления полосы

$$W = \frac{0,5 \cdot 9^3}{6} = 6,75 \text{ см}^3.$$

Допускаемый момент на полосу $M = [\sigma]_p \cdot W = 6,75 [\sigma]_p$.

Полярный момент инерции точек, входящих в состав соединения,

$$J_p = \Sigma F r^2 = F 2 (0,5a)^2 + 4 (1,1a)^2 \approx \approx 5,5a^2 F = 49,5 F \text{ см}^4.$$

Расстояние от центра до наиболее удаленной точки $r_{\max} = 3,35 \text{ см}$.

Касательное напряжение в точке

$$\tau = \frac{6,75 [\sigma]_p}{49,5 \cdot 0,78} \cdot 3,35 = 0,586 [\sigma]_p < 0,6 [\sigma]_p.$$

ЭЛЕМЕНТЫ СВАРНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Сварные балки, работающие на изгиб, проектируются двутаврового, коробчатого и других видов профилей

(рис. 12) с учетом следующих условий: балки должны обладать требуемой жесткостью при заданных допускаемых напряжениях, общей и местной устойчивостью и технологичностью. Целесообразно применение гнутых и штампованных элементов.

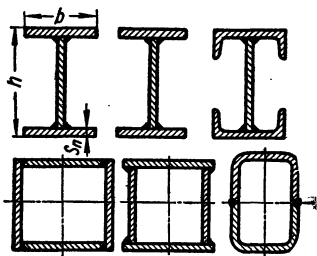


Рис. 12. Поперечные сечения сварных балок

Поясные швы, соединяющие горизонтальные листы с вертикальными (рис. 13, а), конструируются непрерывными для возможности их укладки автоматами. В редких случаях указанные соединения в тавр выполняются с подготовкой кромок (рис. 13, б). Как правило, угловые

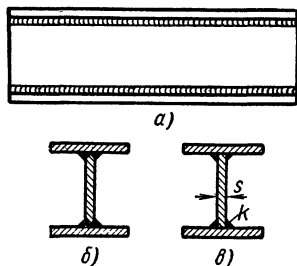


Рис. 13. Поясные швы балок

швы укладываются без предварительной обработки кромок (рис. 13, в). Катет угловых швов $k \geq 3$ мм, но не менее s_{\min} .

Поясные швы балок испытывают напряжения: связующие, обусловленные совместной деформацией наплавленного с основным металлом, и рабочие — от поперечной силы.

Рабочие касательные напряжения в поясных швах балок двутаврового

профиля вычисляются по формуле

$$\tau = \frac{QS}{J \cdot 2 \cdot 0,7k} \quad (23)$$

где Q — расчетная поперечная сила; S — статический момент площади пояса относительно оси, проходящей через центр тяжести сечения (рис. 13, б, в); J — момент инерции сечения балки; k — размер катета шва.

В тех случаях, когда укладка поясных швов производится с подготовкой кромок (рис. 13, б), касательные напряжения в балках находятся по формуле

$$\tau = \frac{QS}{J_s s_g} \quad (24)$$

где s_g — толщина вертикального листа.

Если пояс балки испытывает воздействие сосредоточенных сил, например к поясу приварен рельс, по

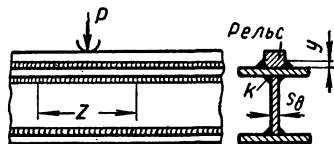


Рис. 14. Работа поясных швов балок под сосредоточенными силами

которому перемещается сосредоточенный груз колеса крановой тележки, то поясные швы проверяют дополнительно на действие сосредоточенной силы, которую условно принимают распределенной по длине балки на протяжении z (рис. 14):

$$z = 3,5 \sqrt{\frac{J_n}{s_g}} \quad (25)$$

где J_n — момент инерции пояса балки с приваренным к нему рельсом относительно их общего центра тяжести.

Напряжение под сосредоточенной силой P

$$\tau_P = \frac{P}{2z \cdot 0,7k} \quad (26)$$

После нахождения τ и τ_P определяют результирующие напряжения по формуле

$$\tau_{рез} = \sqrt{\tau^2 + \tau_P^2} \leq [\tau]_{ср}. \quad (27)$$

Устойчивость вертикального листа обеспечивается постановкой ребер жесткости (рис. 15), расстояние между которыми вычисляется в зависимости от величин нормальных и касательных напряжений, величины сосредоточенной силы, механических свойств стали и размеров балки.

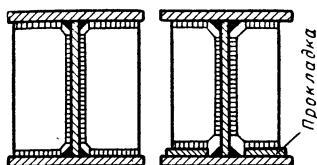


Рис. 15. Швы, приваривающие ребра жесткости к балкам

Ребра жесткости привариваются к вертикальной стенке швами. Последние расчетом прочности не проверяют — размеры их устанавливают из соображений рациональной технологии. Ребра жесткости приваривают к сжатым поясам; в местах соединений ребер с растянутыми поясами швы часто не укладываются, иногда ставятся прокладки. Ребра приваривают к вертикальной стенке по всей их длине или за исключением нижней интенсивно напряженной части балки.

По длине балки нередко предусматриваются стыки элементов, которые

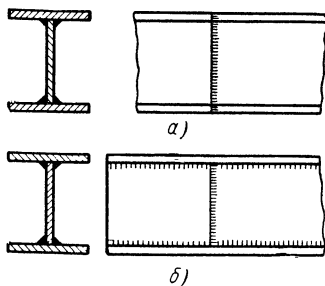


Рис. 16. Универсальные и частичные стыки сварных балок

имеют различные назначения. Технологические стыки предусматриваются, когда отсутствуют прокатные листы требуемой длины, конструк-

тивные стыки — при изменении размеров поперечных сечений балки, монтажные стыки — с целью облегчения транспортировки отдельных частей балок. Монтажные стыки выполняют универсальными (рис. 16, а); причем оба пояса и вертикальный лист балки стыкуются в одном поперечном сечении. Стыки конструктивные и технологические могут быть выполнены частичными (рис. 16, б) и универсальными; в первом случае пояса и вертикальный лист балки стыкуются в разных поперечных сечениях.

В большинстве случаев все виды стыков балки оформляются сваркой встык прямым швом. Если $[\sigma']_p < [\sigma]_p$, то рекомендуется размещать стыки в зонах, где $\sigma < [\sigma']_p$, таким образом, чтобы

$$\sigma = \frac{M}{W} \leq [\sigma']_p. \quad (28)$$

где $[\sigma']_p$ — допускаемое напряжение в сварном шве.

В редких случаях в зонах сварных соединений поперечные сечения балок усиливают добавлением дополнительных листов. При этом момент сопротивления сечения балки в зоне стыка W' возрастает по сравнению с W основного сечения.

Должно быть выполнено условие

$$\sigma = \frac{M}{W'} \leq [\sigma']_p. \quad (28')$$

В значительном большинстве случаев соединения, сваренные встык, удовлетворяют требованию прочности, и сварное соединение может быть выполнено без дополнительного усиления сечения балки.

Нередко легкие конструкции балок сваривают контактной точечной сваркой. На рис. 17, а, б изображены сварные балки, у которых точечные соединения являются связующими, на рис. 17, в — рабочими.

Срезывающее усилие, действующее на точку (рис. 17, ж), находится из условия

$$T = \frac{QS}{J}; \quad (29)$$

здесь Q — поперечная сила; S — статический момент заштрихованной

части сечения относительно оси, проходящей через центр тяжести;
 J — момент инерции всего сечения;

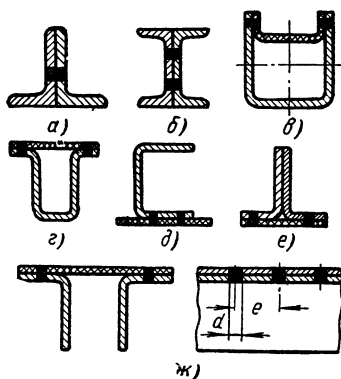


Рис. 17. Связующие и рабочие точечные соединения в балках

e (на рисунке) — расстояние между точками.

Напряжение в точке

$$\tau = \frac{T}{\frac{\pi d^2}{4}} \leq [\tau]_{ср}. \quad (30)$$

Пример. Балка двутаврового профиля из стали 15ГС, $[\sigma]_p = 2200 \text{ кг/см}^2$, защемлена одним концом и нагружена на свободном конце сосредоточенной силой $P = 16\,000 \text{ кг}$; $L = 90 \text{ см}$. Изгибающий

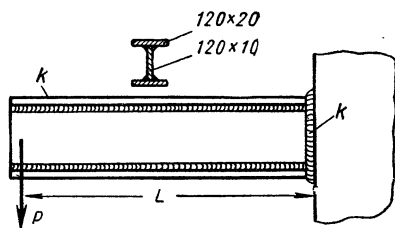


Рис. 18. К примеру расчета сварных соединений

момент $M = PL = 1\,440\,000 \text{ кг·см}$. Размеры сечения указаны на рис. 18. Момент инерции сечения $J = 9280 \text{ см}^4$, момент сопротивления сечения $W = 663 \text{ см}^3$.

Напряжение в балке

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{1\,440\,000}{663} = 2172 \text{ кг/см}^2.$$

Статический момент площади пояса относительно центра тяжести

$$S = 12 \cdot 2 \cdot 14 = 336 \text{ см}^3.$$

Катет шва $h = 6 \text{ мм}$.

Напряжение в шве по формуле (23)

$$\tau = \frac{16000 \cdot 336}{9280 \cdot 2 \cdot 0,7 \cdot 0,6} = 690 \text{ кг/см}^2.$$

Касательные напряжения τ_p от сосредоточенной силы по формуле (26) можно не вычислять при наличии ребра жесткости, установленного под сосредоточенной силой.

Элементы, сжатые центральной силой (стойки), имеют одно из поперечных сечений, показанных на рис. 19.

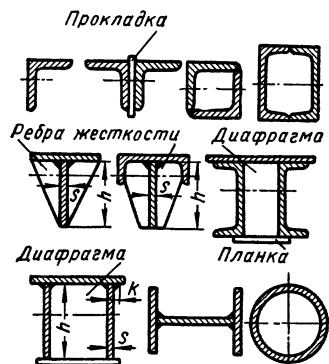


Рис. 19. Типы поперечных сечений стоек

Напряжения в поперечных сечениях стоек проверяются с учетом коэффициента продольного изгиба φ :

$$\sigma = \frac{P}{F\varphi} \leq [\sigma]_p. \quad (31)$$

Значения коэффициента φ выбирают в зависимости от гибкости λ сжатых элементов и марки стали по табл. 5 и 6. Гибкость элемента

$$\lambda = \frac{l}{r}, \quad (32)$$

где l — расчетная длина стойки и r — наименьший радиус инерции поперечного сечения:

$$r_{\min} = \sqrt{\frac{J_{\min}}{F}}; \quad (33)$$

здесь J_{\min} — наименьший момент инерции поперечного сечения, а F — площадь сечения.

5. Значения коэффициента φ продольного изгиба в зависимости от гибкости λ для стали

λ	Величина φ для стали			λ	Величина φ для стали		
	Ст. 3; Ст. 4	Ст. 5	14Г2; 15ХСНД		Ст. 3; Ст. 4	Ст. 5	14Г2; 15ХСНД
10	0,99	0,98	0,98	110	0,52	0,43	0,39
20	0,97	0,96	0,95	120	0,45	0,37	0,33
30	0,95	0,93	0,92	130	0,40	0,32	0,29
40	0,92	0,89	0,89	140	0,36	0,28	0,25
50	0,89	0,85	0,84	150	0,32	0,26	0,23
60	0,86	0,80	0,78	160	0,29	0,25	0,21
70	0,81	0,74	0,71	170	0,26	0,21	0,19
80	0,75	0,67	0,63	180	0,23	0,19	0,17
90	0,69	0,59	0,54	190	0,21	0,17	0,15
100	0,60	0,50	0,46	200	0,19	0,15	0,13

6. Значения коэффициента φ продольного изгиба в зависимости от гибкости λ для цветных сплавов

λ	Величина φ для сплава			λ	Величина φ для сплава		
	АМгМ	АМг6М	АВТ1		АМгМ	АМг6М	АВТ1
10	0,973	0,973	0,996	90	0,465	0,322	0,312
20	0,945	0,946	0,992	100	0,415	0,280	0,252
30	0,917	0,890	0,900	110	0,365	0,243	0,210
40	0,870	0,770	0,780	120	0,327	0,213	0,175
50	0,770	0,664	0,660	130	0,296	0,183	0,150
60	0,685	0,542	0,557	140	0,265	0,162	0,129
70	0,603	0,458	0,463	150	0,235	0,148	0,113
80	0,530	0,387	0,387				

Расчетная длина стойки принимается в зависимости от условий закрепления ее концов (см. схемы

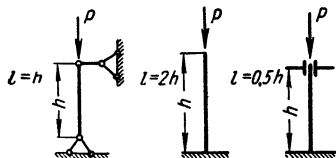


Рис. 20. Расчетные схемы стоек

на рис. 20). Поясные швы стоек сваривают непрерывными угловыми швами. Катет шва $k \geq 3$ мм и $k \geq 0,5 s_{\min}$. Прочность поясных швов стоек вычисляется в зависи-

мости от фиктивной поперечной силы Q , для которой принимаются значения: $Q = 20 F$ кг в конструкциях из стали Ст. 3; $Q = 40 F$ в конструкциях из низколегированных сталей и алюминиевых сплавов, где F — площадь в см².

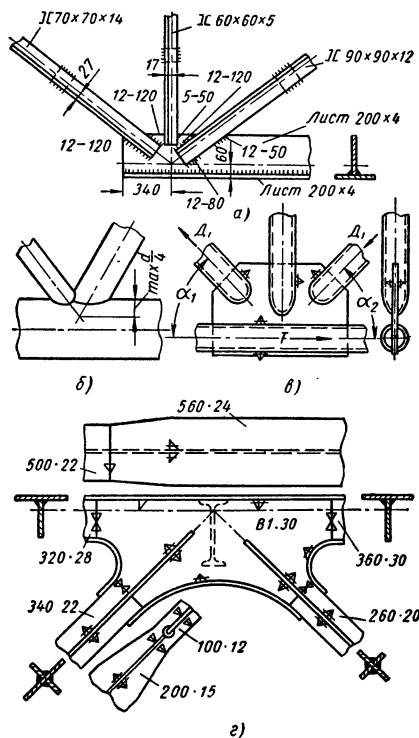


Рис. 21. Сварные узлы ферм

Расчетные напряжения в поясных швах (см. рис. 13) определяются по формуле

$$\tau = \frac{QS}{J \cdot 2 \cdot 0,7k} \quad (23')$$

В большинстве случаев напряжения τ в стойках малы и значительно ниже допускаемых.

Примеры узлов ферм со сварными соединениями приведены на рис. 21.

При конструировании узлов без косынок должно быть обеспечено центральное прикрепление каждого

элемента в узле и удобство наложения швов. Узел по рис. 21, а сконструирован из элементов таврового и уголкового профилей, по рис. 21, б — из трубчатых профилей. Расчет прочности сварных соединений производится согласно общим правилам (см. стр. 45).

В узлах с прокладкой (рис. 21, в) определяют напряжения в швах, при-

Кольцевые швы также целесообразно (из условий требований плотности) сваривать встык. Для облегчения технологического процесса в большой группе сосудов значительного габарита применяют соединения внахлестку (рис. 23, в).

Напряжения в сваренных встык продольных швах цилиндрических круглых сосудов при малой толщине

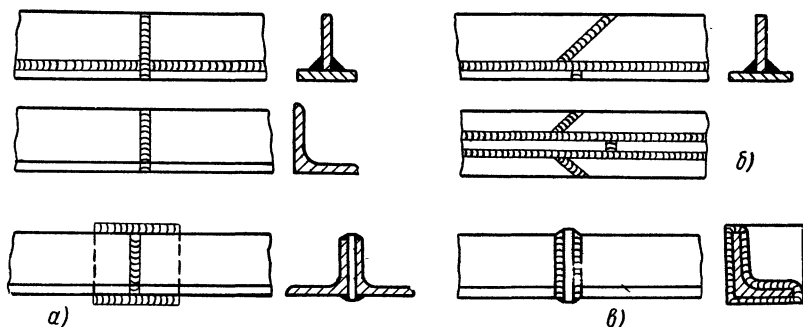


Рис. 22. Сварные стыки поясов ферм

крепляющих элементы к косынке, согласно общим принципам (см. стр. 45). Горизонтальные швы, прикрепляющие косынку к поясу, проверяются на прочность по усилию $T = D_1 \cos \alpha_1 + D_2 \cos \alpha_2$, где D_1 , D_2 — усилия в раскосах; α_1 и α_2 — углы их наклона к горизонту.

В узлах, имеющих вставки (рис. 21, в), стыковые швы конструируются равнопрочными основному элементу пояса. Если расчетное напряжение $\sigma \geq [\sigma']_p$, то возможно применение косых стыковых швов.

Стыки элементов поясов ферм выполняют, как правило, сваркой встык (рис. 22, а—в). В некоторых случаях, если сечение пояса состоит из парных уголков, в месте стыка ставят прокладки. Сжатые элементы иногда стыкуют через прокладки.

В цилиндрических сосудах продольные швы располагают, как правило, вразбежку (рис. 23, а). Возможна укладка продольного шва в одном сечении сосуда. Продольные швы сосудов во всех случаях целесообразно сваривать встык (рис. 23, б).

стенки сосуда определяют по формуле

$$\sigma = \frac{pD}{2s} \leq [\sigma']_p, \quad (34)$$

а в поперечных швах, сваренных

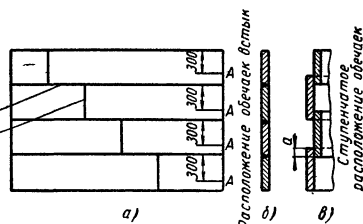


Рис. 23. Сварные соединения сосудов (резервуаров): 1 — поперечный шов; 2 — продольный шов

встык, в аналогичных сосудах — по формуле

$$\sigma = \frac{pD}{4s} \leq [\sigma']_p, \quad (35)$$

где p — давление в сосуде; D — его диаметр; s — толщина стенки.

При изготовлении крупногабаритных листовых конструкций методом

рулонирования соединения листов часто выполняют внахлестку. В случае если сосуд рассчитывается на прочность под давлением жидкости, то давление p на разных его горизонтах является переменным. При этом $p = \gamma h$, где γ — удельный вес жидкости и h — высота ее столба над рассматриваемым горизонтом. С учетом запаса за h принимают расстояние от верхнего уровня жидкости до нижней кромки пояса, прочность которого проверяется.

КОНЦЕНТРАЦИЯ НАПРЯЖЕНИЙ В СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЯХ

Концентрация напряжений в сварных соединениях обусловлена тремя факторами.

а) В результате дефектов технологического процесса в швах образуются неспарвары, поры, шлаковые включения и трещины. Последние нередко возникают при наложении швов в процессе кристаллизации (в особенности при повышенном содержании в наплавленном металле углерода и некоторых легирующих элементов и сварке в условиях низкой температуры), во время остывания, а также после полного охлаждения соединения. Концентрация напряжений от этих факторов имеет нередко место не только в макро-, но и микроскопических объемах металла.

б) Вследствие нерациональной формы швов. Наименьшую концентрацию напряжений имеют соединения, сваренные встык, со снятым усилением и подваром корня шва или при наложении шва с подкладкой.

В угловых швах концентрация напряжений зависит от их формы. Наибольшая концентрация имеет место при выпуклых очертаниях углового шва, в швах с треугольным очертанием она несколько меньше. Рационально применение угловых швов с отношением катетов $\frac{k_1}{k_2} = 2$ или 2,5.

Особенно целесообразна обработка шва фрезой для обеспечения плавного сопряжения наплавленного металла с основным.

в) Вследствие нерациональной конструктивной формы соединений (при-

мер — соединение с фланговыми швами). Если соединяемые элементы имеют относительно небольшую ширину, то распределение напряжений по сечению элемента условно принимается равномерным. Распределение усилий вдоль фланговых швов при этом неравномерно. Если поперечные сечения элементов F_1 и F_2 равновелики, то усилия по длине швов распределяются, как показано на

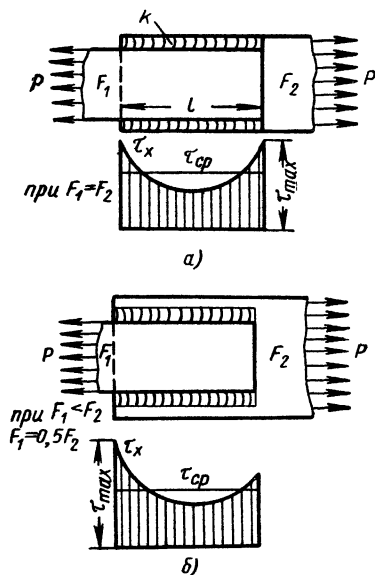


Рис. 24. Распределение напряжений по длине фланговых швов: а — при $F_1 = F_2$ и б — при $F_1 < F_2$

рис. 24, а, и теоретический коэффициент концентрации напряжений при работе металла в пределах упругих деформаций определяется приближенно по формуле

$$\beta_T \approx 0,63 \sqrt{l/0,7k}, \quad (36)$$

где l — длина шва и k — размер его катета.

Если $F_1 < F_2$, то напряжения по длине флангового шва распределяются как показано на рис. 24, б.

Если соединяемые элементы имеют значительную ширину, а длина швов относительно невелика, то распределение нормальных напряжений σ_y по

поперечному сечению их имеет вид, показанный на рис. 25. Теоретический коэффициент концентрации напряжений в этом случае

$$\beta_T \approx 3,3 \frac{\operatorname{cth} 2,3a/b}{b/a}, \quad (37)$$

где b — длина флангового шва и a — половина расстояния между швами.

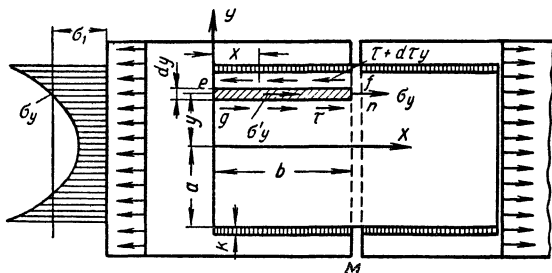


Рис. 25. Эпюры распределения напряжений σ на участке между фланговыми швами

Очень больших значений достигает коэффициент концентрации напряжений в соединениях, выполняемых точечной контактной сваркой. Теоретический коэффициент концентрации напряжений растет с увеличением: а) расстояния между точками, расположенными в ряду, перпендикулярном направлению действующей силы; б) толщины соединяемых листов; в) числа точек, расположенных в продольном ряду по отношению к усилию.

В значительном большинстве видов сварных соединений при деформациях, превышающих ϵ_T (деформация, соответствующая началу текучести), происходит постепенное выравнивание эпюры напряжений. Величина разрушающей нагрузки, как правило, соответствует вычисленной, согласно определению прочности по номинальным напряжениям (см. стр. 45).

ХРУПКАЯ ПРОЧНОСТЬ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Хрупкие разрушения, которые могут наступить в сварных конструкциях, работающих под действием

статических нагрузок, бывают обусловлены: наличием острых концентраторов напряжений и деформаций, вызванных одной из причин, указанных на стр. 57; образованием остаточных деформаций, вызванных сварочным процессом, при низкой окружающей температуре. В большинстве случаев хрупкие разрушения наступают вследствие комплексного воз-

действия всех трех указанных факторов.

Способность сварного соединения сопротивляться хрупким разрушениям зависит от физико-механических свойств металла, главным образом от его пластичности и от способа его обработки. Обработка холодной штамповкой, без последующей термообработки, понижает способность соединения сопротивляться хрупким разрушениям. Понижение окружающей температуры вызывает резкое уменьшение сопротивляемости конструкций хрупким разрушениям.

Образование первичных хрупких разрушений в большинстве случаев имеет место в зонах, где пластические свойства металла исчерпаны, например у корня стыковых швов, на границах шва с основным металлом по зоне сплавления, в зонах концентраторов и т. д.

В некоторых случаях дальнейший рост образовавшихся трещин прекращается, в других — трещины продолжают развиваться. Установлено, что эффект самоторможения трещин, образовавшихся в сварных соединениях, зависит от свойств материала. Чем меньше потенциальная энергия системы, тем более вероятно самоторможение развития трещин. Сопротивляемость распространению трещин уменьшается с увеличением напряжений, приложенных к конструкции, а также при низкой окружающей температуре. На развитие трещин значительное влияние оказывает скорость приложения нагрузки и свойства металла.

СОПРОТИВЛЕНИЕ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПОВТОРНО-ПЕРЕМЕННЫМ (УСТАЛОСТНЫМ) НАГРУЗКАМ

Наиболее высокой способностью сопротивляться воздействию переменных нагрузок обладают хорошо

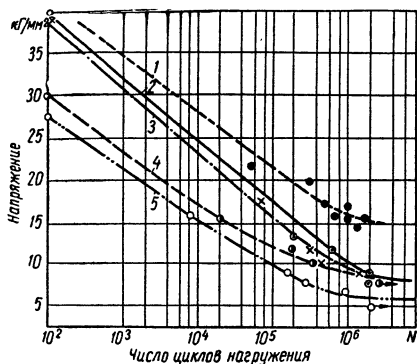


Рис. 26. Кривые усталости швов с непроварами (материал — сталь Ст. 3): 1 — 0%; 2 — 5-10%; 3 — 12-17%; 4 — 24%; 5 — 45-50%

проваренные соединения встык. Незначительный непровар шва резко снижает величину его предела выносливости. На рис. 26 приведены кривые прочности соединений встык из

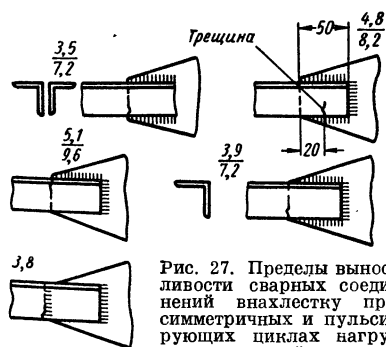


Рис. 27. Пределы выносливости сварных соединений внахлестку при симметричных и пульсирующих циклах нагружения

малоуглеродистой стали, сваренных электродом Э42, в зависимости от числа циклов нагружения и качества провара швов.

Соединения с угловыми швами вследствие концентрации напряжений в них имеют низкий предел выносливости. На рис. 27 показаны испытанные виды соединений; в числителе каждой дроби дано значение предела выносливости в кг/мм² при

А	Схемы типов сварных соединений		β
	Вид в плане	Разрезы	
I	Обработано	Без сварки основного металла	1,0
		Стыковое соединение с обработкой стыкового шва	
II		Технологическим путем	1,2
III		Осуществленный плавный переход от шва к основному металлу	1,33
IV		Без механической обработки, обычного качества	1,4
V		Ручная сварка	1,6
VI		Обрыв стержня	2,0
VII		Обрыв стержня	2,8
VIII		Обрыв стержня	2,3
IX		Обрыв стержня	3,2
X		Обрыв стержня	2,5
XI		Обрыв стержня	3,5
XII		Обрыв стержня	3,0
XIII		Обрыв стержня	4,0
XIV		Обрыв стержня	3,4
XV		Обрыв стержня	4,4
XVI		Обрыв стержня	4,0
XVII		Обрыв стержня	4,9

А — типы соединений и конструкций

Рис. 28. Коэффициенты концентрации напряжений β сварных соединений сталей марок Ст. 3 и 15ХСНД

испытаниях в условиях симметричных циклов, в знаменателе — при пульсирующих. Материал испытанных уголков — малоуглеродистая сталь Ст. 3.

На рис. 28 приведены величины эффективных коэффициентов концентрации β (отношения предела выносливости гладких образцов к пределам выносливости испытываемых соединений из тех же сталей, испытанных при аналогичных условиях нагружения). Сварные соединения из

низколегированных сталей имеют более высокие эффективные коэффициенты концентрации — они более чувствительны к эффекту усталости при работе под переменными нагрузками, по сравнению с малоуглеродистыми сталями. На рис. 29 приведены величины пределов прочности основного

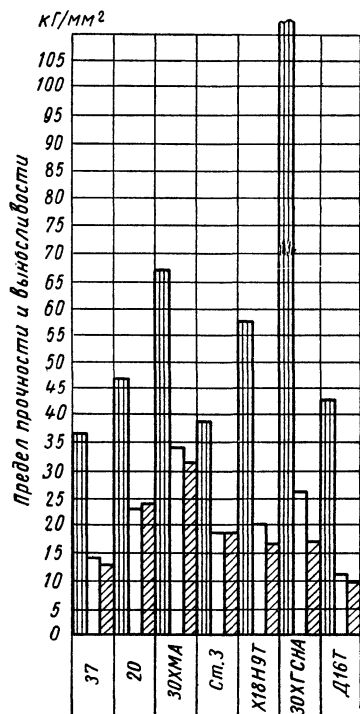


Рис. 29. Пределы выносливости сталей и сплава марки Д16Т при симметричных циклах нагружения

металла (вертикальная штриховка), пределы выносливости основного металла (без штриховки), пределы выносливости сварных соединений, сваренных встык дуговой сваркой (косая штриховка), для разных марок стали и для цветного сплава Д16Т.

На рис. 30 приведены рекомендуемые формы обработки стыковых и угловых швов при работе соединений под переменными нагрузками. В стыковых швах целесообразна обработка поверхностей швов, с целью устра-

нения их утолщения. В угловых швах целесообразны очертания с отношением катетов $(2 \div 2,5) : 1$. Как уже упоминалось, рациональна обработка фрезой, обеспечивающая плавное сопряжение основного металла с наплавленным. На рис. 31 приведены рациональные конструкции балок, предназначенных для работы под переменными нагрузками.

Поперечное сечение балки для удержания концентраторов целесообразно сохранять постоянным по длине l . При необходимости его изменения можно допускать перемены толщины поясов при плавном переходе от толстого листа к тонкому (рис. 31, а). При добавлении к поясам дополнительных листов с целью усиления сечения балок следует предусматривать обработку их концов, как показано на рис. 31, б. Стыки балок сваривают встык. Ребра жесткости не следует приваривать по всей высоте вертикальной стенки, а предусматривать в них скосы и выкружки (рис. 31, в). При креплении горизонтальных планок или ребер жесткости к вертикальным стенкам балок необходимо предусматривать плавные переходы (рис. 31, г). Крепление планок к поясам балок осуществляется применением сварки встык (рис. 31, д) или внахлестку (рис. 31, е). Угловые швы рекомендуется подвергать механической обработке для устранения концентраторов напряжений (рис. 31, ж).

В отношении величины пределов выносливости соединения, сваренные контактной стыковой сваркой, не уступают соединениям встык, сваренным дуговым способом. Прочность под переменными нагрузками связующих точечных соединений достаточно удовлетворительна. Рабочие точки имеют крайне низкую прочность при работе под переменными нагрузками. В табл. 7 приведены эффективные коэффициенты концентрации для связующих точечных соединений, выполненных из сталей разных марок.

Коэффициенты β для рабочих точечных соединений высоки и находятся экспериментальным путем. Для соединений, выполненных роликовой

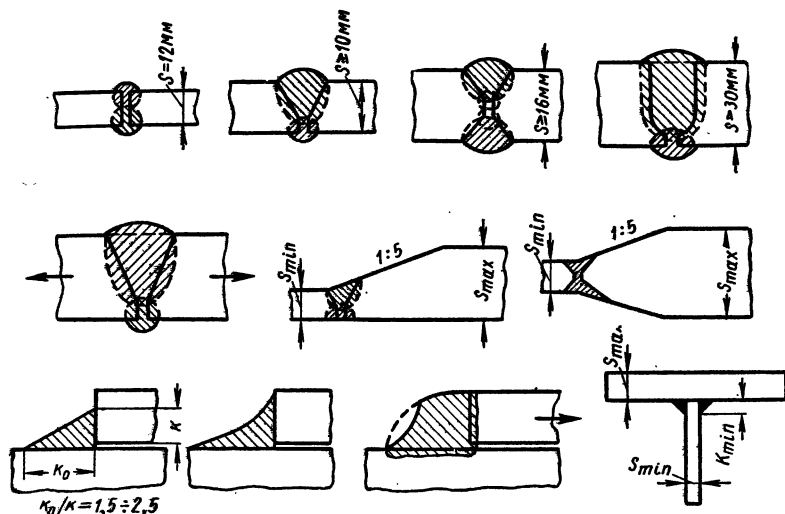


Рис. 30. Рекомендуемые формы стыковых, лобовых и фланговых швов для работы под переменными нагрузками. Для тавровых соединений при $s \leq 14\text{ мм}$ $R_{\min} > 6\text{ мм}$; при $s \leq 25\text{ мм}$ $R_{\min} > 8\text{ мм}$; при $s \leq 36\text{ мм}$ $R_{\min} > 10\text{ мм}$

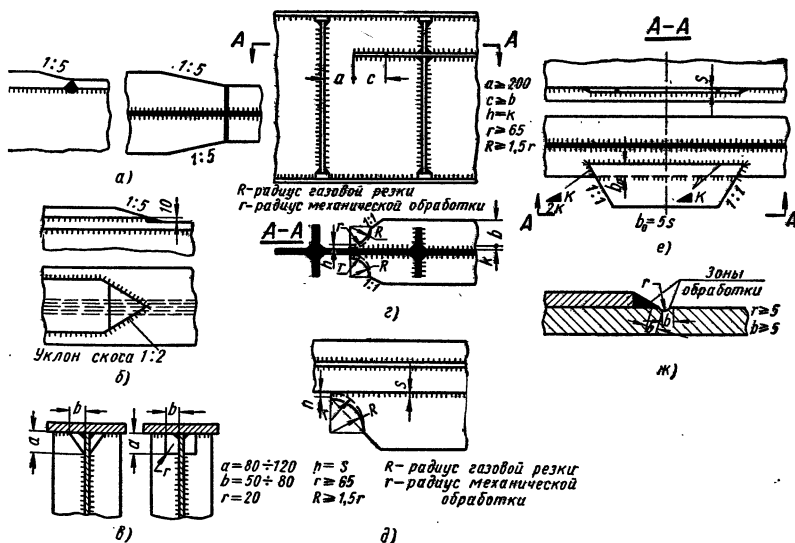


Рис. 31. Рациональное конструктивное оформление балок, работающих под переменными нагрузками

7. Значения эффективного коэффициента концентрации напряжений β для связующих точечных соединений

Марка свариваемого металла	Состояние металла до сварки	Толщина соединяемых элементов в мм	Значения β связующих
30ХГСА	Отжиг	1,5+1,5	1,5
30ХГСА	Закаленная	1,5+1,5	2,4
ВТ1	В состоянии поставки	1,5+1,5	2,0
Х18Н9Т	Без нагартовки	2,0+2,0	2,0
Д16Т	В состоянии поставки (точка сваривались проковкой)	1,2+1,2	2,0

контактной сваркой, значения β также находятся экспериментально.

8. Значения эффективного коэффициента концентрации напряжений β для конструкций, работающих в условиях повторно-переменных нагрузок

Расчетные элементы	Значения β для деталей из	
	малоуглеродистой стали типа Ст. 3	низколегированной стали типа 15ХСНД
Основной металл вдали от сварных швов с прокатными кромками или обработанными механическим путем	1,0	1,0
То же, с кромками, резанными газом	1,1	1,2
Основной металл в элементах таврового, двутаврового и других профилей, сваренных непрерывными продольными швами на автоматах. Усилия направлены вдоль швов	1,0	1,1
Основной металл в месте перехода к стыковому шву с механической обработкой	1,2	1,4
То же, без механической обработки шва	1,5	1,9
Основной металл в месте перехода к лобовому шву. Отношение катетов 1 : 1,5. Шов с механической обработкой	2,0	2,5
То же, шов без механической обработки	2,7	3,3
Основной металл в зоне перехода к фланговому шву, в зависимости от механической обработки	3,5	4,5
Основной металл у ребер жесткости; диафрагмы, приваренные к поясу лобовыми швами с плавными переходами	1,5	1,9
Основной металл у косынок, приваренных встык и в тавр при плавной криволинейной форме перехода, полным проваре и механической обработке шва	1,5	1,9
То же, при отсутствии плавной криволинейной формы перехода, полного провара и механической обработки шва	2,7	3,3
Основной металл у косынок, приваренных внахлестку с обваркой по контуру площади соприкасания, независимо от наличия механической обработки	2,7	3,3
Основной металл в местах изменения ширины и толщины с плавным переходом и с механической обработкой шва	1,5	1,9
То же, без механической обработки шва	2,0	2,5
Стыковые швы с полным проваром корня	1,2	1,4
Угловые лобовые швы	2,0	2,5
Фланговые швы	3,5	4,5

Повышению усталостной прочности сварных соединений способствуют:

а) проектирование конструкции с учетом устранения концентрации напряжений; б) придание швам очертаний, обеспечивающих равномерное распределение в них усилий; в) применение технологического процесса, обеспечивающего в сварных швах отсутствие дефектов в форме непроваров, пор, трещин и т. д.; г) последующая механическая обработка швов механическим путем (обдвка дробью, обработка пневмомолотком, проволочными щетками и т. д.); д) прокатка сварных соединений — для конструкций из некоторых сталей и сплавов; е) создание деконцентраторов, способствующих уменьшению концентрации напряжений в наиболее нагруженных участках; ж) соз-

дание в конструкции «полезных остаточных напряжений сжатия»; 3) проковка сварных точечных соединений.

Допускаемые напряжения в сварных соединениях конструкций, работающих под повторно-переменными нагрузками, устанавливаются в зависимости от коэффициента асимметрии (характеристики) цикла r , рода материала и величины эффективного коэффициента концентрации напряжений β . Допускаемые напряжения в соединениях при переменных нагрузках устанавливаются умножением приведенных в таблицах цифр на коэффициент

$$\gamma = \frac{1}{0,6\beta + 0,2 - r(0,6\beta - 0,2)};$$

здесь $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$, где σ_{\max} , σ_{\min} — наибольшее и наименьшее по абсолютной величине напряжения, взятые каждое со своим знаком.

Значения эффективного коэффициента концентрации β , входящего в эту формулу, приведены в табл. 8.

Для устранения остаточных напряжений иногда конструкции подвергают отжигу в термической печи. В большинстве случаев он не оказывает положительного влияния на прочность. Применение отжига часто вызывает понижение пределов текучести, выносливости и прочности сварных конструкций.

СОПРОТИВЛЕНИЕ СВАРНЫХ КОНСТРУКЦИЙ УДАРНЫМ НАГРУЗКАМ

Ударная вязкость сварных соединений определяется в наплавленном металле и в околошовной зоне (зоне термического влияния). Нередко ударную вязкость наплавленного металла находят путем испытания образцов, изготовленных непосредственно из наплавки. Ударная вязкость основного металла a_n в зоне термического влияния часто уступает ударной вязкости a'_n наплавленного металла. При сварке углеродистой легированной стали a'_n бывает больше a_n . Для повышения ударной вязкости

соединений применяется термообработка. Величины ударной вязкости сварных соединений, выполненных дуговой сваркой, приведены в табл. 9.

9. Ударная вязкость сварных соединений, выполненных дуговой сваркой

Марка стали	Состояние соединения	a'_n в $\text{кг} \cdot \text{м} / \text{см}^2$
Ст. 3	Сварка дуговая без термообработки, ручной процесс . .	10,4
Ст. 3	После высокого отпуса	12,5
Ст. 3	После нормализации	15,6
Ст. 3	После заделки	8,6
Ст. 3	Сварка дуговая без термообработки, автоматическая, под флюсом	10—20
30ХГСА	Сварка дуговая без термообработки . .	7,8—4,2
20ХГС	То же	6,5—1,9
40Х	»	5,3—3,2

Ударная вязкость сварных соединений, выполненных электрошлаковой сваркой, не уступает соединениям, выполненных дуговой сваркой (стали марок 22К, 15К и др.). При применении электродных проволок Св-15Г, Св-10Г2 ударная вязкость имеет следующие значения в $\text{кг} \cdot \text{м} / \text{см}^2$:

$$a'_n = 8,8 \div 11,5 \text{ при } T = 20^\circ \text{С};$$


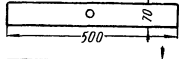


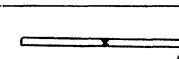
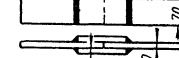
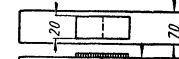
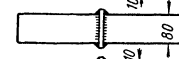
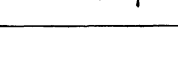
$$a'_n = 7,5 \div 8,8 \text{ при } T = -20^\circ \text{С}.$$

В участках швов укрупненной структуры зерна ударная вязкость существенным образом не меняется.

СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ КОНСТРУКЦИЙ ИЗ АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВОВ

Характеристики прочности сварных соединений алюминиевых сплавов разных марок приведены на рис. 32. Величины пределов выносливости в $\text{кг} \cdot \text{м} / \text{мм}^2$ для разных типов соединений сплава АМг6 даны в табл. 10. Значения эффективного коэффициента концентрации напряжений при переменных нагрузках в соединениях из алюминиевых сплавов ниже, нежели стальных.

10. Пределы выносливости сварных соединений различных типов алюминиевых сплавов АМгб

Типы соединений	Предел выносливости в $\kappa\Gamma/\text{мм}^2$
	9
	6
	7
	6
	2,4
	4,1
	4,5
	4,5
	3,5

При сооружении строительных конструкций принимают величины расчетных сопротивлений для свар-

ных соединений, приведенные в табл. 11.

11. Значения расчетных сопротивлений для сварных соединений из алюминиевых сплавов при сооружении строительных конструкций

Тип шва	Вид напряженного состояния	Расчетные сопротивления R_p в $\kappa\Gamma/\text{мм}^2$			
		АМц	АМг	АМгб	АВТ
Встык	Сжатие	6	9	13	11
	Растяжение	6	9	13	11
	Срез	3,5	5,6	8	6,5
Угловой	Срез	3,5	6	9	7,5

Расчет сварных швов алюминиевых сплавов производится по формулам, приведенным выше.

В табл. 12 даны характеристики механических свойств сплавов, наиболее часто применяемых в строительных конструкциях. Величины расчетных сопротивлений для основного металла приведены в табл. 13.

При проектировании сварных конструкций из алюминиевых сплавов всемерно устраняют возможность образования концентраторов напряжений. При проектировании конструкций из алюминиевых сплавов следует применять соответствующую технологическую подготовку элементов.

12. Характеристики механических свойств алюминиевых сплавов, применяемых в строительных конструкциях

Марка сплава	Вид полуфабриката	Предел прочности σ_B в $\kappa\Gamma/\text{мм}^2$	Относительное удлинение δ в %	Предел выносливости в $\kappa\Gamma/\text{мм}^2$ при $N = 5 \cdot 10^6$	Состояние сплава
АМцМ	Листы, трубы	10—17	16—22	5	Мягкий
АМцП	Листы	16—22	6	6,5	Полунагартованный
АМгМ	Листы, трубы	17—23	10—18	12	Мягкий
АМгП	То же	21—24	4—6	12,5	Полунагартованный
АМгб	Листы, профили	32	15	—	Закаленный
АВТ	Листы	18—20	16—20	—	„
АВТ	Профили	18	14	—	„
АВТ	Трубы	21	14	—	„

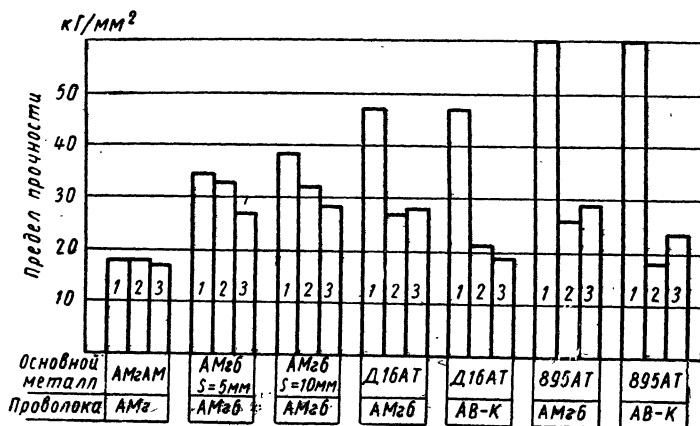


Рис. 32. Диаграмма прочности стыковых сварных соединений алюминиевых сплавов, работающих при растяжении: 1 — основной металл; 2 — сварные соединения с усилением; 3 — сварные соединения без усиления



Рис. 33. Рациональные формы алюминиевых сварных деталей

13. Значения расчетного сопротивления основного металла для сварных соединений из алюминиевых сплавов

Марка сплава	Расчетные сопротивления (основного металла) R_p в кг/мм²
АМгМ	6
АМгП	10
АМгМ	9
АМгП	14
АМгбМ	14
АВТ1 (авиаль закаленный и искусственно состаренный)	17—18

Примечание. Вид напряженного состояния: растяжение, сжатие, изгиб, для всех сплавов, приведенных в таблице.

ла; при этом сварные швы вынесены из зон изменения профилей; на рис. 34 приведен пример угла фермы

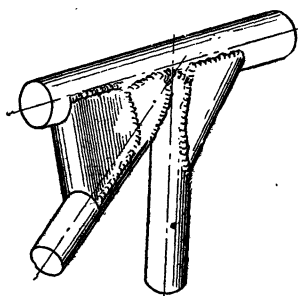


Рис. 34. Сварной узел фермы из алюминиевого сплава

На рис. 33 приведены примеры конструирования элементов конструкций из алюминиевых сплавов с применением профильного материала

из алюминиевых сплавов, на рис. 35 — целесообразные типы соединений в листовых конструкциях с учетом

обеспечения деформативности послед-
них. Сварные соединения алюминие-

малоуглеродистых и низколегирован-
ных сталей многих марок, а также

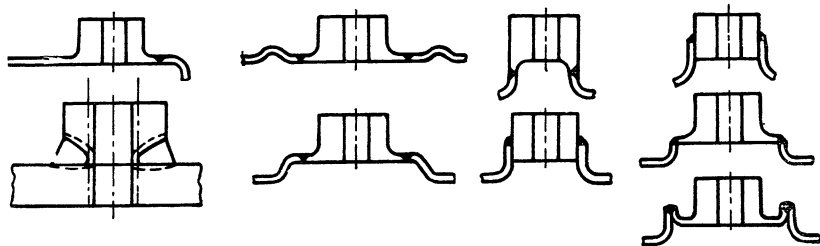


Рис. 35. Сварные детали алюминиевых сварных конструкций

вых сплавов хорошо сопротивляются
ударным нагрузкам при комнатной и
при низких температурах.

ОСТАТОЧНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ И ДЕФОРМАЦИИ В СВАРНЫХ КОНСТРУКЦИЯХ

Напряжения называются собствен-
ными, если они существуют при от-
сутствии внешних сил. В сварных
конструкциях различают собствен-
ные напряжения: температурные,
возникающие в процессе сварки, и
остаточные — после полного остыва-
ния изделия. Остаточные напряже-
ния возникают в результате неоднородной пластической деформации в период остывания конструкции после сварки, а также вследствие фазовых превращений. Влияние последних отсутствует для аустенитных сталей, незначительно для малоуглеродистых сталей, может быть большим для углеродистых и других сталей, если распад аустенита сварного соединения происходит при невысоких температурах. Остаточные напряжения в неблагоприятных случаях могут явиться причиной образования трещин в швах и в околошовных зонах. Образование трещин предупреждается главным образом применением рационального технологического процесса.

В продольных швах (например, сварка профильных элементов) образуются преимущественно одноосные остаточные напряжения, направленные вдоль швов. В конструкциях из

аустенитных, величины остаточных напряжений, направленных вдоль швов, достигают, а иногда превышают предел текучести σ_T . В конструкциях из алюминиевых и титановых сплавов наибольшие величины остаточных напряжений, как правило, не превышают $(0,6 \div 0,7) \sigma_T$.

Примеры образования остаточных напряжений при наплавках по кромке (рис. 36, а) и сварке тавра из стали Ст. 3 показаны на рис. 36, б. При сварке соединений встык и обварке элемента швами по разным направлениям образуются поля двухосных остаточных напряжений. Если сваривают элементы очень больших толщин (сотни мм) в соединениях возникают трехосные остаточные напряжения с большими составляющими σ_x — вдоль шва, σ_y — перпендикулярно шву и σ_z — по толщине изделия.

В случае пластического состояния металла остаточные напряжения не влияют на прочность, если же металл хрупкий (объемные остаточные напряжения, обработка, сопровождаемая пластическим деформированием, т. е. пластические свойства исчерпаны, концентраторы напряжений, низкая температура), то остаточные напряжения становятся опасными.

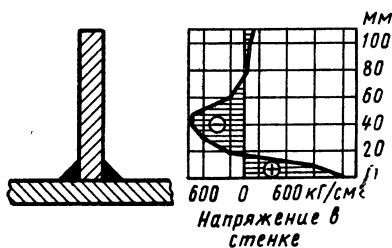
Проектируя сварные конструкции, остаточные напряжения в расчете на прочность не учитывают.

При сварке конструкций возникают деформации продольные, изгиба и от потери устойчивости. Для предотвращения деформаций изгиба после

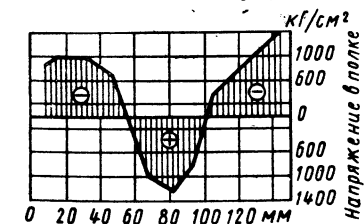
сварки рекомендуется располагать швы так, чтобы пластические дефор-



а)



б)



в)

Рис. 36. Остаточные напряжения в пластинах при сварке малоуглеродистых сталей

мации в зоне швов были симметричными (рис. 37).

Помимо деформаций, вызываемых продольной усадкой, конструкции получают деформации под действием поперечной усадки швов и наплавленного металла, прилегающего к швам. В случае несимметричного рас-

положения швов элементы изгибаются (рис. 38).

Деформации конструкций зависят не только от расположения швов, но и от технологического процесса сварки: величины погонной энергии, последовательности наложения швов и т. д. На деформации элементов

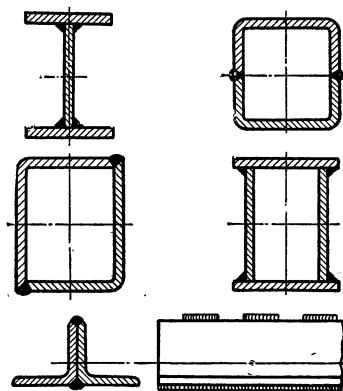


Рис. 37. Рациональное расположение сварных швов в элементах конструкций с целью устранения остаточных деформаций изгиба

влияют собственные остаточные напряжения в заготовке, вызванные технологическими операциями, предшествующими сварке (прокатка, газовая и дуговая резка и т. д.).

Техническими условиями на проектирование и изготовление сварных

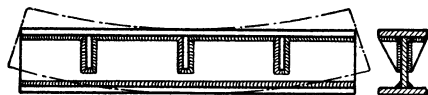


Рис. 38. Остаточные деформации изгиба сварной балки

железнодорожных мостов рекомендованы следующие предельные деформации балок: перекося полки (рис. 39, а) и грибовидность (рис. 39, б) $\Delta = 0,005 B$, причем $\Delta \leq 3$ мм; стрела остаточного прогиба $f = 0,001 l$ (рис. 39, в); остаточные деформации, вызванные закручиванием (рис. 39, г), $\delta = 1$ мм на 1 м длины, но не выше 5 мм при $l \leq 5$ м;

выпучивание стенки балки — не выше 0,003 ее высоты.

Рационализацией технологических процессов можно регулировать деформации конструкций в желательном направлении.

Величины деформаций зависят в значительной мере от фазовых превращений в металле. Швы, укладываемые на элементы из малоуглеродистых, большинства низколегированных и аустенитных сталей, вызывают

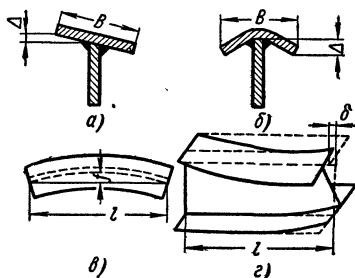


Рис. 39. Примеры остаточных деформаций

усадку — сокращение длины. Если в процессе сварки образуется мартенсит в зоне сварных соединений, то имеет место остаточная деформация обратного знака.

Остаточные деформации тонкостенных конструкций могут быть значительно уменьшены применением прокатки сварных соединений. Отжиг сварных конструкций, как правило, не устраняет остаточных деформаций. При сварке конструкций контактным способом деформации в значительной мере устраняются применением последующей проковки точек.

Приближенный способ определения остаточных деформаций сварных конструкций основан на представлении, что в зонах пластического деформирования образуются растягивающие напряжения, приближающиеся к величине предела текучести σ_T . Таким образом, в указанных зонах возникают усадочные усилия

$$N = \varepsilon_T E \Omega_T, \quad (38)$$

где Ω_T — площадь зоны пластического деформирования; ε_T — относи-

тельная деформация, соответствующая пределу текучести; $\left(\varepsilon_T = \frac{\sigma_T}{E}\right)$;

E — модуль продольной упругости.

Продольная деформация элемента, вызванная симметричной укладкой шва,

$$\delta l = \frac{\varepsilon_T \Omega_T l}{F} = \frac{V}{F}. \quad (39)$$

Для конструкций из малоуглеродистых и низколегированных сталей объем пластического деформирования

$$V = 3,6 \cdot 10^{-6} q l \text{ см}^3, \quad (40)$$

а для конструкций из аустенитных сталей

$$V = 5,1 \cdot 10^{-6} q l \text{ см}^3, \quad (41)$$

где q — погонная энергия источника нагрева в кал/см.

Деформация изгиба, вызванная несимметричной укладкой шва (рис. 40),

$$f = \frac{V e l}{8 J}, \quad (42)$$

где e — расстояние от оси элемента до центра зоны пластичности; l —

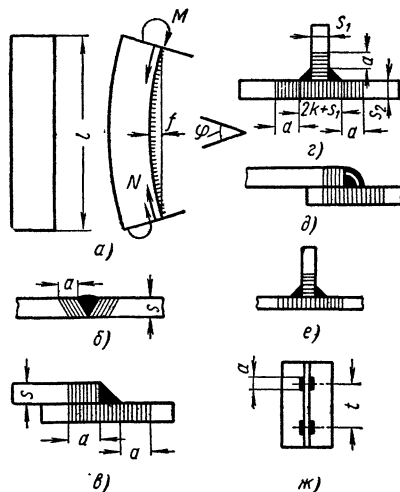


Рис. 40. Примеры соединений и определение околошовных зон деформаций

длина изгибающегося элемента; J — момент инерции его поперечного сечения.

Для однопроходного шва, укладываемого по кромке элемента (рис. 40, а), однопроходного шва в соединении встык (рис. 40, б), внахлестку (рис. 40, в) и в тавр (рис. 40, г) величина погонной энергии может быть вычислена по формуле

$$q = 15000 F_n \text{ кал/см}, \quad (43)$$

где F_n — площадь сечения наплавленного металла в см^2 .

При наложении многопроходных швов внахлестку (рис. 40, д) величина q , определенная по формуле (43), умножается на

$$k = 1 + 85 \varepsilon_T n,$$

где n — число слоев.

Для двух швов в соединении в тавр (фиг. 40, е) величину F_n умножают на 1,15. Если предварительно перед сваркой встык листы резали газом, то вместо q следует принимать величину

$$q' = q - 2500s \text{ кал/см}, \quad (44)$$

где s — толщина листа, свариваемого встык, в см.

Если предварительно разрезались газом листы, свариваемые в тавр, то

$$q' = q - 1250s \text{ кал/см}, \quad (45)$$

где s — толщина полосы в см.

В случае применения прерывистых швов (рис. 40, ж) деформации уменьшаются по сравнению с непрерывными и величину V в формулах (39) и (42) следует заменить величиной

$$V' = V \frac{a + 35 \text{ мм}}{t} \text{ см}^3, \quad (46)$$

где a — длина прерывистого шва в мм; t — расстояние между серединами прерывистых швов в мм.

Формулой (46) можно пользоваться для расчета сварных соединений из малоуглеродистых сталей средних толщин.

В сварных конструкциях из аустенитных и малоуглеродистых сталей

остаточные деформации, как правило, не меняют своей величины с течением времени. Сварные конструкции из некоторых низколегированных сталей, например 30ХГС, 20ХГСНА, 2Х13 и др., изменяют свои размеры в функции времени.

Пример. Определить остаточные деформации укорочения δl и прогиб f при сварке элемента таврового профиля длиной $l = 3 \text{ м}$ при размерах поперечного сечения, указанных на рис. 41. Материал — Ст. 3,

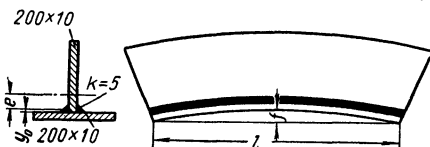


Рис. 41. К примеру определения остаточных деформаций при сварке тавра

$\sigma_T = 2300 \text{ кг/см}^2$. Площадь сечения шва

$$F_n = 0,5^2 \cdot \frac{1}{2} = 0,125 \text{ см}^2$$

$$e = \frac{+20 \cdot 10 - 20 \cdot 1 \cdot 0,5}{20 + 20} = 4,75 \text{ см.}$$

Площадь сечения тавра $F = 40 \text{ см}^2$. Момент инерции тавра относительно центральной оси $J = 1771 \text{ см}^4$.

Погонная энергия при наложении двух однопроходных швов в соединении в тавр

$$q = 15000 F_n \cdot 1,15 = 15000 \cdot 0,125 \cdot 1,15 = 2155 \text{ кал/см.}$$

Для конструкции из Ст. 3 объем пластического укорочения по формуле (40)

$$V = 3,6 \cdot 10^{-8} \cdot 2155 \cdot 300 = 2327 \cdot 10^{-8} \text{ см}^3.$$

Эксцентриситет y_a в тавровом соединении относительно верхней кромки горизонтального листа незначителен; в данном случае он составляет 0,06 см.

Эксцентриситет усадочного усилия относительно центра тяжести тавра

$$= 4,75 + 0,06 \approx 4,8 \text{ см.}$$

Прогиб тавра (рис. 41) определяется по формуле (42):

$$f = \frac{V_{el}}{8J} = \frac{2327 \cdot 10^{-8} \cdot 4,8 \cdot 300}{8 \cdot 1771} = 2,4 \text{ мм.}$$

Продольное сокращение тавра по формуле (39)

$$\delta l = \frac{V}{F} = \frac{2327 \cdot 10^{-8}}{40} = 0,058 \text{ см} = 0,58 \text{ мм.}$$

ЛИТЕРАТУРА И ИСТОЧНИКИ

1. Николаев Г. А. Сварные конструкции. М., Машгиз, 1962.
2. Стрелецкий Н. С. и др. Стальные конструкции. М., Гостройиздат, 1961.
3. Николаев Г. А. Прочность

сварных соединений и расчет сварных конструкций. Изд-во «Высшая школа», 1966.

4. Neumann A. Schweißtechnisches Handbuch für Konstrukteure, Berlin, VEB-Verlag, 1960.

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ С ГАРАНТИРОВАННЫМ НАТЯГОМ

Применение при сборке машин посадок с гарантированным натягом распространено в большей или меньшей мере во всех отраслях современного машиностроения.

Соединение с гарантированным натягом является напряженным. Разборка его связана с приложением больших усилий и сопровождается, как правило, нарушением целостности поверхностного слоя, а в ряде случаев — разрушением элементов соединения.

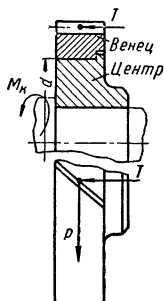


Рис. 1

В зависимости от конструкции узла и условий работы различают две группы соединений.

Группа А. Соединение из двух деталей (рис. 1), охватывающих одна другую с контактом по цилиндрической (реже конической) поверхности диаметром d . При прочих одинаковых условиях напряженность соединения и его прочность зависят от величины натяга (разности диаметров охватываемой и охватывающей деталей). В технической литературе эти соединения именуются «прессовыми посадками».

Группа Б. Соединение из двух (рис. 2), реже — нескольких основных деталей (рис. 3), имеющих поверхностью контакта плоскость, и осуществляемое посредством дополнительных деталей — планок или колец.

Напряженность соединения зависит от величины натяга, определяе-

мого соответствующими размерами охватываемых и охватывающих деталей (на рис. 2 — размер L ; на рис. 3 — размер D). Сборка соединения практически во всех случаях связана с на-

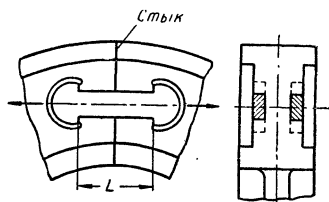


Рис. 2

гревом планок (колец). Оно именуется «соединением стяжками», «соединением анкерами».

Первая группа соединений, более распространенная, применяется при диаметрах поверхности сопряжения d (рис. 1) от 1 до 5000—10 000 мм. Благодаря успехам исследований, достижениям технологии обработки и сборки и простоте конструктивного оформления *прессовые соединения* получают все большее применение, вытесняя шпоночные и другие типы соединений.

Вторая группа соединений, используемая лишь в тяжелом машиностроении (например, для соединения крупных маховиков, станин и т. д.), применяется всё реже в связи с развитием болтовых соединений и общим повышением культуры сборки.

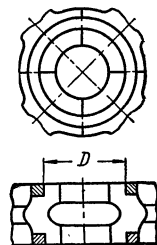


Рис. 3

СОЕДИНЕНИЯ ГРУППЫ А

Назначение соединений. В зависимости от условий нагружения соединение с гарантированным натягом может служить для передачи *осевого усилия, крутящего момента* или их комбинации (см. рис. 1). Иногда пресовая посадка используется в соединениях, аналогичных показанным на рис. 4, и для обеспечения *момента заземления* (шпиров 1 и 2).

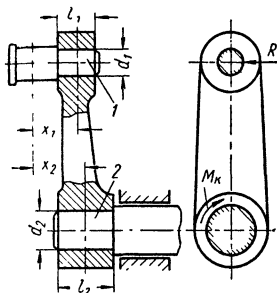


Рис. 4

По способу соединения деталей при пресовых посадках различают: а) соединения, получаемые путем приложения осевой силы, обеспечивающей взаимное смещение сопрягаемых деталей на заданную величину; б) соединения, получаемые за счет температурных деформаций охватывающей и охватываемой деталей (или обеих), свободно, без напряжения введенных одна в другую.

При нагреве охватывающей детали соединение получается за счет ее последующего сжатия; при охлаждении охватываемой — за счет ее расширения. Недефицитность жидкого воздуха и сухого льда (CO_2) сильно расширили область применения посадок с охлаждением, особенно в тех случаях, когда нагрев исключается по условиям термообработки деталей, из-за наличия покрытий или по другим причинам. Применение второго способа решает задачу о посадке и в случаях невозможности применения достаточно мощных механических средств для запрессовки. Необходимые для расчета значения коэффициента линейного расширения

и модуля продольной упругости ряда материалов приведены в табл. 1.

1. Значения коэффициента линейного расширения α и модуля продольной упругости E

Материал	E в кг/мм ²	$\alpha \cdot 10^6$ 1/°C	
		Нагрев	Охлаждение
Сталь и стальное фасонное литье*	20 000—21 000	11	—8,5
Чугунное литье* ($\sigma_v < 20$ кг/мм ²)	7 500—10 500	10	—8
Ковкий чугун*	9 000—15 000	10	—8
Медь	12 500	16	—14
Бронза (оловянная)	8 500	17	—15
Латунь	8 000	18	—16
Алюминиевые сплавы	6 500—7 500	23	—18
Магниева сплавы	3 600—4 700	26	—21
Пластмассы	400—1 600	46—70	—

* При предварительных расчетах для стальных и чугунных деталей можно принимать, что при перепаде температур $\Delta t = 100^\circ\text{C}$ одному миллиметру диаметра сжатия соответствует расширение (сжатие) в 1 мк.

Экспериментальные данные и опыт эксплуатации соединений, полученных за счет тепловых деформаций, показывают, что они прочнее пресовых. Это объясняется сглаживани-



Рис. 5

ем неровностей на сопрягаемых поверхностях деталей при их взаимном осевом смещении (рис. 5), что не имеет места при посадках с нагревом или охлаждением. Протекание операции запрессовки, а также выпрессовки в части изменения усилий в зависимости от взаимного смещения сопрягаемых деталей схематически показано на диаграммах рис. 6.

Диаграммы отражают процесс для двух случаев напряженного состояния сопрягаемых деталей: 1) деформации упругие и 2) деформации пластические.

Диаграмма позволяет оценить усилия: запрессовки P_n ; выпрессовки —

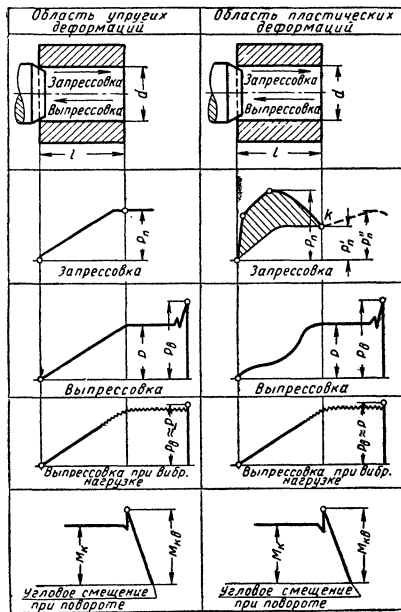


Рис. 6

наибольшее P_{σ} , соответствующее моменту начала осевого смещения, и P — после начала смещения (сдвига).

Для области пластической деформации характерно снижение усилия запрессовки для положения k (усилие P_n), а в отдельных случаях — небольшое повышение усилия (P_n'') при дальнейшем процессе. Заштрихованные участки диаграмм соответствуют работе деформации.

Аналогично диаграммам для усилий выпрессовки на рис. 6 приведены диаграммы крутящих моментов M_k и M_{k0} для случая проворота охватываемой детали относительно охватываемой.

Правильно снятая диаграмма запрессовки является основным пас-

портом соединения — она позволяет достаточно точно оценить качество соединения, соответствие последнему заданным техническим условиям (например, диаграммы запрессовки осей подвижного состава). Отклонения от установленной формы диаграммы свидетельствуют о несоответствии величины натяга, о дефектах формы сопрягаемых поверхностей, об изменении условий смазки и т. д.

Подобные диаграммы позволяют установить также величину коэффициента трения (сцепления) для различных сочетаний материалов, качества обработки и условий сборки.

Эффект сцепления сопрягаемых деталей и его оценка

Прочность прессовых соединений определяется силами сцепления, развивающимися на контактной поверхности по мере возрастания величины натяга. Многообразие факторов, влияющих на величину сцепления (материалы, макро- и микрогеометрия сопрягаемых поверхностей, наличие и сорт смазки, наличие окислов, отклонения формы сопрягаемых поверхностей, вибрации и пр.), заставляет при практических расчетах ограничиваться учетом лишь тех факторов, которые наиболее оправданы экспериментами и практикой эксплуатации соединений.

Используя диаграммы запрессовки и зная размер поверхности контакта, можно оценить величину силы сцепления, отнесенную к единице площади поверхности. Общий вид этой зависимости

$$q = \frac{P}{\pi dl},$$

где d и l — диаметр и длина поверхности контакта (см. рис. 6).

Для практических расчетов предпочитают пользоваться зависимостью, связывающей величину q с давлением (напряжением сжатия) p на контактной поверхности и коэффициентом трения f . Необходимо учитывать, что экспериментально можно определить лишь величину q , а давление p находят из аналитических зависимостей для толстостенных со-

2. Коэффициент трения (сцепления) при посадках с гарантированным натягом

Род посадки	Прессовые посадки					Посадки с нагревом или охлаждением		
	охлаждаемой	Сталь 30—50				Сталь 30—50		
		Сталь 30—50	Чугун СЧ 28—48	Магнито-алюминиевые сплавы	Латунь	Пластмассы	Сталь 30—50 только при нагреве	Чугун СЧ 28—48
Материалы деталей	охлаждающей	Сталь 30—50	Чугун СЧ 28—48	Магнито-алюминиевые сплавы	Латунь	Пластмассы	Сталь 30—50 только при нагреве	Чугун СЧ 28—48
	охлаждающей	Маши- ное масло	—	Всухую	Всухую	Всухую	Маши- ное масло	Всухую
Смазка		Маши- ное масло	—	Всухую	Всухую	Всухую	Маши- ное масло	Всухую
Круговое смещение	f_g	0,08—0,2	0,09—0,17	0,03—0,09	0,04—0,1	0,33	0,13—0,23	0,35—0,40
Осевое смещение	f	0,06—0,13	0,07—0,12	0,02—0,06	—	—	0,08—0,19 0,06—0,12	0,14—0,16
Запрессовка	f_n	0,06—0,22	0,06—0,14	0,02—0,08	0,05—0,1	0,54	—	—

судов, делая ряд ограничений и допущений. Так как $q = pf$, то

$$f = \frac{P}{p \pi d l}.$$

В соответствии с усилиями запрессовки и выпрессовки при опытах и расчетах пользуются следующими коэффициентами трения (сцепления): f_n — коэффициент запрессовки; f_g — коэффициент выпрессовки, соответствующийначальному моменту взаимного смещения (сдвига) деталей; f — коэффициент выпрессовки при установившемся процессе смещения.

Коэффициенты f_g и f необходимо оценивать отдельно для случаев осевого смещения (собственно выпрессовка) и кругового смещения (проворота).

При расчетах прочности соединений обычно используют значения коэффициента f .

При вибрационных нагрузках коэффициент трения следует снизить на 30%.

В табл. 2 приведены для коэффициентов трения обработанные опытные данные, которые можно использовать при расчетах как собственно прессовых посадок, так и посадок с нагревом (охлаждением).

При практических расчетах соединений стальных и чугунных деталей рекомендуется [2] принимать следующие расчетные значения коэффициентов трения: для деталей, собираемых запрессовкой, $f = 0,08$; для деталей, собираемых с помощью температурного деформирования, $f = 0,14$.

Неровности сопрягаемых поверхностей и прочность соединений

Величина неровностей сопрягаемых поверхностей, как упоминалось, существенно влияет на прочность прессового соединения. Уменьшение величины неровностей при прочих одинаковых условиях повышает напряженность прессового соединения и его прочность, что резко сказывается на собственно прессовых соединениях. В расчетах влияние неровностей учитывается снижением

табличного (стандартного) натяга посадки δ_r на некоторую условную величину u , характеризующую сглаживание неровностей при запрессовке. Величина $u \approx 1,2 (h_1 + h_2)$, где h_1 и h_2 — высоты наибольших неровностей на сопрягаемых поверхностях. Значения h приведены в табл. 3. Расчетный натяг $\delta = \delta_r - u$.

3. Наибольшая высота (глубина) неровностей h в мкм при различных методах обработки поверхностей

Т о ч е н и е:	
черновое	16—40
получистовое	6—16
чистовое	2,5—6
С в е р л е н и е:	
получистовое + однократное развёртывание . . .	10—25
чистовое + однократное развёртывание	6—10
чистовое + двухкратное развёртывание	2,5—6
Ш л и ф о в а н и е:	
черновое	16—40
получистовое	6—16
чистовое	2,5—6
тонкое	1—2,5
П р о т я г и в а н и е (с заглаживанием)	
	2—4

Прочность соединений и деформации сопрягаемых деталей

Деформации сопрягаемых деталей зависят от большого числа факторов, совокупное влияние которых на прочность соединений еще не поддается полному учету. Более изучены соединения, у которых обе детали выполнены из стали, гораздо менее — соединения стальных деталей с деталями из других материалов. При прочих одинаковых условиях натяг — основной фактор, определяющий величину и природу деформаций.

При весьма малых величинах натяга посадки δ_r имеет место лишь упругая и пластическая деформации выступов сопрягаемых деталей.

На рис. 7 приведена схематическая диаграмма, связывающая усилие запрессовки P_n с натягом. Прямая a характеризует идеальный случай: отсутствие неровностей на сопрягаемых поверхностях и строго правильная

форма цилиндрической поверхности; работа запрессовки связана здесь лишь с упругими деформациями и трением. Кривая b отражает влияние неровностей при строго правильной форме поверхностей. Кривая c характеризует наличие неровностей и дефектов формы поверхностей. По

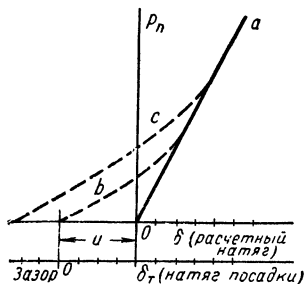


Рис. 7

мере увеличения натяга влияние неровностей и дефектов формы ослабевает, и большая доля затраченной энергии расходуется на работу упругой деформации и на трение. Дальнейшее увеличение натяга приводит к тому, что у одной из деталей (реже у обеих одновременно) напряжение во внутренних слоях превосходит предел текучести σ_T . Для запрессовки

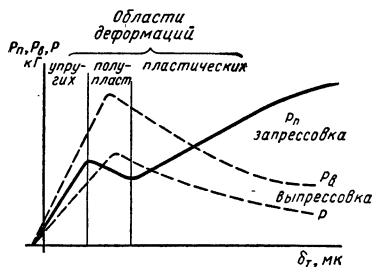


Рис. 8

в этом случае (полупластическое состояние) характерно обычно небольшое падение усилия P_n (рис. 8). Однако по мере того, как пластическая деформация, которой сопутствуют явления наклепа, охватывает все большие кольцевые зоны, усилие запрессовки снова начинает расти. На

рис. 8 показаны все три случая напругенного состояния, причем наряду с кривой для P_n нанесены кривые P_e и P (усилия начала смещения и усилия при установившемся процессе выпрессовки). Усилие $P \approx \frac{2}{3} P_e$.

Влияние смазки сопрягаемых поверхностей

Смазка, не требующаяся для посадки с нагревом, а для посадок с охлаждением в жидком воздухе и недопустимая по условиям безопасности, играет существенную роль при пресовых посадках, предохраняя поверхностный слой сопрягаемых деталей от заедания и обеспечивая однородность посадки в отношении сил сцепления.

Результаты работ отечественных и иностранных исследователей позволяют сделать ряд заключений, частично оправданных и практикой.

При нагреве деталей в муфельных и электрических печах необходимо считаться с тем, что при температурах выше 300—350° С наличие окислов может иногда сделать невозможным разъем соединения без существенного повреждения деталей.

Возможность повторения запрессовки и выпрессовки имеет важное значение для эксплуатации ряда машин. Многолетняя практика заводов транспортного машиностроения и отдельные эксперименты убеждают в допустимости нескольких повторных запрессовок без существенного снижения прочности соединения.

Некоторые эксперименты показали, что для двух-трех запрессовок в отдельных случаях имеет место возрастание как усилий P_n , так и P_e и P .

Скорость запрессовки и выпрессовки оказывает некоторое влияние на величину усилий P_n , P_e и P . При резком повышении скорости (например, с 2 до 20 м/сек) эти усилия несколько падают, особенно при больших натягах (область пластической деформации).

Рекомендуются скорости не выше 2—5 м/сек.

Расчетные зависимости для посадок с гарантированным натягом

При расчете посадок могут быть поставлены следующие задачи — определение: а) прочности соединения; б) напряжений и деформаций в деталях, образующих соединение; в) усилий запрессовки и выпрессовки; г) температурного перепада для случая сборки с нагревом (охлаждением).

Определение прочности соединения (расчетная схема на рис. 9).

Наибольшее осевое усилие, которым может быть нагружено соединение,

$$P = f \pi p d l.$$

Наибольший крутящий момент, которым может быть нагружено соединение,

$$M_k = \frac{f \pi p d^2 l}{2}.$$

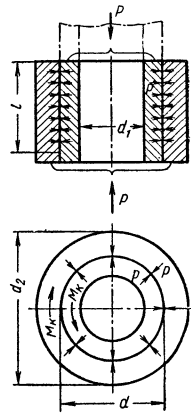


Рис. 9

Давление p связано с расчетным натягом δ зависимостью

$$p = \frac{\delta}{\left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right) d},$$

где

$$c_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1$$

и

$$c_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2;$$

E_1 и E_2 — модули продольной упругости охватываемой и охватывающей деталей; μ_1 и μ_2 — значения коэффициента Пуассона; для стали $\mu \approx 0,3$, для чугуна $\mu \approx 0,25$.

Значения c_1 и c_2 для распространенных в практике отношений $\frac{d_1}{d}$ и $\frac{d}{d_2}$ при $\mu_1 = \mu_2 = \mu = 0,3$ (сталь) даны в табл. 4.

4. Значения коэффициентов c_1 и c_2

$\frac{d_1}{d}$ или $\frac{d}{d_2}$	Коэффициенты		$\frac{d_1}{d}$ или $\frac{d}{d_2}$	Коэффициенты	
	c_1	c_2		c_1	c_2
0,0	0,70 *	—	0,5	1,37	1,97
0,1	0,72	1,32	0,6	1,83	2,43
0,2	0,78	1,38	0,7	2,62	3,22
0,3	0,89	1,49	0,8	4,25	4,85
0,4	1,08	1,68	0,9	9,23	9,83

* Случай, когда охватываемая деталь имеет сплошное сечение.

Используемый в этой формуле расчетный натяг δ определяется по минимальному табличному натягу δ_T с поправками: а) u — на неровность поверхностей; б) u_t — на различие рабочих температур и коэффициентов линейного расширения материалов сопрягаемых деталей; в) u_p — на деформацию деталей от рабочих или инерционных нагрузок, т. е.

$$\delta = \delta_T - (u + u_t + u_p).$$

Поправка u_t подсчитывается по формуле

$$u_t = [\alpha_2 (t_p'' - t) - \alpha_1 (t_p' - t)] d,$$

где α_2 и α_1 — коэффициенты линейного расширения соответственно охватываемой и охватывающей деталей; t_p' и t_p'' — рабочие температуры соответственно охватываемой и охватывающей деталей; t — температура сборочного помещения.

При равенстве рабочих температур сопрягаемых деталей, т. е. при $t_p' = t_p'' = t_p$, формула для u_t принимает вид

$$u_t = (\alpha_2 - \alpha_1) (t_p - t) d,$$

где t_p — рабочая температура соединения.

В быстровращающихся деталях давление на посадочных поверхностях может быть ослаблено центробежными силами [2].

Значение p , при котором на внутренних поверхностях деталей появляются пластические деформации, определяется следующим образом: из теории прочности «максимальных ка-

сательных напряжений» следует, что для охватывающей детали

$$p_2 = \sigma_{T2} \frac{d_2^2 - d^2}{2d_2^2},$$

а для охватываемой детали

$$p_1 = \sigma_{T1} \frac{d^2 - d_1^2}{2d^2},$$

здесь σ_{T2} и σ_{T1} — пределы текучести материалов сопрягаемых деталей.

Явлений пластической деформации нельзя ожидать в тех случаях, когда минимально приемлемый допуск посадки (сумма допусков «отверстия» и «вала»), подсчитанный из условия обеспечения прочности соединения (т. е. по наименьшему значению p) и наибольшего p , соответствующего σ_T , будет больше допуска выбранной (стандартной) посадки.

Для определения усилия P и момента $M_K = \frac{Pd}{2}$ в случае пластических и полупластических деформаций расчет можно вести по зависимостям, общим с упругими деформациями, исходя из значений p_T , соответствующих σ_T материалов деталей.

Для расчетной схемы по рис. 4 наибольший располагаемый момент защемления для шипа 1 ($d_1 \times l_1$)

$$M_{\text{защ}} \approx 0,2pd_1l_1^2$$

должен быть больше момента $M_1 = R x_1$.

Напряжение $\sigma' = \frac{R}{d_1 l_1}$ не учтено

ввиду его малой величины при расчете рассматриваемого соединения.

Аналогичны зависимости и для шипа 2 ($d_2 \times l_2$).

Располагаемый крутящий момент соединения M_K и осевое усилие для шипа $d_2 \times l_2$ не зависят от наличия момента защемления.

Для случаев защемления по рис. 4 рекомендуется брать $l \geq 0,9 d$ во избежание больших посадочных натягов; для случаев защемления по рис. 12 $l \geq 0,7 d$.

Определение напряжений и деформаций в деталях, образующих соединение. На рис. 10 показаны эпюры и значения тангенциальных σ_t и

радиальных σ_r напряжений для охватывающей и охватываемой детали.

Небольшие осевые напряжения в собственно прессовых посадках (в тепловых их нет) не учитываются ввиду малой их величины. Более или менее значительных величин они достигают лишь при особо больших натягах.

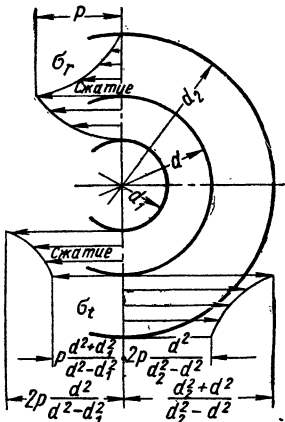


Рис. 10

Увеличение наружного диаметра охватывающей детали

$$\delta_2 = \frac{2pd^2d_2}{E_2(d_2^3 - d^3)}.$$

Уменьшение внутреннего диаметра охватываемой детали

$$\delta_1 = \frac{2pd^2d_1}{E_1(d^3 - d_1^3)}.$$

Последнее необходимо учитывать при разработке технологического процесса, если диаметры d_1 и d_2 ограничены допусками.

Определение усилия запрессовки и выпрессовки

Усилие запрессовки

$$P_n = f_n p \pi d l.$$

Усилие выпрессовки

$$P_e = f_e p \pi d l \text{ и } P = f p \pi d l.$$

Соответственно значениям P_e и P определяются крутящие моменты при провороте

$$M_{\kappa.e} = P_e \frac{d}{2} \text{ и } M_{\kappa} = P \frac{d}{2}.$$

При использовании для области пластических деформаций эмпирических зависимостей с целью определения усилий P_n и P_e , а также P необходимо считаться с рядом ограничений, налагаемых всей обстановкой эксперимента. При массивной охватываемой детали для материала обеих деталей сталь 35—40, если отверстие развернуто, а валик шлифован, получается (после округления значений ряда коэффициентов)

$$P_n = \left(1 - \frac{d}{d_2}\right) \left(20l\sqrt{d} + 0,01d^2\delta_T + 2,5\delta_T\right) \kappa \Gamma,$$

где d , d_2 , l в мм и δ_T в мк.

Соответственно

$$P_e = l \left[\frac{45d^2 \left(0,9 - \frac{d}{d_2}\right)}{\delta_T} + \left(1,1d + 45\right) \left(1 - \frac{d}{d_2}\right) \right] \kappa \Gamma;$$

$$P \approx (0,6 \div 0,7) P_e.$$

Эти зависимости справедливы при $l \approx (1,5 \div 2,5) d$, для $l < 1,5 d$ при подсчетах усилия запрессовки в правую часть формулы для P_e необходимо ввести множитель

$$\sqrt{\frac{l}{1,5d}} = 0,82 \sqrt{\frac{l}{d}}.$$

Момент кручения

$$M_{\kappa.e} = P_e \frac{d}{2}$$

и соответственно

$$M_{\kappa} = P \frac{d}{2},$$

где усилия P_e и P находятся по приведенным выше зависимостям.

Из упрощенных зависимостей для определения усилия запрессовки следует отметить формулы американского стандарта. В пересчете на метрические меры усилие запрессовки $P = 2 \delta_T l$ для стальной ступицы и вала сплошного сечения при $d_2 = 2d$. Соответственно для муфунной ступицы и стального вала $P = 1,15 \delta_T l$. Здесь усилие P в кг, натяг δ_T в мк, длина ступицы l в мм.

Ниже приведены экспериментальные данные [3], относящиеся к

запрессовке стальных валиков в ступицы (втулки) из чугуна, латуни и электрона.

Для области упругих деформаций

$$P_n \approx P_e;$$

$$P_e = al \left(1 - \frac{d^2}{d_2^2} \right) \delta_T;$$

для области пластических деформаций

$$P_n \approx P_e;$$

$$P_e = bl \left(1 - \frac{d}{d_2} \right) \delta_T.$$

Значения коэффициентов a и b приведены в табл. 5

5. Значения коэффициентов a и b

Материал охватывающей детали (втулки)	Коэффициенты		δ_T max при упругих деформациях	Примечание
	a	b		
Латунь типа Л18	1,58	6,00	0,0035d	Всухую Всухую Смазка машинным маслом
Электрон	0,72	2,25	0,0020d	
Чугун HB80	1,60	5,10	0,0022d	

Валик — сталь 35; отверстие развернуто, валик шлифованный.

Определение температурного перепада для случая сборки с нагревом (охлаждением). Температура, до которой должна быть нагрета охватываемая деталь,

$$t_2 \approx \frac{(\delta_T \text{max} + \delta_0) \cdot 10^3}{ad} + t.$$

Температура, до которой должна быть охлаждена охватываемая деталь,

$$t_1 \approx - \frac{(\delta_T \text{max} + \delta_0) \cdot 10^3}{ad} + t,$$

где $\delta_T \text{max}$ — наибольший натяг посадки в мк ; δ_0 — минимально необходимый зазор при сборке в зависимости от веса, размеров деталей и располагаемых приспособлений в мк ; α — коэффициент расширения (сжатия) деталей при нагреве (охлажде-

нии), см. табл. 1; d — диаметр соединения в мм ; t — температура сборочного помещения.

Конструктивные указания

Форма кромок сопрягаемых поверхностей оказывает влияние как на усилия запрессовки, так и на состояние поверхности (задиры).

Мало технологичная форма конца охватываемой детали — скругление

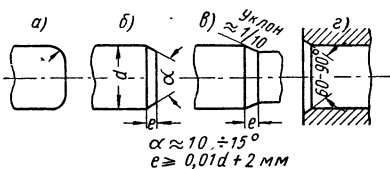


Рис. 11

(рис. 11, а) неблагоприятно сказывается как на усилиях запрессовки P_n , повышая его, так и на усилиях P_e и P , снижая их.

Замена скруглений конусом (рис. 11, б и в) рациональна при условии, если α не будет более $15-20^\circ$, так как иначе растёт P_n и падают P_e и P .

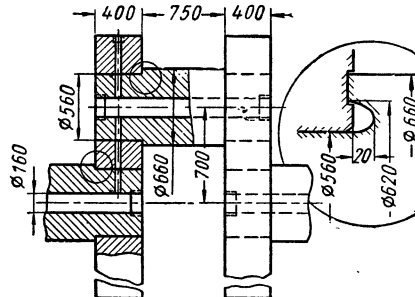


Рис. 12

Форма кромки у охватываемой детали (рис. 11, г) (фаска $45-30^\circ$) имеет лишь то значение, что облегчает центрирование при запрессовке и предохраняет от случайных местных заеданий.

Переходная часть (галтель) запрессовываемых деталей при наличии уступов должна иметь плавное скругление или поднутрение (на больших диаметрах).

На рис. 12 показана часть коленчатого вала крупного газового двигателя с деталями переходной части кривошипных и опорных шеек, посаженных с нагревом щеки.

СОЕДИНЕНИЯ ГРУППЫ Б

Расчет соединения (рис. 13) при заданном усилии P , нагружающем соединение, сводится к расчету: а) стягивающих элементов (планки, кольца); б) элементов, воспринимающих

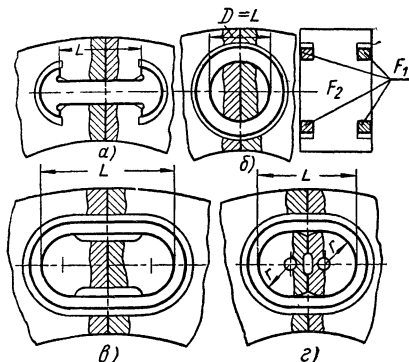


Рис. 13

усилия на скрепляющих деталях (выступы различной формы), и в) температуры нагрева стягивающего элемента.

Стягивание должно обеспечить *неразрывку стыка* сопрягаемых деталей при приложении внешней нагрузки P , причем усилие сжатия $P_{сж}$ на стыке в рабочем состоянии не должно быть менее $(1+\beta)P$, где β колеблется от 0,2 до 0,4 (редко выше).

Напряжение в стягивающем элементе при приложении силы P

$$\sigma = \frac{P(1+\beta)}{F_1}.$$

Соответствующее заданному значению β удлинение (натяг) стягиваемого элемента

$$\lambda \approx L - L_0 = \frac{PL}{E_1 F_1} \left[1 + \beta \left(1 + \frac{E_1 F_1}{E_2 F_2} \right) \right],$$

где L — номинальный размер соединения (длина планки, диаметр кольца); L_0 — размер стягиваемого элемента в холодном состоянии; E_1 и E_2 — модули продольной упругости соответственно стягиваемого элемента и сопрягаемых деталей; F_1 и F_2 — суммарная площадь сечения стягиваемого элемента и площадь стыка сопрягаемых деталей.

При $E_1 = E_2 = E$

$$\lambda = \frac{PL}{EF_1} \left[1 + \beta \left(1 + \frac{F_1}{F_2} \right) \right].$$

Минимально необходимая температура нагрева стягивающей детали

$$t_n = \frac{\lambda}{\alpha L} + t,$$

где α — коэффициент расширения и t — температура рабочего помещения.

Учитывая громоздкость деталей и затруднительность сборки, нагрев ведут на 100—200° С выше расчетного.

Конструктивные формы самих стягивающих элементов планок и колец весьма просты. Однако технологичность всего соединения зависит от формы выступов, воспринимающих усилия. При планках (рис. 13, а) и продолговатых кольцах (рис. 13, в) обработка сложнее (фрезерование). Варианты, показанные на рис. 13, б и г, технологичнее, однако выступ по варианту б менее прочен. Расчет выступов ведется по общим зависимостям сопротивления материалов.

ЛИТЕРАТУРА И ИСТОЧНИКИ

1. Саверин М. А., Саверин М. М. Соединение деталей с гарантированным натягом. Сб. «Детали машин», т. 1.

Под ред. Н. С. Ачеркана. М., Машгиз, 1953.
2. Решетов Д. Н. Детали машин. М., Машгиз, 1961.

РАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

ОБЩАЯ ЧАСТЬ

НОРМАЛЬНЫЕ ЛИНЕЙНЫЕ РАЗМЕРЫ

Номинальным называется основной размер, определяемый функциональным назначением детали и служащий началом отсчета отклонений. В соединении двух деталей номинальный размер, как правило, принимается общим для охватывающей поверхности (отверстия) и охватываемой (вала) и называется номинальным размером соединения. Номинальные линейные размеры (диаметры, длины, высоты и др.) должны назначаться по ГОСТу 6636—60 (табл. 1). Ряды нормальных

линейных размеров образованы в соответствии с рядами предпочтительных чисел по ГОСТу 8032—56 с округлением некоторых чисел. Рекомендуется применение рядов с более крупной градацией входящих в них размеров (т. е. ряд Ra 5 следует предпочитать ряду Ra 10 и т. д.). Величины, приведенные в табл. 1, не распространяются на размеры, зависящие от других принятых величин, и на специальные размеры, установленные в стандартах на конкретные изделия, например на метрические резьбы и подшипники.

1. Нормальные линейные размеры (по ГОСТу 6636—60)

Размеры в мм

Ряды								Ряды							
Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 40	Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 40	Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 40	Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 40
0,010	0,010	0,010	—	0,100	0,100	0,100	0,100	0,040	0,040	0,040	0,040	0,400	0,400	0,400	0,400
		0,011				0,110	0,110			0,042	0,042			0,420	0,420
	0,012	0,012	0,012		0,120	0,120	0,115		0,050	0,050	0,048		0,500	0,500	0,480
		0,014	0,013			0,140	0,130			0,055	0,052			0,520	0,520
			0,014				0,140				0,055			0,550	0,550
			0,015				0,150				0,060				0,600
0,016	0,016	0,016	0,016	0,160	0,160	0,160	0,160	0,060	0,060	0,060	0,063	0,600	0,600	0,600	0,630
			0,017				0,170			0,065	0,065				0,650
		0,018	0,018			0,180	0,180		0,070	0,070	0,070			0,700	0,700
	0,020	0,020	0,019		0,200	0,200	0,190		0,080	0,080	0,075		0,800	0,800	0,750
		0,022	0,021			0,210	0,200			0,085	0,085			0,850	0,850
			0,022		0,220	0,220	0,210			0,090	0,090			0,900	0,900
			0,024				0,240			0,095	0,095				0,950
0,025	0,025	0,025	0,025	0,250	0,250	0,250	0,250	1,0	1,0	1,0	1,0	10	10	10	10
		0,028	0,026			0,280	0,260			1,1	1,05			11	10,5
		0,030	0,028			0,300	0,280			1,15	1,1			11,5	11
	0,032	0,032	0,030		0,320	0,320	0,300		1,2	1,2	1,15		12	12	11,5
		0,034	0,032			0,340	0,320			1,3	1,2			13	12
		0,036	0,034			0,360	0,340			1,4	1,3			14	13
		0,038	0,036				0,360			1,4	1,4			14	14
			0,038				0,380			1,5	1,5			15	15

Продолжение табл. 1

Ряды								Ряды							
Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 40	Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 40	Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 40	Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 40
1,6	1,6	1,6 1,8 2,0 2,2	1,6 1,7 1,8 1,9 2,0 2,1 2,2 2,4	16	16 20 22	16 18 19 20 21 22 24	16 17 18 19 20 21 22 24		125	125 140	125 130 140 150		1250	1250 1400	1250 1320 1400 1500
2,5	2,5	2,5 2,8 3,0 3,5	2,5 2,6 2,8 3,0 3,2 3,4 3,6 3,8	25	25 32 36	25 28 32 36	25 26 28 30 32 34 36 38	160	160 200	160 180 200 220	160 170 180 190 200 210 220 240	1600	1600 2000	1600 1800 2000 2240	1600 1700 1800 1900 2000 2120 2240 2350
4,0	4,0	4,0 4,5 5,0 5,5	4,0 4,2 4,5 4,8 5,0 5,2 5,5 6,0	40	40 50 55	40 42 45 48 50 52 55 60	40 42 45 48 50 52 55 60	250	250 280 320	250 260 280 300 320 340 360 380	250 260 280 300 320 340 360 380	2500	2500 3150	2500 2800 3150 3550	2500 2650 2800 3000 3150 3350 3550 3750
6,0	6,0	6,0 7,0 8,0 9,0	6,3 6,5 7,0 7,5 8,0 8,5 9,0 9,5	60	60 80 90	60 70 80 85 90 95	63 65 70 75 80 85 90 95	400	400 500 560	400 420 450 480 500 530 560 600	400 420 450 480 500 530 560 600	4000	4000 5000	4000 4500 5000 5600	4000 4250 4500 4750 5000 5300 5600 6000
100	100	100 110	100 105 110 120	1000	1000 1120	1000 1060 1120 1180	1000 1060 1120 1180	630	630 800	630 710 800 900	630 670 710 750 800 850 900 950	6300	6300 8000	6300 7100 8000 9000	6300 6700 7100 7500 8000 8500 9000 9500

Примечания: 1. Для размеров в интервале 0,001—0,009 мм установлен следующий ряд: 0,001—0,002—0,003—0,004—0,005—0,006—0,007—0,008—0,009.

2. Для размеров в интервале 10000—20000 мм установлен следующий ряд: 10000—10600—11200—11800—12500—13200—14000—15000—16000—17000—18000—19000—20000.

ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

Характер соединения деталей называется *посадкой* и определяется разностью размеров отверстия и вала, образующих соединение. Если размер отверстия больше размера вала, то разность этих размеров называется *зазором* . Если до сборки дета-

лей размер вала больше размера отверстия, то разность этих размеров называется *натягом* . Посадки подразделяются на три группы: посадки с зазором, посадки с натягом и переходные посадки, при которых возможно получение как натягов, так и зазоров. Для разъемных соединений используются в основном посадки

2. Предпочтительные поля допусков отверстий при размерах 1—500 мм

Обозначение поля допуска отверстия		Отклонения и знаки	Предельные отклонения в мк при номинальных размерах в мм											
1-й ряд	2-й ряд		От 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
	H_1	$B. +$ $H. -$	1 5	1 7	1 8	1 10	2 12	2 14	2 16	3 19	3 22	3 25	4 28	5 32
	P_1	$B. +$ $H. -$	4 2	5 3	6 4	7 5	8 6	9 7	10 8	12 9	14 10	16 11	18 13	20 15
	G	$B. -$ $H. -$	2 13	3 16	4 20	5 24	6 30	7 35	8 40	10 45	12 52	15 60	18 70	20 80
	H	$B. +$ $H. -$	3 7	4 9	4 12	5 14	6 17	7 20	8 23	9 26	10 30	11 35	12 40	15 45
	P	$B. +$ $H. -$	7 3	9 4	11 5	13 6	16 7	18 8	20 10	23 12	27 14	30 16	35 18	40 20
$A = C$		$B. +$ $H. -$	10 0	13 0	16 0	19 0	23 0	27 0	30 0	35 0	40 0	45 0	50 0	60 0
	X	$B. +$ $H. +$	22 8	27 10	33 13	40 16	50 20	60 25	70 30	90 40	105 50	120 60	140 70	160 80
$A_{2a} = C_{2a}$		$B. +$ $H. -$	14 0	18 0	22 0	27 0	33 0	39 0	46 0	54 0	63 0	73 0	84 0	95 0
$A_3 = C_3$		$B. +$ $H. -$	20 0	25 0	30 0	35 0	45 0	50 0	60 0	70 0	80 0	90 0	100 0	120 0
	X_3	$B. +$ $H. +$	32 7	44 11	55 15	70 20	85 25	100 32	120 40	140 50	165 60	195 75	225 90	255 105
$A_{3a} = C_{3a}$		$B. +$ $H. -$	40 0	48 0	58 0	70 0	84 0	100 0	120 0	140 0	160 0	185 0	215 0	250 0
$A_4 = C_4$		$B. +$ $H. -$	60 0	80 0	100 0	120 0	140 0	170 0	200 0	230 0	260 0	300 0	340 0	380 0
	X_4	$B. +$ $H. +$	90 30	120 40	150 50	180 60	210 70	250 80	300 100	350 120	400 130	450 150	500 170	570 190
$A_5 = C_5$		$B. +$ $H. -$	120 0	160 0	200 0	240 0	280 0	340 0	400 0	460 0	530 0	600 0	680 0	760 0

Примечание. Поля допусков отверстий H_1 , P_1 и P предпочтительны в основном для посадок подшипников качения.

3. Предпочтительные поля допусков валов при размерах 1—500 мм
(кроме полей для посадок с натягом)

Обозначение поля допуска вала		Отклонения и знаки	Предельные отклонения в мк при номинальных размерах в мм											
1-й ряд	2-й ряд		От 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
	$C_1 = B_1$	В. Н. —	0 4	0 5	0 6	0 8	0 9	0 11	0 13	0 15	0 18	0 20	0 22	0 25
	Γ	В. Н. +	13 6	16 8	20 10	24 12	30 15	35 18	40 20	45 23	52 25	60 30	70 35	80 40
H		В. Н. +	7 1	9 1	12 2	14 2	17 2	20 3	23 3	26 3	30 4	35 4	40 4	45 5
	Π	В. Н. —	3 3	4 4	5 5	6 6	7 7	8 8	10 10	12 12	14 14	16 16	18 18	20 20
$C = B$		В. Н. —	0 6	0 8	0 10	0 12	0 14	0 17	0 20	0 23	0 27	0 30	0 35	0 40
	D	В. Н. —	3 9	4 12	5 15	6 18	8 22	10 27	12 32	15 38	18 45	22 52	26 60	30 70
X		В. Н. —	8 18	10 22	13 27	16 33	20 40	25 50	30 60	40 75	50 90	60 105	70 125	80 140
	L	В. Н. —	12 25	17 35	23 45	30 55	40 70	50 85	65 105	80 125	100 155	120 180	140 210	170 245
	$C_{2a} = B_{2a}$	В. Н. —	0 9	0 12	0 15	0 18	0 21	0 25	0 30	0 35	0 40	0 47	0 54	0 62
$C_3 = B_3$	X_3	В. Н. —	0 20	0 25	0 30	0 35	0 45	0 50	0 60	0 70	0 80	0 90	0 100	0 120
		В. Н. —	7 32	11 44	15 55	20 70	25 85	32 100	40 120	50 140	60 165	75 195	90 225	105 255
	Π_3	В. Н. —	17 50	25 65	35 85	45 105	60 130	75 160	95 195	120 235	150 285	180 330	210 380	250 440
$C_4 = B_4$	X_4	В. Н. —	0 60	0 80	0 100	0 120	0 140	0 170	0 200	0 230	0 260	0 300	0 340	0 380
		В. Н. —	30 90	40 120	50 150	60 180	70 210	80 250	100 300	120 350	130 400	150 450	170 500	190 570
$C_5 = B_5$		В. Н. —	0 120	0 160	0 200	0 240	0 280	0 340	0 400	0 460	0 530	0 600	0 680	0 760
	X_5	В. Н. —	60 180	80 240	100 300	120 360	140 420	170 500	200 600	230 700	260 800	300 900	340 1000	380 1100

Примечание. Поля допусков валов C_1 и Π предпочтительны в основном для посадок подшипников качения.

с зазором (подвижные соединения или неподвижные при требовании легкой сборки) и переходные (неподвижные соединения при необходимости хорошего центрирования).

Требуемая посадка задается полями допусков (предельными отклонениями) для размеров отверстия и вала. Предельные отклонения отверстий и валов для гладких цилиндрических соединений и плоских соединений с параллельными плоскостями установлены в группе стандартов, образующих систему допусков и посадок ОСТ и объединенных общим вводным стандартом ГОСТ 7713—62*. Для предпочтительного применения из общего числа стандартизованных полей допусков выделены более узкие отборы — два ряда полей допусков (табл. 2 и 3). В первую очередь следует применять поля допусков 1-го ряда. Допускается применение любых комбинаций полей допусков отверстий и валов, указанных в табл. 2 и 3, но наибольшее распространение получили (по технологическим соображениям) посадки в системе отверстия (поле допуска основного отверстия обозначается буквой А с индексом класса точности).

ГЛАДКИЕ КОНИЧЕСКИЕ СОЕДИНЕНИЯ

Под конусом понимают: а) коническую поверхность (в узком смысле — круглую коническую поверхность), б) изделие или часть изделия с конической поверхностью.

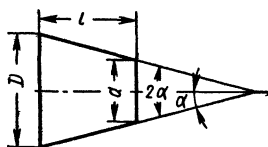


Рис. 1. К определению конусности

Угол конуса 2α (рис. 1) — угол между образующими конуса в осевом сечении.

Угол уклона (в конусе) α (рис. 1) — угол между образующей и осью конуса.

Конусность k — отношение разности диаметров двух поперечных се-

чений конуса к расстоянию между ними (рис. 1):

$$k = \frac{D-d}{l} = 2 \operatorname{tg} \alpha.$$

Основание конуса — круг, образованный пересечением конуса с плоскостью, к которой он примыкает непосредственно или при помощи переходной поверхности. Различают большое и малое основания конуса (рис. 2).

4. Нормальные углы (по ГОСТу 8908—58)

1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд	1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд
0°	0°	0°	30°	30°	30°
	0°30'	0°15'			35°
	1°	0°30'	45°	45°	40°
	2°	0°45'			
3°	1°30'	1°	60°	60°	45°
	2°	1°30'			50°
	2°30'	2°	75°	75°	55°
	3°	2°30'			
5°	5°	5°	90°	90°	60°
	8°	6°			65°
	10°	7°	120°	120°	70°
		8°			75°
15°	15°	15°			80°
	20°	18°			85°
		20°			90°
		22°			100°
		25°			110°

Длина конуса (рис. 2) — расстояние между основаниями конуса.

Большой и малый диаметры конуса (рис. 2) — диаметры соответственно большого и малого основания конуса.

Расчетное сечение конуса (рис. 2) — сечение конуса вблизи одного из его оснований (или совпадающее с основанием), выбираемое в соответствии с условиями работы конического соединения и удобствами измерения.

5. Нормальные конусности (по ГОСТу 8593—57)

Конусность k	Угол		Примеры применения
	конуса 2α	уклона α	
1 : 200 1 : 100	0°17'11" 0°34'23"	0°8'36" 0°17'11"	Конические оправки Конические оправки; конические штифты при больших нагрузках, например шатунные Конические штифты; хвостовики калибров-пробок Посадочные отверстия насадных разверток и зенкеров; конические шейки шпинделей станков Инструментальные конуса; призонные болты; ступицы и втулки ходовых колес; конические оси ходовых колес сельскохозяйственных машин
1 : 50	1°8'45"	0°34'23"	
1 : 30	1°54'33"	0°57'17"	
1 : 20	2°51'51"	1°25'56"	
Конусы Морзе *:			
№ 0 1 : 19,212	2°58'54"	1°29'27"	Инструментальные конуса по ГОСТу 2847—67. Концы шпинделей станков Зубчатые колеса и шкивы на конических валах Закрепительные втулки шарико- и роликоподшипников Концы валов электрических машин Конические оси, полдоси, валики, штуцеры сельскохозяйственных машин Краны арматурные; инструментальные конуса для тяжелых станков; концы шлифовальных шпинделей Легкоразборные соединения; фрикционные муфты; концы валов для крепления аппаратуры в автомобилях; концы шлифовальных шпинделей с наружным конусом Концы шпинделей и оправки для фрезерных станков по ГОСТу 836—62 Легкоразборные соединения; концы шлифовальных шпинделей с наружным конусом Зажимные цанги; головки шпинных болтов Потайные головки заклепок Центровые отверстия; центра станков; керны опор на центрах в приборах; потайные головки винтов и заклепок Потайные головки болтов и заклепок; наружные центра инструментов диаметром до 10 мм Потайные головки винтов и заклепок, клапаны автотракторных двигателей Предохранительный конус центровых отверстий; клапаны автотракторных двигателей
№ 1 1 : 20,048	2°51'26"	1°25'43"	
№ 2 1 : 20,020	2°51'41"	1°25'50"	
№ 3 1 : 19,922	2°52'32"	1°26'16"	
№ 4 1 : 19,234	2°58'31"	1°29'15"	
№ 5 1 : 19,002	3°00'53"	1°30'26"	
№ 6 1 : 19,180	2°59'12"	1°29'36"	
1 : 15	3°49'6"	1°54'33"	
1 : 12	4°46'19"	2°23'9"	
1 : 10	5°43'29"	2°51'45"	
1 : 8	7°9'10"	3°34'35"	
1 : 7	8°10'16"	4°5'8"	
1 : 5	11°25'16"	5°42'38"	
7 : 24 *	16°35'40"	8°17'50"	
(1 : 3,429)	18°55'29"	9°27'44"	
1 : 3			
1 : 1,866	30°	15°	
1 : 1,207	45°	22°30'	
1 : 0,866	60°	30°	
1 : 0,652	75°	37°30'	
1 : 0,500	90°	45°	
1 : 0,289	120°	60°	

* Конусности специального назначения, регламентированные в стандартах на конкретные изделия.

Расчетный диаметр конуса (рис. 2) — диаметр расчетного сечения.

Расчетная длина конуса (рис. 2) — расстояние между большим и малым расчетными сечениями.

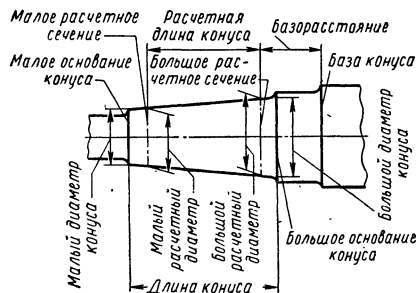


Рис. 2. Основные элементы конуса

База конуса (рис. 2) — перпендикулярная к оси конуса плоскость, по отношению к которой определяются положения сечений конуса.

Базорасстояние конуса (рис. 2) — расстояние от базы конуса до одного из расчетных сечений, принимаемое за основное.

Номинальные угловые размеры должны назначаться в соответствии с рядами нормальных углов по ГОСТу

8908—58 (табл. 4). При выборе углов 1-й ряд следует предпочитать 2-му, а 2-й — 3-му. Табл. 4 не распространяется на угловые размеры, связанные расчетными зависимостями с другими принятыми размерами, и на угловые размеры конусов. **Нормальные конусности** и примеры их назначения приведены в табл. 5.

Допуски на плоские углы и углы конусов должны назначаться по табл. 6

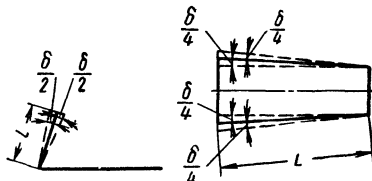


Рис. 3. Допуски на плоские углы конусов

(рис. 3). Они могут быть выражены также в линейных величинах на заданной длине или на всей длине проверяемой поверхности. В этом случае допуски рассчитываются по значениям допусков в угловых величинах, приведенным в табл. 6. При специальных конструктивных требованиях допускается несимметричное расположение предельных отклонений угловых размеров с сохранением стандартной величины допуска (δ).

6. Допуски угловых размеров (по ГОСТу 8908—58)

Интервалы длин обрабатываемых конусов или коротких сторон углов L в мм	Степень точности									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	Предельные отклонения углов $\pm \frac{\delta}{2}$									
Св. До 3	40''	1'	1'30''	2'30''	4'	6'	10'	25'	1°	2°30'
3 до 5	30''	50''	1'15''	2'	3'	5'	8'	20'	50'	2°
5 » 8	25''	40''	1'	1'30''	2'30''	4'	6'	15'	40'	1°30'
8 » 12	20''	30''	50''	1'15''	2'	3'	5'	12'	30'	1°15'
12 » 20	15''	25''	40''	1'	1'30''	2'30''	4'	10'	25'	1°
20 » 32	12''	20''	30''	50''	1'15''	2'	3'	8'	20'	50'
32 » 50	10''	15''	25''	40''	1'	1'30''	2'30''	6'	15'	40'
50 » 80	8''	12''	20''	30''	50''	1'15''	2'	5'	12'	30'
80 » 120	6''	10''	15''	25''	40''	1'	1'30''	4'	10'	25'
120 » 200	5''	8''	12''	20''	30''	50''	1'15''	3'	8'	20'
200 » 320	4''	6''	10''	15''	25''	40''	1'	2'30''	6'	15'
320 » 500	3''	5''	8''	12''	20''	30''	50''	2'	5'	12'
500 » 800	3''	4''	6''	10''	15''	25''	40''	1'30''	4'	10'
800 » 1250	2''	3''	5''	8''	12''	20''	30''	1'15''	3'	8'
1250 » 2000	2''	3''	4''	6''	10''	15''	25''	1'	2'30''	6'

ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Определения основных элементов резьбы

Цилиндрическая резьба — поверхность, образованная при винтовом движении плоского контура по цилиндрической поверхности.

Наружная резьба — резьба, образованная на наружной поверхности.

Внутренняя резьба — резьба, образованная на внутренней поверхности.

Правая резьба — резьба, образованная контуром, вращающимся по часовой стрелке и перемещающимся вдоль оси в направлении от наблюдателя.

Левая резьба — резьба, образованная контуром, вращающимся против

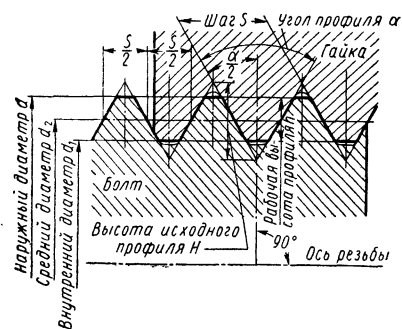


Рис. 4. Основные параметры цилиндрической резьбы

часовой стрелки и перемещающимся вдоль оси в направлении от наблюдателя.

По числу заходов различают **однозаходные** и **многозаходные** (двухзаходные, трехзаходные и т. д.) резьбы.

Ось резьбы (рис. 4) — прямая, относительно которой происходит винтовое движение плоского контура, образующего резьбу.

Профиль резьбы (рис. 4) — контур сечения резьбы в плоскости, проходящей через ось.

Боковые стороны профиля (рис. 5) — прямолинейные участки профиля,

принадлежащие винтовым поверхностям.

Вершина профиля (рис. 5) — участок профиля, соединяющий боковые стороны резьбового выступа.

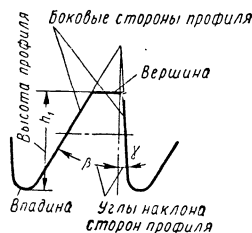


Рис. 5. Элементы профиля резьбы

Впадина профиля (рис. 5) — участок профиля, соединяющий боковые стороны резьбовой канавки.

Угол профиля α (рис. 4) — угол между боковыми сторонами профиля.

Углы наклона сторон профиля β и γ (рис. 5) — углы между боковыми сторонами профиля и перпендикуляром к оси резьбы. Для резьб с симметричным профилем углы наклона сторон равны каждой половине угла профиля $\frac{\alpha}{2}$.

Высота профиля h_1 (рис. 5) — расстояние между вершиной и впадиной профиля в направлении, перпендикулярном к оси резьбы.

Рабочая высота профиля h (рис. 4) — высота соприкосновения сторон профиля наружной и внутренней резьбы в направлении, перпендикулярном к оси резьбы. Для резьб, профиль которых построен исходя из треугольника, различают **высоту исходного профиля H** (рис. 4) — высоту остроугольного треугольника, полученного путем продолжения боковых сторон профиля до их пересечения.

Шаг резьбы S (рис. 4) — расстояние между соседними одноименными боковыми сторонами профиля в направлении, параллельном к оси резьбы.

Ход резьбы t — расстояние между ближайшими одноименными боковыми сторонами профиля, принадлежащими одной и той же винтовой

поверхности, в направлении, параллельном к оси резьбы. Ход резьбы есть величина относительного осевого перемещения винта (гайки) за один оборот. В однозаходной резьбе ход равен шагу, в многозаходной — произведению шага на число заходов n , т. е. $t = Sn$.

Угол подъема резьбы ψ — угол, образованный касательной к винтовой линии в точке, лежащей на среднем диаметре резьбы, и плоскостью, перпендикулярной к оси резьбы:

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{t}{\pi d_2} = \frac{Sn}{\pi d_2}.$$

Наружный диаметр резьбы d (рис. 4) — диаметр воображаемого цилиндра, описанного вокруг вершин наружной резьбы или вписанного во впадины внутренней резьбы.

Внутренний диаметр резьбы d_1 (рис. 4) — диаметр воображаемого цилиндра, вписанного во впадины наружной резьбы или в вершины внутренней резьбы.

Средний диаметр резьбы d_2 (рис. 4) — диаметр воображаемого, соосного с резьбой цилиндра, образующая которого пересекает профиль резьбы в точке, где ширина канавки равна половине номинального шага резьбы. При отсутствии погрешностей резьбы образующая указанного цилиндра пересекает про-

филь резьбы в точках, где ширина выступа равна ширине канавки.

Сбег резьбы (рис. 6) — участок неполного профиля в зоне перехода резьбы к гладкой части детали.

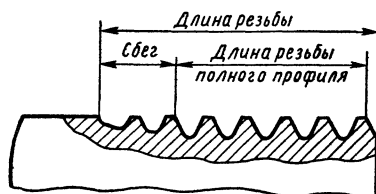


Рис. 6. Длина и сбег резьбы

Длина резьбы (рис. 6) — длина участка поверхности, на котором образована резьба, включая сбег резьбы и фаску.

Длина резьбы полного профиля (рис. 6) — длина участка, на котором резьба имеет полный профиль.

Длина свинчивания — длина соприкосновения винтовых поверхностей наружной и внутренней резьбы в осевом направлении.

Основные размеры цилиндрических резьб

Основные типы стандартизованных цилиндрических резьб и их обозначения указаны в сводной табл. 7.

7. Стандартизованные цилиндрические резьбы

Наименование	Диапазоны		ГОСТ	Примеры обозначения
	диаметров в мм или в дюймах	шагов в мм или в нитках на 1"		
Метрическая	0,25—0,9 1—600	0,075—0,225 0,2—6	9000—59 8724—58 и 9150—59 * 6357—52	M0,8 M24 M24 × 2 Труб. 2"
Трубная цилиндрическая .	1/2—6" (условный размер)	28—11 ниток на 1"		
Трапецидальная	10—640	2—48	9484—60	Трап. 60 × 12
Упорная	10—600	2—24	10177—62	Уп. 80 × 16
Дюймовая с углом профиля 55°	3/16—4"	24—3 нитки на 1"	ОСТ НКТП 1260	1"

* Дюймовая резьба не должна применяться при новом проектировании.

8. Диаметры и шаги метрических резьб с крупным и мелким шагом
(по ГОСТу 8724—58)

Размеры в мм

Диаметры d			Шаги S		Диаметры d			Шаги S	
Ряды			круп- ные	мелкие	Ряды			круп- ные	мелкие
1	2	3			1	2	3		
1; 1,2	1,1 1,4	—	0,25 0,3	0,2 0,2	56	—	55; 58	—	(4); (3); 2; 1,5; 4; 3; 2; 1,5; 1
1,6 2	1,8	—	0,35 0,4	0,2 0,25		64	60 68	62 6	(5,5) 6
2,5 3,0	2,2	—	0,45 0,45 0,5	0,25 0,35 0,35	—		—	65 70	—
4	3,5 — 4,5	—	(0,6) 0,7 (0,73)	0,35 0,5 0,5	72; 80	76	75 (78); (82)	— —	(4); (3); 2; 1,5 6; 4; 3; 2; 1,5; 1 2
5 6	—	(5,5) *	0,8 — 1	0,5 0,5 0,75; 0,5			90; 100 110; 125 140	85; 95; 105; 115 120; 130 150	135 145
8	—	7 9	1 1,25 (1,25)	0,75; 0,5 1; 0,75; 0,5 1; 0,75; 0,5	160 180 200	170 190	155; 165 175; 185 195	—	6; 4; 3; 2
10 12	—	11	1,5 (1,5) 1,75	1,25; 1; 0,75; 0,5 1; 0,75; 0,5 1,5; 1,25; 1; 0,75; 0,5	220 250 280	210 240 260 300	205; 215; 225; 230; 235; 245; 255; 265; 270; 275; 285; 290; 295	—	6; 4; 3
16	14	15	2 — 2	1,5; 1,25 **; 1; 0,75; 0,5 1,5; (1); 1,5; 1; 0,75; 0,5	320 360 400	340 380	310; 330; 350; 370 390	—	6; 4
20	18; 22	17	— 2,5	1,5; (1) 2; 1,5; 1; 0,75; 0,5	450 500	420 480	410; 430; 440; 460; 470; 490; 510; 530; 540; 560; 570; 590	—	6
24	27	25 (26)	— 3 —	2; 1,5 (1) 2; 1,5; 1; 0,75 1,5 ***	550 600	520 580		—	
30	33	(28) (32)	— 3,5 —	2; 1,5; 1 (3); 2; 1,5; 1; 0,75; 2; 1,5					
36	39	35 (38)	— 4	1,5 *** 3; 2; 1,5; 1					
42	45	40; 50	— 4,5	(3); (2); 1,5 (4); 3; 2; 1,5; 1					
48	52	—	5	(4); 3; 2; 1,5; 1					

* Диаметры и шаги резьб, заключенные в скобки, по возможности не применять.

** Резьба $14 \times 1,25$ может применяться только для свечей зажигания.

*** Резьбы $26 \times 1,5$ и $38 \times 1,5$ могут применяться лишь при необходимости в легких конструкциях; резьба $35 \times 1,5$ может применяться лишь для стопорных гаек шарикоподшипников и при необходимости в легких конструкциях.

Для деталей ранее спроектированных конструкций допускается применение резьб с диаметрами 1,7; 2,3 и 2,6 мм и соответствующими шагами по ранее действовавшему ОСТу НКТП 273.

9. Основные размеры метрических резьб с крупными шагами

Диаметр резьбы			Шаг резьбы S	Рабочая высота профиля h	Диаметр резьбы			Шаг резьбы S	Рабочая высота профиля h
наруж- ный d	средний d_2	внутрен- ний d_1			наруж- ный d	средний d_2	внутрен- ний d_1		
1	0,838	0,730	0,25	0,135	12	10,863	10,106	1,75	0,947
1,1	0,938	0,830	0,25	0,135	14	12,701	11,835	2	1,082
1,2	1,038	0,930	0,25	0,135	16	14,701	13,835	2	1,082
1,4	1,205	1,075	0,30	0,162	18	16,376	15,294	2,5	1,353
1,6	1,373	1,221	0,35	0,183	20	18,376	17,294	2,5	1,353
1,8	1,573	1,421	0,35	0,183	22	20,376	19,294	2,5	1,353
2	1,740	1,567	0,40	0,216	24	22,051	20,752	3	1,624
2,2	1,908	1,713	0,45	0,243	27	25,051	23,752	3	1,624
2,5	2,208	2,013	0,45	0,243	30	27,727	26,211	3,5	1,894
3	2,675	2,459	0,50	0,270	33	30,727	29,211	3,5	1,894
3,5	3,110	2,850	0,60	0,325	33	33,402	31,670	4	2,165
4	3,546	3,242	0,70	0,379	33	36,402	34,670	4	2,165
4,5	4,013	3,688	0,75	0,406	42	39,077	37,129	4,5	2,435
5	4,480	4,134	0,80	0,433	45	42,077	40,129	4,5	2,435
6	5,350	4,918	1	0,541	48	44,752	42,587	5	2,706
7	6,350	5,918	1	0,541	52	48,752	46,587	5	2,706
8	7,183	6,647	1,25	0,676	56	52,428	50,046	5,5	2,977
9	8,188	7,647	1,25	0,676	60	56,428	54,046	5,5	2,977
10	9,026	8,376	1,5	0,812	64	60,103	57,505	6	3,247
11	10,026	9,376	1,5	0,812	68	64,103	61,505	6	3,247

10. Основные размеры метрических резьб с мелкими шагами (по ГОСТу 9150—59 *)

Размеры в мм

Шаг S	Диаметр резьбы		Рабочая высота профиля h	Шаг S	Диаметр резьбы		Рабочая высота профиль h
	средний d_2	внутрен- ний d_1			средний d_2	внутрен- ний d_1	
0,2	$d - 0,130$	$d - 0,217$	0,108	1,25	$d - 0,812$	$d - 1,353$	0,676
0,25	$d - 0,162$	$d - 0,270$	0,135	1,5	$d - 0,974$	$d - 1,624$	0,812
0,35	$d - 0,227$	$d - 0,379$	0,189	2	$d - 1,299$	$d - 2,165$	1,082
0,5	$d - 0,325$	$d - 0,541$	0,270	3	$d - 1,949$	$d - 3,248$	1,624
0,75	$d - 0,487$	$d - 0,812$	0,406	4	$d - 2,598$	$d - 4,330$	2,165
1	$d - 0,650$	$d - 1,082$	0,541	6	$d - 3,897$	$d - 6,495$	3,247

d — наружный (номинальный) диаметр резьбы.

Метрические резьбы. Новый профиль метрической резьбы (профиль ISO, рис. 7), введенный с 1959 г., от-

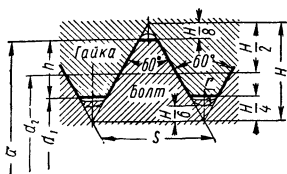


Рис. 7. Профиль метрической резьбы $H = 0,86603S$; $h = 0,54125S$; $r = \frac{H}{6} = 0,144S$

личается увеличенным срезом по внутреннему диаметру ($\frac{H}{4}$ вместо $\frac{3}{16}H$). Форма впадины резьбы болта может выполняться как плоскосрезанной, так и закругленной. В качестве исходных при проектировании резьбообразующего инструмента принимается срез или закругление впадины болта на расстоянии $\frac{H}{6} = 0,144S$ от вершины исходного профиля (рис. 8).

Диаметры и шаги (крупные и мелкие) метрических резьб приведены в табл. 8. Основные размеры метрических резьб с крупными шагами указаны в табл. 9, а для метрических резьб с мелкими шагами — должны определяться в соответствии с табл. 10. Диаметры, шаги и основ-

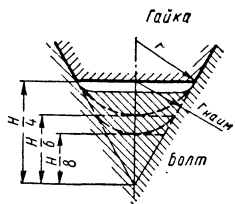


Рис. 8. Форма впадины резьбы болта $r_{\text{ном}} = \frac{H}{6} = 0,144S$; $r_{\text{наим}} = \frac{H}{8} = 0,108S$ (размеры для инструмента)

ные размеры метрических резьб диаметром от 0,25 до 0,9 мм (применяемых в основном в часовой промышленности) приведены в табл. 11.

11. Основные размеры и допуски метрической резьбы для диаметров от 0,25 до 0,9 мм (по ГОСТу 9000—59)

Размеры в мм

Диаметр резьбы						Шаг S	Рабочая высота профиля h
наружный d		средний d ₂		внутренний d ₁			
Номи- нальный	Допуск винта (—)	Номи- нальный	Допуск гайки (+) и винта (—)	Номи- нальный	Допуск гайки (+)		
0,25	0,020	0,201	0,020	0,169	0,026	0,075	0,041
0,3	0,020	0,248	0,020	0,213	0,030	0,08	0,044
(0,35)	0,022	0,292	0,022	0,253	0,034	0,09	0,049
0,4	0,025	0,335	0,025	0,292	0,036	0,1	0,054
(0,45)	0,025	0,385	0,025	0,342	0,036	0,1	0,054
0,5	0,032	0,419	0,030	0,365	0,045	0,125	0,068
(0,55)	0,032	0,469	0,030	0,415	0,045	0,125	0,068
0,6	0,040	0,503	0,036	0,438	0,050	0,15	0,081
(0,7)	0,045	0,586	0,040	0,511	0,058	0,175	0,095
0,8	0,050	0,670	0,045	0,583	0,065	0,2	0,109
0,9	0,056	0,754	0,048	0,656	0,071	0,225	0,122

Примечания: 1. Диаметры резьб, указанные в скобках, в новых конструкциях не применять.

2. Верхнее отклонение внутреннего диаметра винта и нижнее отклонение наружного диаметра гайки равны нулю.

Трубная цилиндрическая резьба. Для соединения труб, арматуры трубопроводов и фитингов применяется главным образом трубная цилиндри-

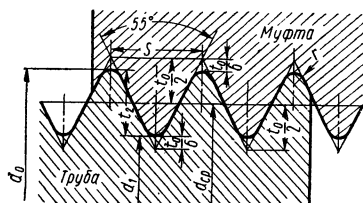


Рис. 9. Профиль трубной цилиндрической резьбы по ГОСТу 6357—52; $t_0 = 0,96049 S$; $t_2 = 0,64031 S$; $r = 0,13733 S$

ческая резьба. Она охватывает диаметры от $1/8$ до 6" при числе ниток на 1" от 28 до 11.

Номинальный диаметр трубной резьбы условно отнесен к внутреннему диаметру трубы.

Профиль трубной цилиндрической резьбы (по ГОСТу 6357—52) выпол-

няется с закруглениями (рис. 9). Закругленный профиль особенно необходим при повышенных требованиях к плотности (непроницаемости) трубного соединения в тех случаях, когда соединяется цилиндрическая резьба муфты с конической резьбой трубы. При таком виде соединения отпадает надобность в уплотнениях.

Рабочая высота витка для закругленного профиля трубной резьбы $t'_2 = 0,491 S$.

Основные размеры трубных цилиндрических резьб от $1/8$ до 6" приведены в табл. 12.

Трапецидальная резьба. Трапецидальная резьба предназначена для передачи движения (ходовые винты, винты суппортов и т. п.). Для таких резьб большое значение имеет работа трения, которая при прочих одинаковых условиях (качество поверхности, смазка, материал и угол подъема) тем меньше, чем меньше угол профиля.

12. Трубная цилиндрическая резьба

Размеры в мм

Обозначение резьбы в дюймах	Диаметр резьбы			Шаг резьбы S	Радиус закругле- ния r	Число n ниток на 1"
	наружный d_0	средний d_{cp}	внутрен- ний d_1			
$(1/8)$	9,729	9,148	8,567	0,907	0,125	28
$1/4$	13,158	12,302	11,446	1,337	0,184	19
$3/8$	16,663	15,807	14,951	1,337	0,184	19
$1/2$	20,956	19,794	18,632	1,814	0,249	14
$(5/8)$	22,912	21,750	20,588	1,814	0,249	14
$3/4$	26,442	25,281	24,119	1,814	0,249	14
$(7/8)$	30,202	29,040	27,878	1,814	0,249	14
1	33,250	31,771	30,292	2,309	0,317	11
$(1 1/8)$	37,898	36,420	34,941	2,309	0,317	11
$1 1/4$	41,912	40,433	38,954	2,309	0,317	11
$(1 3/8)$	44,325	42,846	41,367	2,309	0,317	11
$1 1/2$	47,805	46,326	44,847	2,309	0,317	11
$1 3/4$	53,748	52,270	50,791	2,309	0,317	11
2	59,616	58,137	56,659	2,309	0,317	11
$(2 1/4)$	65,712	64,234	62,755	2,309	0,317	11
$2 1/2$	75,187	73,708	72,230	2,309	0,317	11
$(2 3/4)$	81,537	80,058	78,580	2,309	0,317	11
3	87,887	86,409	84,930	2,309	0,317	11
$3 1/2$	100,334	98,855	97,376	2,309	0,317	11
4	113,034	111,556	110,077	2,309	0,317	11
5	138,435	136,957	135,478	2,309	0,317	11
6	163,836	162,357	160,879	2,309	0,317	11

Примечание. Резьбу $1/8$ " по возможности не применять. Резьбы $5/8$ ", $7/8$ ", $1 1/8$ ", $1 3/8$ ", $1 5/8$ ", $2 1/4$ ", $2 3/4$ ", $3 1/2$ " должны применяться только для изделий, для которых эти резьбы предусмотрены стандартами.

13. Диаметры и шаги трапецеидальной резьбы в мм

Диаметры d			Шаги S
1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд	
10; 12	14	—	2; 3
16; 20	18	—	2; 4
26	22; 28	24	2; 5; 8
32; 40	36	30; 34; 38; 42	3; 6; 10
50; 60	44; 55	46; 48; 52	3; 8; 12
80	70	(62); 65; 75; (78)	4; 10; 16
100	90; 110	85; 95	5; 12; 20
120	140	130; 150	6; 16; 24
160	180	170; 190	8; 16; 24 8; 20; 32
200	220	210	10; 20; 32
250	280	240; 260; 300	12; 24; 40
320; 400	360	340; 380	12; 48
500	440	420; 460; 480	16
	560	520; 540; 580	20
600	620	640	24

Примечания: 1. Диаметры в скобках по возможности не применять.
2. В ранее спроектированных конструкциях допускается применение резьбы 19×4.
3. При выборе диаметров резьб 1-й ряд следует предпочитать 2-му, а 2-й — 3-му.

Угол профиля стандартной трапецеидальной резьбы (рис. 10) равен 30°. Зазоры по наружному и внутреннему диаметрам предусмотрены для смазки. Необходимый для нее

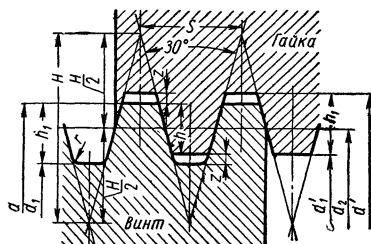


Рис. 10. Профиль трапецеидальной однозаходной резьбы по ГОСТу 9484—60: $H = 1,866 S$; $h_1 = 0,5 S + z$; $h = 0,5 S$ ($d_2 = d - 0,5 S$; $d_1 = d - 2h_1$; $d' = d + 2z$; $d_1' = d - S$)

гарантированный зазор по среднему диаметру обеспечен расположением полей допусков.

Трапецеидальные резьбы, регламентированные ГОСТом 9484—60, охватывают диаметры от 10 до 640 мм. Соответствующие этим диаметрам шаги приведены в табл. 13.

Данные табл. 14 позволяют определить основные размеры резьб.

14. Резьба трапецеидальная однозаходная. Элементы профиля, зависящие от шага (см. рис. 10)

Размеры в мм

Шаг S	Глубина h_1	Рабочая высота профиля h	Зазор z	Радиус r
2 3 4	1,25 1,75 2,25	1 1,5 2	0,25	0,25
5 6 8 10 12	3 3,5 4,5 5,5 6,5	2,5 3 4 5 6	0,5	0,25
16 20 24 32 40	9 11 13 17 21	8 10 12 16 20	1	0,5

Упорная резьба. Упорная (пилообразная) резьба является резьбой грузовой. Она применяется для винтов прессов, нажимных устройств прокатных станов, в грузоподъемных крюках и т. п.

Профиль упорной резьбы показан на рис. 11. Рабочий угол профиля принят равным 3° главным образом из технологических соображений (возможность фрезерования

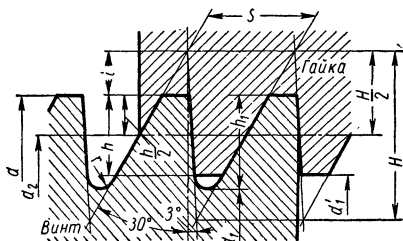


Рис. 11. Профиль упорной резьбы по ГОСТу 10177-62: $H = 1,5878 S$; $h_1 = 0,86777 S$; $i = 0,4189 S$; $r = 0,12427 S$; $h = 0,75 S$; ($d_2 = d - h$; $d_1 = d - 2h_1$;
 $d_1 = d - 2h$)

резьбы, более благоприятные условия нарезания ее на токарном станке). Задний угол профиля — 30° . Закругления у впадин резьбы имеют целью повышение ее динамической прочности.

Элементы профиля упорной резьбы, зависящие от шага, даны в табл. 15.

15. Элементы профиля упорной однозаходной резьбы, зависящие от шага (см. рис. 11)

Размеры в мм

Шаг S	Глубина h_1	Рабочая высота профиля h	Радиус r	Шаг S	Глубина h_1	Рабочая высота профиля h	Радиус r
2	1,736	1,5	0,249	12	10,415	9	1,491
3	2,603	2,25	0,373	16	13,884	12	1,988
4	3,471	3	0,497	20	17,355	15	2,485
5	4,339	3,75	0,621	24	20,826	18	2,982
6	5,207	4,5	0,746	32	27,769	24	3,977
8	6,942	6	0,994	40	34,711	30	4,971
10	8,678	7,5	1,243	48	41,653	36	5,965

В СССР упорная резьба регламентирована ГОСТом 10177-62 (табл. 16)

16. Диаметры и шаги упорной резьбы в мм

Диаметры d			Шаги S
1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд	
10; 12; 16; 20	14; 18	—	2
26	22; 28	24	2; 5; 8
32; 40	36	30; 34; 38; 42	3; 6; 10
50; 60	44; 55	46; 48; 52	3; 8; 12
80	70	65; 75	4; 10; 16
100	90; 110	85; 95	5; 12; 20
120	140	130; 150	6; 16; 24
160	180	170; 190	8; 16; 24 8; 20; 32
200	220	210	10; 20; 32
250	280	300	12; 24; 40
320; 400	360	380	12; 48
500	450	420; 480	16
600	560	520; 580	20 24

Примечание. При выборе диаметров резьб 1-й ряд следует предпочитать 2-му, а 2-й — 3-му.

в диапазоне диаметров от 10 до 600 мм. Все элементы стандартных упорных резьб могут быть определены при использовании табл. 15 и 16 и рис. 11.

КОНИЧЕСКИЕ РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Основные определения

Довольно широкое распространение конических резьб объясняется главным образом их преимуществами перед цилиндрическими резьбами в трубных соединениях: коническая резьба обеспечивает требуемую плот-

ность (непроницаемость) без каких-либо уплотнений.

Учитывая лучшие условия взаимного прилегания витков резьбы при свинчивании конической резьбы с цилиндрической, конические резьбы

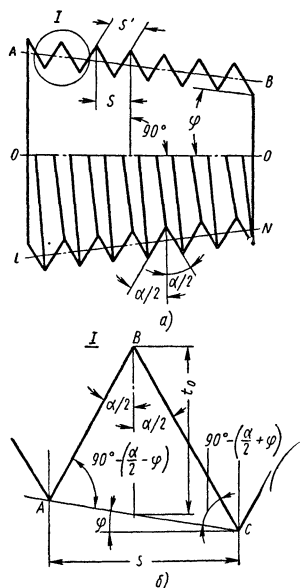


Рис. 12. Элементы конической резьбы

нарезают с биссектрисой угла профиля, перпендикулярной к оси конуса (рис. 12). Кроме того, подобное расположение профиля упрощает технику измерения основных размеров конической резьбы.

Общие определения, относящиеся к конусности, углу уклона и базорасстоянию, приведены на стр. 84. К специфическим определениям, связанным с конической резьбой, относятся:

Средний диаметр для конических резьб с биссектрисой угла профиля, перпендикулярной к оси конуса (рис. 12, а), — диаметр воображаемого конуса, измеренный перпендикулярно оси на заданном базорасстоянии. Поверхность этого конуса должна проходить через витки

резьбы в таких точках, чтобы ширина витков и ширина впадин были равны.

Наружный и внутренний диаметры — диаметры конусов, построенных на вершинах, соответственно на впадинах резьбы, и измеренные перпендикулярно оси на заданном базорасстоянии.

Шаг — спроектированное на ось конуса расстояние между теоретическими (остроугольными) вершинами двух рядом лежащих витков:

$$S = S' \cos \varphi,$$

где φ — половина угла конуса.

Высота остроугольного профиля (витка) (рис. 12, б)

$$t_0 = \frac{S}{2} \left(\operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} - \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \operatorname{tg}^2 \varphi \right).$$

При угле профиля $\alpha = 60^\circ$ и конусности $\frac{1}{16}$

$$t_0 = 0,865743 S.$$

Основные размеры конических резьб

Профиль *трубной конической резьбы* по ГОСТу 6211—52, показанный на рис. 13 (табл. 17), соответствует

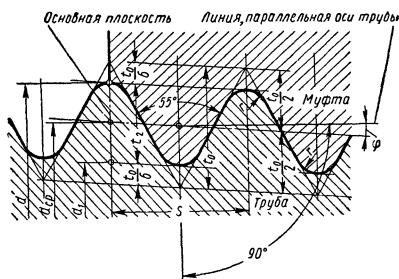


Рис. 13. Профиль трубной конической резьбы по ГОСТу 6211—52

закругленному профилю трубной цилиндрической резьбы. Поэтому при обыкновенных давлениях рекомендуется соединение цилиндрической резьбы муфты с конической резьбой трубы.

17. Резьба трубная коническая (по ГОСТу 6211—52)

Размеры в мм

Обозначение размера трубы в дюймах	Число ниток n на 1"	Шаг S	Длина резьбы		Диаметр резьбы в основной плоскости			Внутренний ди- аметр резьбы у торца трубы d_T	Рабочая высота витка t_2	Радиус закруг- ления r
			рабочая l_1	от торца трубы по основной плоско- сти l_2	средний d_{cp}	наруж- ный d	внутрен- ный d_1			
$1/8$	28	0,907	9	4,5	9,148	9,729	8,567	8,286	0,581	0,125
$1/4$	19	1,337	11	6	12,302	13,158	11,446	11,071	0,856	0,184
$3/8$	19	1,337	12	6	15,807	16,663	14,951	14,576	0,856	0,184
$1/2$	14	1,814	15	7,5	19,794	20,956	18,632	18,163	1,162	0,249
$3/4$	14	1,814	17	9,5	25,281	26,442	24,119	23,524	1,162	0,249
1	11	2,309	19	11	31,771	33,250	30,293	29,606	1,479	0,317
$1 1/4$	11	2,309	22	13	40,433	41,912	38,954	38,142	1,479	0,317
$1 1/2$	11	2,309	23	14	46,326	47,805	44,847	43,972	1,479	0,317
2	11	2,309	26	16	58,137	59,616	56,659	55,659	1,479	0,317
$2 1/2$	11	2,309	30	18,5	73,708	75,187	72,230	71,074	1,479	0,317
3	11	2,309	32	20,5	86,409	87,887	84,930	83,649	1,479	0,317
4	11	2,309	38	25,5	111,556	113,034	110,077	108,483	1,479	0,317
5	11	2,309	41	28,5	136,957	138,435	135,478	133,697	1,479	0,317
6	11	2,309	45	31,5	162,357	163,836	160,879	158,910	1,479	0,317

Примечания: 1. Основная плоскость есть заданное сечение, в котором диаметры резьбы (наружный, средний и внутренний) точно равны номинальным диаметрам цилиндрической трубной резьбы того же размера (ГОСТ 6357—52).

2. Размер d_T приведен в таблице в качестве справочного.

3. Размер l_1 относится к длине как наружной, так и внутренней резьбы.

4. При любом значении l_2 в пределах поля допуска разность $l_1 - l_2$ для наружной резьбы должна быть не менее разности указанных в таблице величин l_1 и l_2 .

18. Резьба трубная коническая с углом 60° (по ГОСТу 6111—52)

Размеры в мм

Обозначение резьбы в дюй- мах	Число ниток n на 1"	Шаг S	Длина резьбы		Диаметр резьбы в основной плоскости			Внутренний ди- аметр резьбы у торца трубы d_T	Рабочая высота витка t_2
			рабочая l_1	от торца трубы по основной плоско- сти l_2	средний d_{cp}	наруж- ный d	внутрен- ный d_1		
$1/16$	27	0,941	6,5	4,064	7,142	7,895	6,389	6,135	0,753
$1/8$	27	0,941	7,0	4,572	9,519	10,272	8,768	8,480	0,753
$1/4$	18	1,411	9,5	5,080	12,443	13,572	11,314	10,997	1,129
$3/8$	18	1,411	10,5	6,096	15,926	17,056	14,797	14,416	1,129
$1/2$	14	1,814	13,5	8,128	19,772	21,223	18,321	17,813	1,451
$3/4$	14	1,814	14,0	8,611	25,117	26,568	23,666	23,128	1,451
1	$11 1/2$	2,209	17,5	10,160	31,461	33,228	29,694	29,059	1,767
$1 1/4$	$11 1/2$	2,209	18,0	10,668	40,218	41,985	38,451	37,784	1,767
$1 1/2$	$11 1/2$	2,209	18,5	10,668	46,287	48,054	44,520	43,853	1,767
2	$11 1/2$	2,209	19,0	11,074	58,325	60,092	56,558	55,866	1,767

Примечания: 1. Основная плоскость есть заданное сечение, в котором диаметры резьбы (наружный, средний и внутренний) точно равны диаметрам цилиндрических труб того же размера.

2. Размер d_T приведен в таблице в качестве справочного.

Величина l_2 (рис. 14) является длиной свинчивания от руки, а l_1 — рабочей длиной резьбы.

Для соединений наружной конической резьбы с внутренней цилиндрической резьбой муфтовой арматуры по ГОСТу 6527—53* установ-

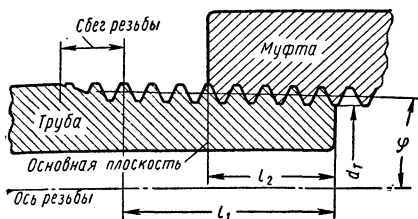


Рис. 14. Длина свинчивания конических резьб по ГОСТам 6211—52 и 6111—52

лены уменьшенные размеры l_1 и l_2 , т. е. укороченная резьба. Она может также нарезаться на трубах для соединений трубопроводов из водогазопроводных (газовых) труб по ГОСТу 3262—62 при давлениях

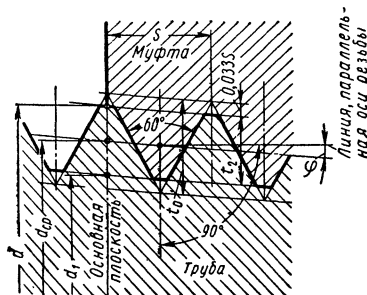


Рис. 15. Профиль дюймовой конической резьбы с углом профиля 60° по ГОСТу 6111—52

$p_y \leq 10 \text{ кг/см}^2$. Трубая коническая резьба этого типа установлена для диаметров от $1/8$ до $6''$ (укороченная резьба — от $1/4$ до $3''$).

Непроницаемость в соединениях с трубной конической резьбой достигается за счет плотного замыкания закругленных витков резьбы трубы и муфты.

Основные размеры и профиль дюймовой конической резьбы по ГОСТу 6111—52 приведены в табл. 18 и на рис. 14 и 15.

Непроницаемость в соединениях с конической резьбой этого типа достигается за счет плотного замыкания остронарезанных витков резьбы трубы и муфты. Притупление витков этой резьбы составляет всего лишь $0,033 S$. Угол профиля конической резьбы $\alpha = 60^\circ$. Биссектриса угла профиля для резьб обоих типов перпендикулярна оси.

Конические резьбы для нефтепромышленности

Применяемые в нефтепромышленности и геологоразведочном бурении конические резьбы указаны в табл. 19. Для обеспечения герметичности соединение этих резьб производится при станочном свинчивании (рис. 16, а).

Пример нормирования трубного резьбового соединения показан на рис. 16, б.

На рис. 16, в показан принятый в СССР профиль резьбы бурильных обсадных и насосно-компрессорных труб. Это обычный закругленный профиль трубной резьбы с углом 60° , но с зазорами по вершинам и впадинам. Эти зазоры, предусмотренные за счет впадин, т. е. с сохранением высоты профиля t_2 , должны обеспечить при свинчивании муфты и трубы соприкосновение резьбы по сторонам профиля.

Биссектриса угла профиля перпендикулярна оси трубы.

Замки, изображенные на рис. 17, а, применяются для соединения бурильных труб. Резьба замков (предназначена для свинчивания деталей замка) выполняется со значительно большей конусностью ($1/4$, $1/5$ и $1/6$), чем резьба бурильных труб, так как по условиям эксплуатации развинчивание соединения должно производиться по замковой резьбе, а не по резьбе бурильных труб. Профиль замковой резьбы показан на рис. 17, б. Биссектриса угла профиля перпендикулярна оси соединения. Вершины резьбы срезаны, впадины закруглены.

19. Специальные конические резьбы нефтепромышленности и геологоразведки

№ по пор.	Назначение и область применения резьбы	ГОСТ	Конусность (2 tg φ)	Диаметры и шаги в мм	Допускаемые отклонения					
					по шагу		половины угла (+)	конусности	по высоте резьбы h_1 в мм	по натягу
					на длине 25 мм (+)	на всей длине (+)				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	Резьба для бурильных геологоразведочных труб и муфт к ним	7909—56	1 : 16	Φ 42 и 50, $S = 2,540$; Φ 63,5, $S = 3,175$	0,05	0,10	1°	0,12	—	$\pm 1,9$ мм $\pm 2,4$ мм
2	Резьба для бурильных труб с высаженными концами (нефтепромышленность) и муфт к ним (см. рис. 16)	631—63	1 : 16	Φ 60,3; 73; 89; 102; 114; 127; 140 и 168 (трубы с наружной и внутренней высадкой), $S = 3,175$	0,075	0,15	1°15'	Т. +0,30 —0,20 М. +0,20 —0,30	+0,05 —0,1	$\pm \frac{3}{4}$ нитки
3	Резьба для обсадных труб (нефтепромышленность) и муфт к ним	632—64	1 : 16	Φ от 114,3 до 508 (короткая, нормальная и удлиненная резьба), $S = 3,175$	0,075	0,15	1°15'	Т. +0,36 —0,22 М. +0,22 —0,36	+0,05 —0,1	± 1 нитка
4	Резьба для насосно-компрессорных труб (нефтепромышленность) и муфт к ним	633—63	1 : 16	Φ 33; 42; 48; 60; 73; 89; 102 и 114 (гладные трубы, а также трубы с наружной и внутренней высадкой), $S = 2,540$ и 3,175	0,075	0,12	1°	Т. +0,36 —0,22 М. +0,22 —0,36	+0,05 —0,1	± 1 нитка

№ по пор.	Назначение и область применения резьбы	ГОСТ	Конусность (2 tg φ)	Диаметры и шаги в мм	Допускаемые отклонения					
					по шагу		половины угла (+)	конусности	по высоте резьбы h_1 в мм	по шагу
					на длине 25 мм (+)	на всей длине (+)				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
5	Резьба для замков и бурильным трубам колонкового геологоразведочного бурения* (см. рис. 23)	7918—64*	1 : 5	ϕ 42; 50; S = 4,233 63.5	0,04	0,08	45'	0,04 мм (на длине 6 ниток)	$\Delta h_3 = \Delta h_4 =$ = - 0,12 $\Delta h_2 = \Delta h_5 =$ = + 0,15	+0,3 мм (М.—0,2) +0,4 (М.—0,25)
6	Резьба для замков и бурильным трубам (нефтепромышленность) (см. рис. 17 и 23)	5286—58*	1 : 4 и 1 : 6	Замки с нормальными, широкими и увеличенными проходными отверстиями ϕ 62, 76; 88; 92; 101; 117; 121; с S = 5,080	0,04	0,10	45'	0,2	$\Delta h_3 = \Delta h_4 =$ = - 0,12 $\Delta h_2 = \Delta h_5 =$ = + 0,08	± 8/4 НИТКИ
				То же ϕ 102; 133; 140; 147; 152; 161; 171; 189, с S = 6,350	0,06	0,15	45'	0,2	$\Delta h_3 = \Delta h_4 =$ = - 0,18 $\Delta h_2 = \Delta h_5 =$ = + 0,12	± 8/4 НИТКИ
Обозначения: Т. — труба; М. — муфта. * Дополнительно применяются замки по п. 6.										

Рис. 17. Замковые конические резьбы нефтепромышленности: а — схема соединения; б — профиль резьбы

ДОПУСКИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ И КОНИЧЕСКИХ РЕЗЬБ

Допуски метрической резьбы. Стандартизованы посадки скользящие (ГОСТ 9253—59), с зазором (ГОСТ 10191—62) и с натягами (ГОСТ 4608—65). Расположение полей допусков в скользящих посадках показано на рис. 18, а. Отклонения

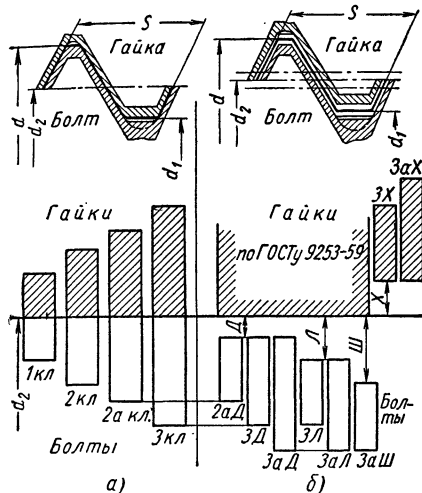


Рис. 18. Схемы расположения полей допусков метрической резьбы: а — в скользящих посадках; б — в посадках с зазором

(табл. 20 и 21) отсчитываются от линии номинального профиля резьбы, показанного на рис. 18 утолщенной линией, в направлении, перпендикулярном к оси резьбы. Класс точности определяется суммарным допуском среднего диаметра, включающим также диаметральные компенсации отклонений шага и половины угла профиля. Эти отклонения отдельно не нормируются и не контролируются (в случае применения резьбовых предельных калибров). Свинчиваемость резьб со стандартными допусками гарантируется при условии, если длина свинчивания изделий не превышает длины стандартных калибров (по ГОСТу 1774—60) более чем на 25%. Допускаются сочетания гаек и болтов разных клас-

сов точности. Верхнее отклонение наружного диаметра гайки и нижнее отклонение внутреннего диаметра болта не нормируются.

Поля допусков для резьб с зазорами (рис. 18, б и табл. 20 и 21) можно применять как для получения посадок с гарантированным зазором (в этом случае используются, как правило, гайки скользящих посадок по ГОСТу 9253—59), так и для резьб, на которые затем наносятся защитные покрытия. Гарантированные зазоры в посадке или для нанесения покрытия определяются нормами верхних отклонений болта или нижних отклонений гайки (проходными пределами), обозначаемыми буквами. Непроходные пределы принимаются по соответствующим классам точности для скользящих посадок по ГОСТу 9253—59 или дополнительных классам точности, установленным в ГОСТе 10191—62. Обозначение поля допуска состоит из номера класса точности и буквы, определяющей норму отклонений болта или гайки, например: 2аД, 3Л, 3Х. Допускаются различные сочетания норм отклонений с классами точности резьбы.

Схема расположения полей допусков в посадках с натягами показана на рис. 19, а. По наружному и внутреннему диаметрам предусмотрены зазоры, которые компенсируют пластическое течение материала к вершинам резьбы, вызванное гарантированным натягом по среднему диаметру. Для метрических резьб с $\phi 5-48$ мм и $S = 0,8 \div 3$ мм установлены четыре посадки с натягами — см. схему на рис. 19, б. Все они, кроме $\frac{A_0}{T_0}$, осуществляются с сортировкой гнезд и шпилек на группы по среднему диаметру. Предельные отклонения для двух посадок приведены в табл. 22 и 23. Эти посадки рекомендуются для стальных шпилек в соединении с гнездами из чугуна или алюминиевых сплавов $\left(\frac{A_0}{T_0}\right)$ или из чугуна $\left(\frac{A_{1,2}}{T_{1,2}}\right)$. Для резьб с натягами отдельно нормируются

20. Предельные отклонения в мм метрической резьбы с мелкими шагами. Посадки скользящие и с зазорами
(по ГОСТам 9253—59 и 10191—62)

Шаг S в мм	Номиналь- ный диа- метр резьбы d в мм	Болт							Болт и гайка					Гайка						
		Верхнее отклоне- ние диаметров d, d ₂ и d ₁ (—) для посадок			Нижнее отклонение диа- метра d (—) для классов точности				Отклонения диаметра d ₂ нижнее (—) для болта верхнее (+) для гайки для классов точности					Верхнее отклонение для диаметра d ₁ (+) для классов точности		Нижнее отклоне- ние диа- метров d ₁ , d ₂ и d (+) для по- садки X				
		Д	Л	Ш	1—2а	2б *	3	3а *	1	2	2а	3	3а *	3	3а *					
0,2	1—1,8	14	29	—	50	—	50	65	—	45	56	75	—	65	—	22				
0,25	2; 2,2	16	32	—	65	—	65	80	—	50	60	84	—	80	—	24				
0,35	2,5; 3 3,5	19 22	38 43	—	90	—	90	110	—	59 65	75 85	99 115	— —	100	—	29 32				
0,5	4—5,5	25	50	—	120	—	120	145	—	80	100	130	—	140	—	38				
	6—9	28	56	—					—	90	110	145	—			42				
	10—16	30	60	—					—	100	125	160	—			45				
	18—22	35	70	—					—	110	140	180	—			52				
0,75	6—9	30	60	—	150	—	150	180	60	95	120	160	—	190	—	45				
	10—16	33	65	—					65	105	130	175	—			49				
	18—27	37	75	—					75	120	145	195	—			56				
	30—33	42	85	—					85	135	165	220	—			64				
1	8; 9	33	65	—	180	215	250	285	65	101	125	168	200	200	235	49				
	10—17	35	70	—					70	110	140	185	220			52				
	18—28	40	80	—					80	125	155	200	240			60				
	30—52	45	90	—					90	140	175	230	270			68				
	56—80	50	100	—					100	155	195	250	300			75				
1,25	10—14	36	72	112	200	235	300	335	72	112	140	187	220	210	265	54				

1,5	42-47	40	80	123							80	123	155	205	250							310		60
	48-28	45	90	135							90	135	170	220	270									68
	30-52	50	100	150							100	150	190	250	300									75
	55-80	55	110	165							110	165	210	270	330									83
	85-120	60	120	180							120	180	230	300	360									90
	125-150	65	130	200							130	200	250	320	390									98
2	18-28	50	100	155							100	155	195	250	310									75
	30-52	55	110	170							110	170	210	280	340									83
	55-80	60	120	185							120	185	230	300	360									90
	82-120	65	130	200							130	200	250	330	400									98
	125-180	70	140	220							140	220	270	350	430									105
	185-200	—	—	—							150	230	290	380	—								—	
3	30-52	60	120	190							120	190	230	310	380									90
	55-80	65	130	200							130	200	250	330	410									98
	85-120	70	140	220							140	220	270	360	440									105
	125-180	75	150	240							150	240	290	390	470									113
	185-260	—	—	—							160	250	320	420	—									—
	265-300	—	—	—							175	270	340	450	—								—	
4	42-80	70	140	220							140	220	270	360	430									105
	85-120	75	150	230							150	230	290	380	460									113
	125-180	80	160	250							160	250	310	410	500									120
	185-260	—	—	—							170	270	330	440	—									—
	265-360	—	—	—							180	280	360	470	—									—
	370-400	—	—	—							200	300	380	500	—								—	
6	70-80	78	157	246							—	246	305	410	490									118
	85-120	84	168	262							—	262	325	435	520									126
	125-180	90	180	280							—	280	345	460	555									135
	185-260	—	—	—							—	300	370	490	—									—
	265-360	—	—	—							—	315	390	520	—									—
	370-500	—	—	—							—	335	415	550	—								—	
	510-600	—	—	—							—	350	440	580	—								—	

* Предназначены только для посадок с зазорами.

* Предназначены только для посадок с зазорами.

21. Предельные отклонения в мм метрической резьбы с крупными шагами. Посадки скользящие и с зазорами
(по ГОСТам 9253—59 и 10191—62)

Шаг <i>S</i> в мм	Номиналь- ный диа- метр резьбы <i>d</i> в мм	Болт							Болт и гайка					Гайка		
		Верхнее откло- нение диаметров <i>d</i> , <i>d</i> ₂ и <i>d</i> ₁ (—) для посадок			Нижнее отклонение диа- метра <i>d</i> (—) для классов точности				Нижние отклонения диа- метра <i>d</i> ₂ винта (—) Верхнее отклонение диа- метра <i>d</i> ₂ гайки (+) для классов точности					Верхнее от- клонение диаметра <i>d</i> ₁ (+) для классов точности	Нижнее отклоне- ние диа- метров <i>d</i> ₁ , <i>d</i> ₂ и <i>d</i> (+) для по- садок <i>X</i>	
		<i>D</i>	<i>L</i>	<i>Ш</i>	1 и 2	2б *	3	3а *	1	2	2а *	3	3а *	1—3	3а *	
0,25	1—1,2	16	32	—	65	—	65	80	—	50	60	84	—	80	—	24
0,3	1,4	17	35	—	80	—	80	95	—	55	72	92	—	90	—	26
0,35	1,6; 1,8	19	38	—	90	—	90	110	—	59	75	99	—	100	—	28
0,4	2	20	41	—	100	—	100	120	—	64	84	106	—	110	—	30
0,45	2,2; 2,5	22	43	—	110	—	110	130	—	67	89	112	—	120	—	32
0,5	3	23	45	—	120	—	120	145	—	71	94	118	—	140	—	34
0,6	3,5	25	50	—	130	—	130	155	—	78	103	130	—	160	—	38
0,7	4	27	54	—	140	—	140	165	54	84	111	140	—	180	—	41
0,75	4,5	29	58	—	150	—	150	180	58	90	119	150	—	190	—	44
0,8	5	29	58	—	160	190	220	250	58	90	119	150	—	200	—	44
1	6; 7	33	65	—	180	215	250	285	65	101	125	168	200	200	235	49
1,25	8; 9	36	72	112	200	235	300	335	72	112	140	187	220	210	265	54
1,5	10; 11	40	80	123	240	280	350	390	80	123	155	205	245	250	310	60
1,75	12	42	85	133	260	300	380	420	85	133	175	222	264	280	345	64
2	14; 16	46	91	142	290	335	410	455	91	142	188	237	283	300	370	68
2,5	18—22	50	101	159	330	380	480	530	101	159	209	265	315	320	395	76
3	24; 27	55	110	174	370	425	520	575	110	174	229	290	345	380	465	83
3,5	30; 33	60	120	188	400	460	550	610	120	188	248	313	373	420	510	90
4	36; 39	64	128	201	420	485	600	665	128	201	265	335	399	480	575	96
4,5	42; 45	68	136	213	450	520	650	720	136	213	281	355	423	550	650	102
5	48; 52	72	144	225	500	570	700	770	144	225	297	375	447	600	710	108
5,5	56; 60	75	150	236	550	625	750	825	150	236	305	393	468	650	765	113
6	64; 68	78	157	246	600	680	800	880	157	246	305	410	488	700	820	118

Примечание. Верхнее отклонение для скользящей посадки болтов и нижнее отклонение той же посадки гаек для диаметров *d*, *d*₂ и *d*₁ равны нулю.

* Предназначены только для посадок с зазорами.

22. Метрическая резьба с натягами. Предельные отклонения и допуски в мм для посадки $\frac{A_0}{T_0}$

Номинальный диаметр резьбы d в мм	Шаг S в мм	Гнездо (внутренняя резьба)			Шпилька (наружная резьба)					
		Внутренний диаметр d_1		Средний диаметр d_2	Средний диаметр d_2		Внутренний диаметр d_1		Наружный диаметр d	
		Нижнее $+e'$	Допуск $(+)$	Допуск $(+)$	Верхнее $(+)$	Допуск $(-)$	Верхнее $(-)$	Допуск $(-)$	Верхнее $-e'$	Допуск $(-)$
6; 8	1	80	200	48	108	40	36	112	60	140
8; 10; 12	1,25	110	210	55	125	45	55	135	90	160
10; 12; 14; 16	1,5	130	250	60	140	50	76	156	120	200
18; 20; 22		130	250	65	150	55	66	163	120	200
12	1,75	150	280	65	155	55	97	181	130	220
14; 16	2	170	300	70	170	60	118	204	150	250
18; 20; 22; 24; 27		170	300	75	180	65	108	209	150	250
30; 33		170	300	85	195	70	93	214	150	250
18; 20; 22	2,5	200	320	80	190	70	170	245	170	280
24; 27	3	220	380	85	205	70	227	286	170	320
36; 39; 42; 48		220	380	90	215	75	217	291	170	320

Примечание. Нижние отклонения для наружного диаметра d и для среднего диаметра d_2 гнезда (внутренней резьбы) равны нулю.

отклонения шага, половины угла профиля и отклонения формы по среднему диаметру.

Допуски метрических резьб диаметрами 0,25—0,9 мм приведены в табл. 11.

Допуски трубной цилиндрической резьбы. Схема расположения полей допусков на трубную цилиндрическую резьбу показана на рис. 20, величины допусков приведены в табл. 24. Для уплотнения по внутрен-

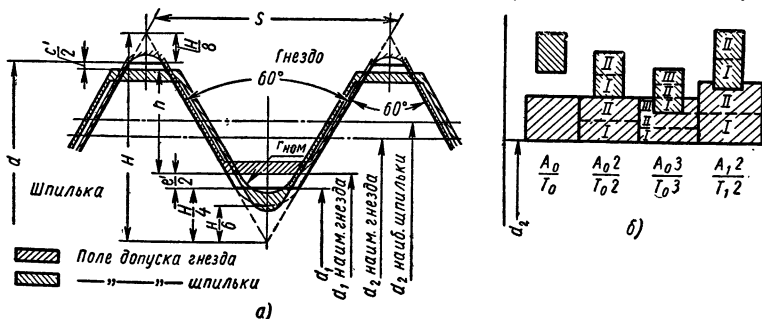


Рис. 19. Допуски метрической резьбы с натягами: а — общая схема; б — схема расположения полей допусков среднего диаметра

23. Метрическая резьба с натягами. Предельное отклонение и допуски в мм
для посадки $\frac{A_1^2}{T_1^2}$

Номинальный диаметр резьбы d в мм	Шаг S в мм	Гнездо (внутренняя резьба)				Шпилька (наружная резьба)						
		Внутренний диаметр d_1		Средний диаметр d_2		Средний диаметр d_2			Внутренний диаметр d_1		Наружный диаметр d	
		Нижнее $+e'$	Допуск $(+)$	Граница групп I и II $(+)$	Верхнее $(+)$	Нижнее $(+)$	Граница групп I и II $(+)$	Верхнее $(+)$	Верхнее $(-)$	Допуск $(-)$	Верхнее $-с'$	Допуск $(-)$
6; 8	1	80	200	32	65	52	85	117	27	137	60	140
8; 10; 12	1,25	110	210	36	72	61	97	133	47	162	90	160
10; 12; 14; 16 18; 20; 22	1,5	130 130	250 250	40 45	80 90	70 75	110 120	150 165	66 51	188 198	120 120	200 200
12	1,75	150	280	42	85	77	120	162	90	211	130	220
14; 16 18; 20; 22; 24; 27 30; 33	2	170 170 170	300 300 300	45 50 55	91 100 110	85 90 95	130 140 150	176 190 205	112 98 83	235 244 254	150 150 150	250 250 250
18; 20; 22	2,5	200	320	50	101	95	145	196	164	281	170	280
24; 27 36; 39; 42; 48	3	220 220	380 380	55 60	110 120	105 110	160 170	215 230	217 202	326 336	170 170	320 320
См. примечание к табл. 22.												

нему и наружному диаметрам резьбы предусмотрены гарантированные за-

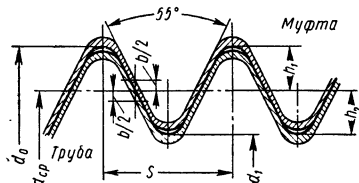


Рис. 20. Схема расположения полей допусков на трубную цилиндрическую резьбу

зоры. Допуски на неточность изготовления этих диаметров установлены путем регламентирования рас-

стояний (h_1 и h_2) вершин и впадин от линии среднего диаметра; следовательно, на колебании размеров d_0 и d_1 труб и муфт будет сказываться действительные размеры $d_{ср}$.

Указанные в табл. 24 расстояния h_1 и h_2 вершин и впадин от линии среднего диаметра являются исходными для проектирования резьбообразующих инструментов и факкультативными — при приемке изделий.

Допуски трапецеидальной резьбы. Отклонения и допуски трапецеидальных резьб, указанные в табл. 25, отсчитываются от соответствующих

24. Допуски трубной цилиндрической резьбы

Обозначение резьбы в дюймах	Труба				Труба и муфта		Муфта			
	Расстояние от линии среднего диаметра в мм				Допуски <i>b</i> среднего диаметра в мм		Расстояние от линии среднего диаметра в мм			
	вершины резьбы <i>h</i> ₁		впадины резьбы <i>h</i> ₂		2-й класс	3-й класс	впадины резьбы <i>h</i> ₁		вершины резьбы <i>h</i> ₂	
	наиб.	наим.	наиб.	наим.			наиб.	наим.	наиб.	наим.
(1/8)	265	215	340	290	133	219	340	290	265	215
1/4	400	340	488	428	137	228	478	428	400	350
3/8					148	247				
1/2 (5/8) 3/4	545	485	641	581	161	265	631	581	545	495
(7/8)					174	286				
1 (1 1/8) 1 1/4 (1 3/8) 1 1/2 (1 3/4) 2 (2 1/4)	700	640	800	740	193	321	790	740	700	650
					224	370				
2 1/2 (2 3/4) 3 (3 1/2) 4 5 6	700	630	810	740	224	370	800	740	700	640
		620	820		255	421	820		700	630
					270	446				
					286	473				

диаметров резьбы (см. стр. 93) в направлении, перпендикулярном к оси винта (рис. 21).

Предусмотренные действующими стандартами классы точности указаны на рис. 21 и в табл. 25. Класс точности выбирают в зависимости от назначения изделия; допускаются сочетания гаек и винтов разных классов точности.

Свинчиваемость изделий, проверяемых предельными калибрами, обеспечивается, если фактические длины свинчивания не превышают длины используемых калибров более чем на 25%.

При проверке резьбовых изделий предельными калибрами нет необходимости проверять отдельно откло-

нения шага резьбы и угла профиля — эти элементы резьбы косвенно контролируются проходными и непроходными калибрами. Для резьбовых соединений, от которых требуется заданная точность расчетного перемещения гайки (например, ходовые винты), должны устанавливаться и контролироваться требования к точности шага резьбы.

Допуски для упорной резьбы. На рис. 22 приведено расположение полей допусков, а в табл. 26 — отклонения и допуски для этой резьбы.

Отклонения отсчитываются от соответствующих номинальных значений диаметров резьбы (см. стр. 94) в направлении, перпендикулярном к оси винта (рис. 22).

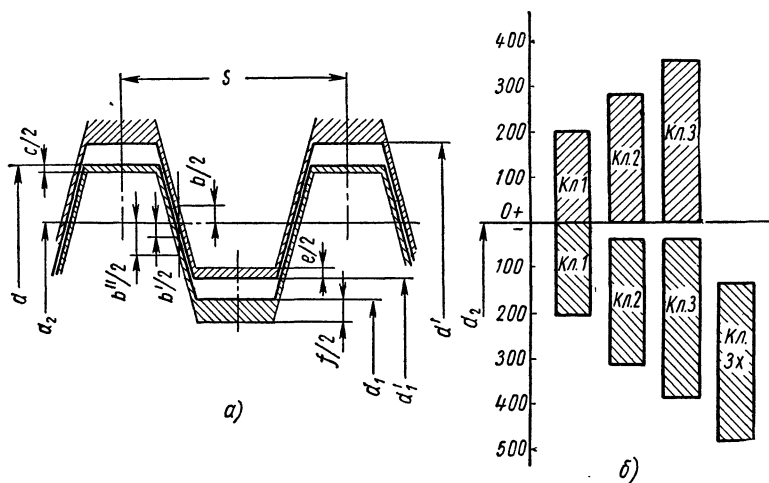


Рис. 21. Схемы расположения полей допусков на трапецидальную резьбу: а — общая схема; б — допуски по среднему диаметру в мк

Для шага и углов наклона профиля предельные отклонения по каждому из элементов в отдельности не устанавливаются. Полный допуск по среднему диаметру резьбы b представляет сумму: собственно до-

пуска по среднему диаметру, компенсации ошибок шага и компенсации ошибок углов наклона профиля путем уменьшения среднего диаметра винта или увеличения среднего диаметра гайки.

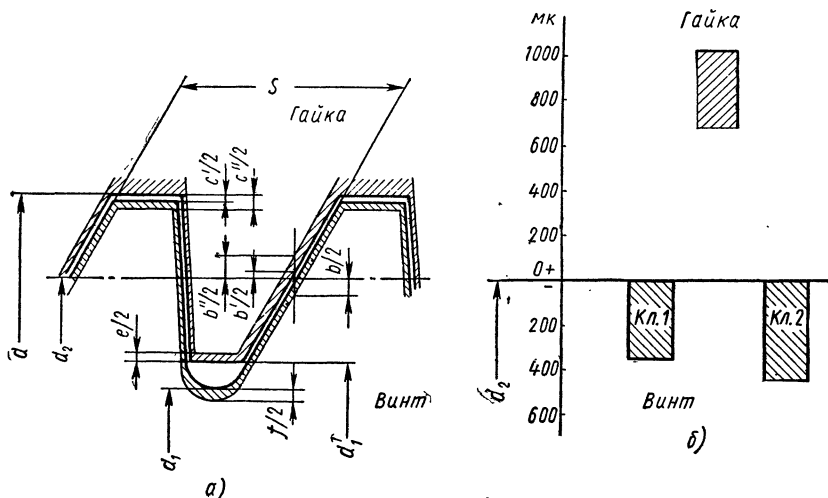


Рис. 22. Схема расположения полей допусков на упорную резьбу: а — общая схема; б — допуски по среднему диаметру

25. Трапецидальная резьба. Предельные отклонения и допуски в $\mu\text{м}$ (см. рис. 21)

Шаг S в мм	Номинальный диаметр резьбы d в мм	Винт										Гайка			
		Наружный диаметр d	Внутренний диаметр d ₁		Средний диаметр d ₂								Внутренний диаметр d ₁		
					Нижнее — c	Нижнее — f	Верхнее — b'	Нижнее — b''			Верхнее + b				
			Классы												
			1,2 и 3-й	3X				2, 3-й	3X	1-й	2-й	3-й	3X	1-й	2-й
2	10—16 18—28	100	444 477	542 574	34	132	197 210	294 314	362 388	460 485	197 210	262 280	328 355	100	
3	10—14 30—44 46—60	150	503 572 588	623 692 705	37	158	221 266 266	336 392 392	410 465 478	530 585 595	221 266 266	295 355 355	372 428 440	150	
4	16—20 62—80	200	595 695	737 840	45	187	266 314	400 462	485 565	627 710	266 314	355 418	440 520	200	
5	22—28 85—110	250	694 799	849 949	52	205	308 356	462 530	565 650	720 800	308 359	410 478	515 595	250	
6	30—42 120—150	300	780 885	945 1050	56	234	349 398	522 585	635 720	800 885	349 398	465 530	578 660	300	
8	22—28 44—60 160—190	400	883 931 1021	1083 1133 1223	67	268	390 413 461	590 620 682	720 758 830	920 960 1032	390 413 461	520 550 615	650 690 765	400	
10	30—42 62—80 200—220	500	1006 1063 1106	1228 1288 1334	75	300	454 476 499	680 710 738	820 865 900	1042 1090 1128	454 476 499	605 635 665	745 790 825	500	
12	44—60 85—110 240—300	600	1164 1202 1316	1406 1449 1576	82	328	518 536 593	772 800 835	948 978 1070	1190 1225 1330	518 536 593	690 715 790	865 895 985	600	
16	62—80 120—170	800	1395 1465	1675 1745	93	372	619 656	920 970	1135 1190	1415 1470	619 656	825 875	1040 1100	800	
20	85—110 180—220	1000	1605 1685	1920 2001	105	420	720 758	1068 1120	1305 1370	1620 1685	720 758	960 1010	1200 1265	1000	
24	120—170 240—300	1200	1870 2040	2195 2375	112	448	840 866	1230 1268	1520 1565	1845 1900	840 866	1120 1155	1400 1450	1200	
32	180—220	1500	2021	2415	131	525	908	1341	1643	2037	908	1210	1512	1500	
40	240—300	2000	2324	2765	149	590	1044	1541	1884	2330	1044	1392	1740	2000	

Примечания: 1. Верхние отклонения наружного d и внутреннего d₁ диаметров винтов, а также верхнее отклонение среднего диаметра d₂ винтов класса 1 и нижние отклонения среднего d₂, внутреннего d₁ и наружного d' диаметров гаек равны нулю.

2. Верхнее отклонение наружного диаметра гаек d' не нормируется.

26. Упорная резьба. Предельные отклонения и допуски в мм (по ГОСТу 10177-62)

Шаг S в мм	Номинальный диаметр резьбы d в мм	Винт					Гайка		
		Наружный диаметр d		Внутренний диаметр d ₁	Средний диаметр d ₂			Внутренний диаметр d ₁	
		Верхнее — c'	Нижнее — c''		Нижнее — b		Нижнее + b'		Верхнее + b''
					1-й класс	2-й класс			
2	10—16 18—28	240 280	360 420	350 375	220 240	280 300	570	790 810	240 280
3	30—44 46—50 52—60	340 340 400	500 500 600	455 470 470	290 300 305	360 375 380	600	890 900 905	340 340 400
4	65—80	400	600	485	355	445	640	995	400
5	22—28 85—110	280 460	420 700	550 640	350 410	440 510	670	1020 1080	280 460
6	30—42 120—150	340 530	500 800	610 710	400 450	490 565	700	1100 1150	340 530
8	22—28 44—50 52—60 160—180 190	280 340 400 530 600	420 500 600 800 900	695 740 740 810 840	445 470 470 525 540	555 590 590 650 675	760	1205 1230 1230 1285 1300	280 340 400 530 600
10	30—42 65—80 200—220	340 400 600	500 600 900	795 845 880	515 540 565	635 675 705	830	1345 1370 1395	340 400 600
12	44—50 52—60 85—110 250 280—360 380—400	340 400 460 600 680 760	500 600 700 900 1000 1100	925 925 950 1040 1070 1100	590 590 610 665 685 695	740 740 760 830 855 870	890	1480 1480 1500 1555 1575 1585	340 400 460 600 680 760
16	65—80 120—170 420—500	400 530 760	600 890 1100	1110 1175 1280	705 745 820	890 940 1025	1020	1725 1765 1840	400 530 760
20	85—110 180—220 520—580	460 600 900	700 900 1350	1280 1345 1450	820 860 930	1025 1075 1160	1140	1960 2000 2070	460 600 900
24	120—170 250 280—300 600	530 600 680 900	800 900 1000 1350	1460 1510 1530 1625	935 970 980 1040	1170 1210 1225 1300	1270	2205 2240 2250 2310	530 600 680 900
32	180—220	600	900	1590	1015	1270	1520	2535	600
40	250 280—300	600 680	900 1000	2095 2110	1340 1350	1675 1690	1780	3120 3130	600 680
48	320—360 380—400	680 760	1000 1100	2400 2410	1535 1545	1920 1930	2030	3565 3575	680 760

Примечание. Верхние отклонения внутреннего диаметра d₁ винтов и нижние отклонения внутреннего диаметра d₁ гаек равны нулю.

Примечание. Верхние отклонения внутреннего диаметра d₁ винтов и нижние отклонения внутреннего диаметра d'₁ гаек равны нулю.

При раздельной проверке шага, углов наклона профиля и среднего диаметра фактическое отклонение по среднему диаметру не должно быть менее требующегося для компенсации ошибок шага и углов наклона профиля. Условие свинчиваемости изделий, проверяемых только предельными калибрами, то же, что и для трапецидальных резьб (см. стр. 107).

Если фактические длины свинчивания существенно отличаются от длины калибров (в большую сторону), следует назначать специальные допуски или же пользоваться калибрами с увеличенной длиной нарезанной части.

Допуски на неточность изготовления $d_{ср}$ для **трубных конических резьб** не устанавливаются. Конические резьбы по ГОСТам 6211—52 и 6111—52 проверяются калибрами, определяющими отклонение положения основной плоскости от торца.

Допуск на половину угла конуса трубной конической резьбы по ГОСТу

6211—52 принят от $\pm 10'$ до $\pm 8'$ для резьбы нормальной точности и от $\pm 8'$ до $\pm 6'$ для резьбы повышенной точности изготовления.

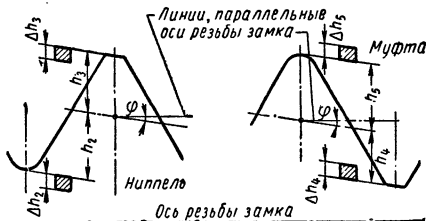
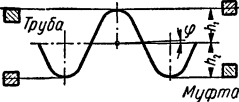
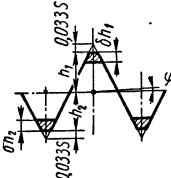


Рис. 23. Расположение полей допусков на высоту профиля замковой резьбы

При проектировании резьбонарезного инструмента и назначении допусков на заготовки под резьбы для конической резьбы по ГОСТу 6111—52 следует пользоваться данными для отклонений высоты витка, приведенными в табл. 27.

27. Допускаемые отклонения по высоте витка резьбы

Трубная коническая резьба по ГОСТу 6211—52		Коническая резьба по ГОСТу 6111—52		
				
Обозначение резьбы в дюймах	$h_1 = h_2$ мм		Допускаемые отклонения на размеры h_1 и h_2 в мк	
	Трубная коническая резьба	Резьба по ГОСТу 6111—52	6211—52	6111—52
$1/16$ и $1/8$	0,2905	0,3765	-50 и ± 25	-45
$1/4-3/8$	0,4280	0,5645		-85
$1/2-3/4$	0,5810	0,7255		-85
1—6	0,7395	0,8835		-85
<p>Примечания: 1. По ГОСТу 6211—52 для размера h_1 отклонения берутся для трубы со знаком минус, для муфты — со знаком плюс—минус (± 25 мк). Для размера h_2 отклонения берутся для трубы со знаком плюс—минус (± 25 мк), для муфты — со знаком минус.</p> <p>2. При контроле резьбы деталей эти отклонения не проверяются.</p>				

Допуски для конических резьб нефтепромышленности. Для конических резьб, применяемых в нефтепромышленности, взамен термина базорасстояние (см. стр. 86) пользуются термином натяг, который определяется как расстояние между торцом муфты (или кольца) и концом сбег резьбы на трубе (или пробке). Допустимое колебание натяга и является (в осевом выражении) суммарным допуском резьбы.


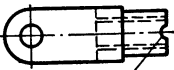
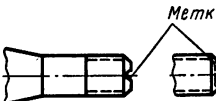
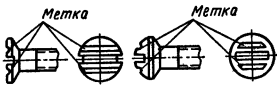

Данные о всех нормируемых допусках на эти резьбы приведены в табл. 19 (стр. 98) и на рис. 23.

СТАНДАРТНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ РЕЗЬБ

Выход резьбы. К элементам, характеризующим выход резьбы, относятся: сбеги резьбы при выходе инструмента или при наличии на нем заборной части, недорез (сбег резьбы плюс недовод инструмента) при выполнении резьбы в упор, проточки для выхода резьбообразующего инструмента и фаски. Размеры сбегов, недорезов, проточек и фасок для метрической резьбы приведены в табл. 28 и 29.

Метки на деталях с левой резьбой. Виды меток по ГОСТу 2904—45 приведены в табл. 30. Метки не должны нарушать прочности деталей и должны отличаться от других конструктивных элементов деталей. Допускается наносить метки клеймением буквы Л.

30. Метки на деталях с левой резьбой (по ГОСТу 2904—45)

Вид метки	Типы резьбовых деталей
 <p>Метка</p> <p>Круговая прорезь по углам граней</p>	Гайки и головки болтов, имеющие грани
 <p>Метка</p> <p>Диаметральная прорезь на торце</p>	Гайки, не имеющие граней. Детали с внутренней резьбой
 <p>Метка</p> <p>Кольцевая канавка или диаметральная прорезь на торце</p>	Болты, не имеющие граней. Детали с наружной резьбой
 <p>Метка</p> <p>Прорези, параллельные пазу для отвертки</p>	Винты для металла
 <p>Метка</p> <p>Диаметральная прорезь</p>	Винты для металла с шестигранным углублением для ключа в головке

РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Резьбовые соединения, т. е. соединения с помощью резьбы, являются наиболее распространенным видом разъемных соединений. Они используются также для преобразования движения (в грузовых и ходовых винтах).

Наибольшее распространение среди резьбовых деталей получили крепежные болты, винты, шпильки, гайки и вставки.

Под болтом (рис. 1, а) или винтом (рис. 1, б) понимается стержень с головкой и одним резьбовым концом. Шпилька (рис. 1, в) имеет два резьбовых конца. Вставка представляет собой по форме винтовую пружину из проволоки ромбического

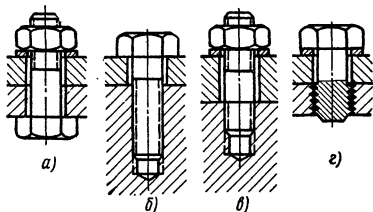


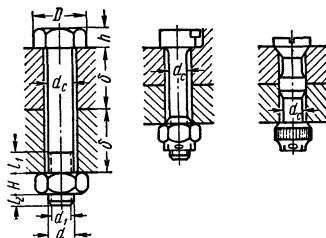
Рис. 1. Основные типы резьбовых соединений: а — болтом (винтом с гайкой); б — винтом; в — шпилькой с гайкой; г — винтом с вставкой

сечения, закручиваемую с натягом в резьбовое отверстие.

В СССР и других странах разработаны стандарты на наиболее распространенные виды деталей резьбовых соединений.

Основные определения для цилиндрических и конических резьб общего назначения установлены ГОСТом 11708-66.

1. Конструктивные формы болтов



Болты обычных резьбовых соединений

Болты ответственных резьбовых соединений (шпильные болты и т. п.)

Приблизительные соотношения.

$d_c \approx d$ — для обычных стандартных болтов;
 $d_c = d + 1$ мм — для болтов под развертку (при $d \leq 27$ мм);
 $d_c \approx (0,8 \div 1) d$ — для болтов, нагруженных переменными силами;
 $h \approx \begin{cases} 0,7d & \text{— нормальная высота головки;} \\ 0,6d & \text{— пониженная высота головки;} \end{cases}$
 $D \approx \begin{cases} (1,8 \div 2) d & \text{— для болтов с нормальной головкой;} \\ (1,5 \div 1,7) d & \text{— для болтов с уменьшенной головкой;} \end{cases}$
 $l_1 \approx (0,3 \div 0,5) d$; $l_2 \approx (0,2 \div 0,3) d$.
 Диаметр болтов $d \approx (0,7 \div 0,8) \delta$ для соединений типа фланцевых.
 Расстояние между осями болтов:
 из условия свободной работы ключом $L \geq (5 \div 6) d$ для накладных ключей;
 $L \geq (3 \div 5) d$ для торцовых ключей;
 из условия герметичности фланцевых соединений $L \approx (3 \div 4) d$ при давлении $p \approx 100 \div 150$ кг/см²; $L \approx (5 \div 6) d$ при $p \approx 2 \div 10$ кг/см².

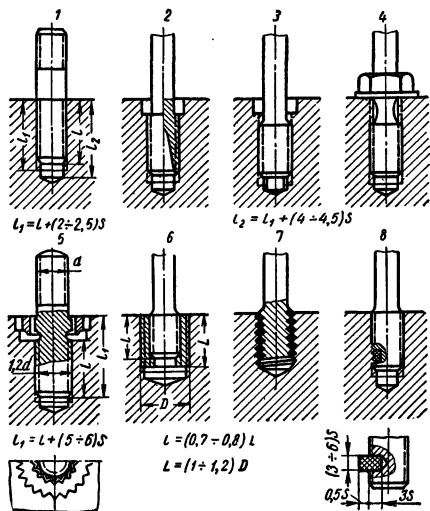


Рис. 2. Конструктивные формы и соотношения для резьбовой части шпилек

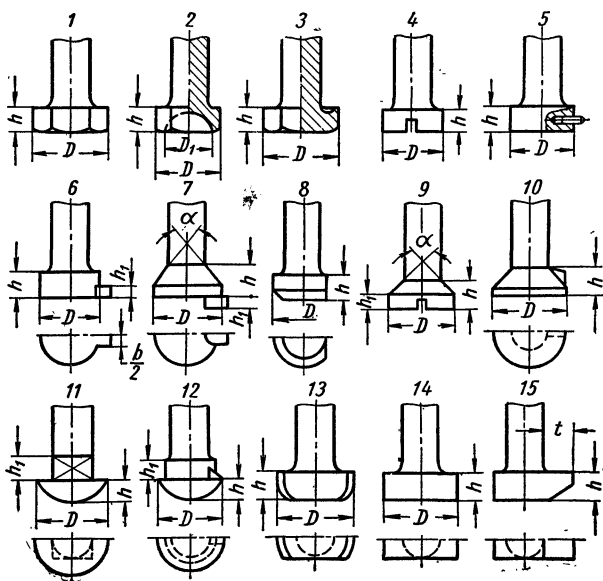


Рис. 3. Головки болтов и винтов

КОНСТРУКТИВНЫЕ ФОРМЫ ЭЛЕМЕНТОВ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Крепежные винты. В зависимости от типа соединений (рис. 1) применяют крепежные болты или винты следующих исполнений: 1) винты с гайками, называемые обычно болтами;

2) винты, ввинчиваемые в одну из скрепляемых деталей; 3) шпильки с гайками; 4) специальные винты (установочные, призонные, грузовые и др.).

Конструктивные формы и геометрические соотношения для болтов и шпилек приведены в табл. 1—3 и на рис. 2, головки болтов и винтов

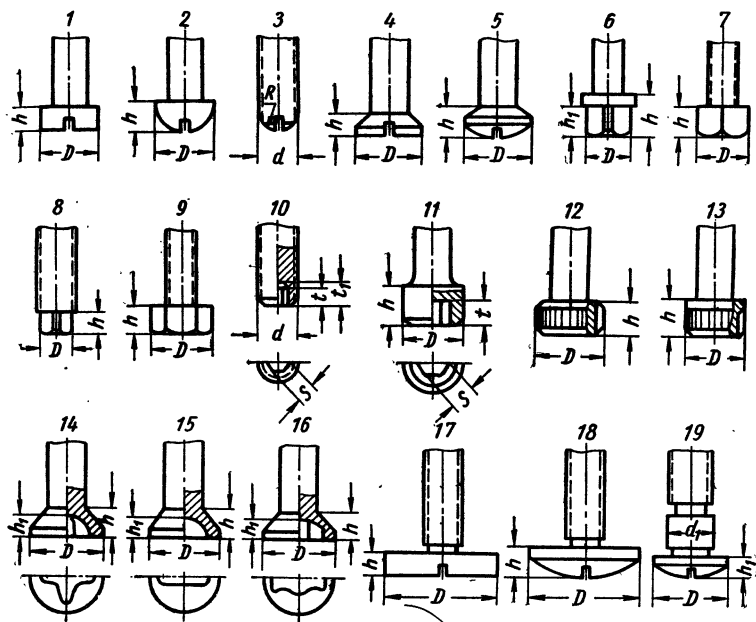


Рис. 4. Головки винтов

2. Длина свинчивания шпилек с корпусными деталями из различных материалов — отношение $t : d$ (см. рис. 2)

Шпилька	Корпус				
Сталь	Сталь	Дуралю- мин	Чугун	Силумин	Бронза
σ_{θ} в кг/мм ²	30—40	36—40	18—25	16—20	20—25
40—50	0,8—0,9	0,8—0,9	1,4—1,5	1,4—2,0	1,2—1,3
90—100	1,6—2,0	1,6—2,0	2,0—2,5*		
* Рекомендуется увеличить диаметр конца шпильки, ввертываемого в корпус.					

3. Посадка шпилек в корпус

Тип шпильки по рис. 2	Наименование посадки	Область применения
1	Посадка по сбегу резьбы	Средненагруженные шпильки при постоянной нагрузке; наиболее распространенный тип посадки
2	Посадка с помощью натяга по среднему диаметру резьбы*	Высоконагруженные шпильки при переменных нагрузках; применение «тупой резьбы» ограничено
2	Посадка с помощью клея или эпоксидной смолы	Высоконагруженные соединения при переменных нагрузках; получает все более широкое применение; рабочая температура не выше 200° С
3	Посадка с упором в дно отверстия	Применяется при нежелательности диаметрального натяга
4	Посадка с помощью бурта	Высоконагруженные шпильки при переменных нагрузках
5	Посадка с помощью зубчатого кольца	Высоконагруженные соединения стальных шпилек с корпусами из магниевых, алюминиевых и других сплавов; применяются для ответственных резьбовых соединений
6	Посадка с помощью резьбовой завинчиваемой или заливаемой вставки	Высоконагруженные соединения
7	Посадка с помощью винтовой (резьбовой) вставки	Высоконагруженные соединения стальных винтов, шпилек с деталями из менее прочных материалов; широко применяется для ответственных соединений и при ремонте
8	Посадка с помощью полиамидной пробки	Средненагруженные соединения при переменных нагрузках; применяется и для ответственных соединений; наиболее дешевый тип посадки

* Иногда применяется сверление и расточка конца шпильки для улучшения распределения нагрузки по виткам.

(рис. 3, 4) и области их применения — в табл. 4, 5. Концы болтов,

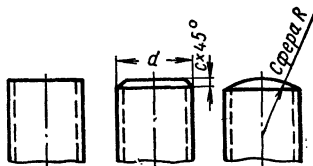


Рис. 5. Формы концов винтов

винтов и шпилек по ГОСТу 10549—63* изображены на рис. 5, а в табл. 6 указаны стандарты на болты, винты, шпильки и их обозначения на чертежах.

Гайки и резьбовые вставки. Типы гаек (рис. 6) и часто применяемые конструктивные соотношения приведены в табл. 7, стандарты на гайки, стопорные шайбы и шплинты — в табл. 8.

4. Конструктивные формы и геометрические соотношения для головок болтов

Тип головок по рис. 3	Область применения	Часто применяемые соотношения (для стандартных деталей — приблизительные)
1	Стандартные болты, широко применяемые в общем машиностроении	$h \approx \begin{cases} 0,7d & \text{нормальная} \\ 0,5d & \text{пониженная} \end{cases}$ $D \approx \begin{cases} (1,8 \div 2) d & \text{нормальный} \\ (1,5 \div 1,7) d & \text{уменьшенный} \end{cases}$
2	Для болтов, изготовляемых холодной высадкой	$h \approx 0,7d; D \approx 1,6d; D_1 \approx 1,2d$
3	Динамически нагруженные болты	$h \approx 0,7d; D \approx 2d; r \approx 0,04d; R \approx d$
4		$h \approx 0,8d; D \approx 1,6d$
5	Для болтов, закладываемых в специальные гнезда (шатунные болты автомобильных и авиационных двигателей)	$h \approx 0,7d; D \approx 1,6d$
6		$h \approx 0,7d; h_1 \approx 0,3d; D \approx 1,6d; b \approx d$
7		$h \approx 0,8d; h_1 \approx 0,3d; D \approx 1,8d; \alpha = 90^\circ$
8	Динамически нагруженные болты	$h \approx 0,7d; D \approx 1,6d$
9		$h \approx 0,7d; h_1 \approx 0,3d; D \approx 1,8d; \alpha = 90^\circ$
10	Для головок, устанавливаемых в потай	$h \approx 0,7d; D \approx 2d$
11	Для дерева и при необходимости применения гладкой головки	$h \approx 0,6d; h_1 \approx 0,6d; D \approx 2d$
12		$h \approx 0,6d; h_1 \approx 0,5d; D \approx 1,7d$
13	Для закрепления в пазах	$h \approx 0,8d; D \approx 2d$
14		$h \approx 0,8d; D \approx 2d$
15		$h \approx 0,8d; t \approx 0,8d$

5. Конструктивные формы головок винтов

Тип головок по рис. 4	Область применения	Конструктивные соотношения (для стандартных деталей — приблизительные)
1	Винты общего назначения	$h \approx 0,6d; D \approx 1,5d$
2		$h \approx 0,7d; D \approx 1,6d$
3	Установочные винты	$R \approx d$
4	Винты общего назначения	$h \approx 0,5d; D \approx 1,8d$
5		$h \approx 0,7d; D \approx 1,8d$
6	Установочные винты	$h \approx 1,1d; h_1 \approx 0,8d; D \approx 1,4d$
7		$h \approx 0,6d; D \approx 1,4d$

Продолжение табл. 5

Тип головок по рис. 4	Область применения	Конструктивные соотношения (для стандартных деталей — приблизительные)
8	Установочные винты	$h \approx 0,6d$; $D \approx 0,7d$
9		$h \approx 0,7d$; $D \approx 1,6d$
10		$t \approx 0,5d$; $t_1 \approx 0,6d$; $s \approx 0,5d$
11		$t \approx 0,6d$; $h \approx d$; $s \approx 0,8d$; $D \approx 1,5d$
12	Тяжелонагруженные винты	$h \approx 0,8d$; $D \approx 1,8d$
13		$h \approx d$; $D \approx 1,5d$
14	Винты общего назначения	$h \approx 0,75d$; $h_1 \approx 0,6d$; $D \approx 2d$
15		$h \approx 0,75d$; $h_1 \approx 0,6d$; $D \approx 2d$
16		$h \approx 0,75d$; $h_1 \approx 0,5d$; $D \approx 2d$
17	Фиксирующие винты	$h \approx 0,6d$; $D \approx 3d$
18		$h \approx 0,8d$; $D \approx 3d$
19	Для винтов, используемых в качестве осей вращения	$h \approx 0,6d$; $D \approx 2d$; $d_1 \approx 1,1d$

6. Стандарты на болты, винты и шпильки

Наименование	ГОСТ	Наименование	ГОСТ
Болты с шестигранной головкой (н. т.) ¹	7798—62*	Болты с полукруглой головкой, подголовком и усом (н. т.)	7783—62
То же (п. т.) ²	7805—62*	Болты с потайной головкой и усом (н. т.)	7785—62
То же с диаметром резьбы $d > 48$ мм (н. т.)	10602—63	Болты с потайной головкой и квадратным подголовком (н. т.)	7786—62
Болты с шестигранной уменьшенной головкой (н. т.)	7796—62*	Болты шинные (н. т.)	7787—62
То же (п. т.)	7808—62*	Болты анкерные	11440—65
То же с $d > 48$ мм (н. т.)	10603—63	Болты конусные для отверстий из-под развертки (призонные), с резьбой М6 до М16	ОСТ 4151
То же (п. т.)	10604—63	Болты откидные	3033—55
Болты с шестигранной уменьшенной головкой и направляющим подголовком (н. т.)	7795—62*	Винты грузовые (рым-болты) и гнезда под них	4751—52
То же (п. т.)	7811—62*	Винты с полукруглой головкой	1489—62
Болты с шестигранной уменьшенной головкой для отверстий из-под развертки	7817—62*	Винты с потайной головкой. Винты с полупотайной головкой	1490—62
Болты с полукруглой головкой и усом (н. т.)	7801—62	Винты с цилиндрической головкой	1475—62
Болты с увеличенной полукруглой головкой и усом (н. т.)	7803—62	Винты с цилиндрической головкой и шестигранным углублением «под ключ»	1491—62
Болты с полукруглой головкой и квадратным подголовком (н. т.)	7802—62	Винты установочные: с цилиндрической головкой и цилиндрическим концом	11738—66; 11737—66
Болты с увеличенной полукруглой головкой и квадратным подголовком (н. т.)	7804—62		10975—64

¹ Нормальной точности; ² Повышенной точности.

Продолжение табл. 6

Наименование	ГОСТ	Наименование	ГОСТ
с коническим концом	10976—64	Винты с полупотайной головкой, невыпадающие	10340—63
с засверленным концом	10977—64	Винты с полукруглой головкой, невыпадающие	10341—63
Винты установочные:		Винты с цилиндрической головкой и шестигранным углублением «под ключ», невыпадающие	10342—63
с коническим концом	1476—64	Винты с лыской под ключ, невыпадающие	10343—63
с плоским концом	1477—64	Винты с накатанной головкой, невыпадающие	10344—63
с цилиндрическим концом	1478—64	Винты с потайной головкой и крестообразным шлицем	10755—64
с засверленным концом	1479—64	Винты с полупотайной головкой и крестообразным шлицем	10756—64
с фиксирующим коническим концом	11073—64	Винты с полукруглой головкой и крестообразным шлицем	10757—64
с коническим концом и шестигранным углублением «под ключ»	8878—64	Винты самонарезающие с потайной головкой для металлов и пластмасс	10619—63*
Винты установочные с шестигранной головкой и цилиндрическим концом	1481—64	Винты самонарезающие для металлов и пластмасс:	
То же со ступенчатым концом	1483—64	с полупотайной головкой	10620—63*
Винты установочные с плоским концом и шестигранным углублением «под ключ»	11074—64	с полукруглой головкой	10621—63*
Винты установочные с цилиндрическим концом и шестигранным углублением «под ключ»	11075—64	с полукруглой головкой и крестообразным шлицем	11650—65
Винты установочные:		с полупотайной головкой и крестообразным шлицем	11651—65
с квадратной головкой и цилиндрическим концом	1482—64	с потайной головкой и крестообразным шлицем	11652—65
со ступенчатым концом	1484—64	Шпильки чистые	11765—66
с засверленным концом	1485—64	Шпильки двусторонние для фланцевых соединений на давления $p_y \geq 40 \text{ кг/см}^2$	9066—59
с закругленным концом	1486—64	Шпильки двусторонние для фланцевых соединений с линзовым уплотнением на давления $p_y = 200 \div 1000 \text{ кг/см}^2$	10494—63
Винты с квадратной головкой и буртиком	1488—64		
То же с накатанной высокой головкой	10491—63		
То же с низкой головкой	10492—63		
Винты с цилиндрической головкой, невыпадающие	10336—63		
Винты с цилиндрической головкой и сферой, невыпадающие	10337—63		
Винты с шестигранной головкой, невыпадающие	10338—63		
Винты с потайной головкой, невыпадающие	10339—63		

1. Обозначение болта содержит обозначение резьбы, длину болта, класс точности резьбы, группу и подгруппу материала, группу покрытия и номер соответствующего ГОСТа, а также тип исполнения (кроме I).

Примеры. Обозначение болта по ГОСТу 7795—62* диаметром 10 мм, длиной 60 мм с резьбой класса точности 2а, из материала подгруппы 20, с покрытием группы 7: с крупным шагом резьбы (исполнение I)

Болт $M10 \times 60 \text{ кл. 2а—207 ГОСТ 7795—62*}$;

то же исполнения II:

Болт II $M10 \times 60 \text{ кл. 2а—207 ГОСТ 7795—62*}$;

то же с мелким шагом резьбы (исполнение I)

Болт $M10 \times 1,25 \times 60 \text{ кл. 2а—207 ГОСТ 7795—62*}$.

2. Обозначение призонного болта содержит обозначение резьбы, длину конусной части и номер ОСТА 4151.

Пример. Обозначение призонного болта диаметром 10 мм с конусной частью длиной 40 мм:

Болт призонный $M10 \times 40 \text{ ОСТ 4151}$.

3. Обозначение откидного болта содержит размер резьбы, длину болта, тип исполнения и номер соответствующего ГОСТа.

Пример. Обозначение откидного болта $d = 10 \text{ мм}$ и длиной $l = 40 \text{ мм}$:

Болт откидной $M10 \times 40 - I \text{ ГОСТ 3033—55}$.

4. Обозначение винта содержит обозначение резьбы, длину винта, класс точности резьбы, группу и подгруппу материала, группу покрытия, номер соответствующего ГОСТа, а также тип исполнения (кроме I).

Пример. Обозначение винта по ГОСТу 1490—62 диаметром 10 мм, длиной 40 мм, из материала подгруппы 01, с покрытием по группе 1, класс точности крупной резьбы 2-й:

Винт М10×40 кл. 2—011 ГОСТ 1490—62.

5. Обозначение шпильки содержит обозначение резьбы, длину шпильки, наличие (А) или отсутствие (Б) проточки, глубину завинчивания шпильки в тело детали (I — при $l_1 \approx 1,35d$ и II — при $l_1 \approx 1,0d$), тип гайки (обыкновенная — 0, коническая — А) и номер ГОСТа (11765—66).

Примеры. Обозначение шпильки с крупной метрической резьбой диаметром 10 мм, длиной 50 мм, без проточки, с глубиной завинчивания $l_1 \approx 1,35d$ под обыкновенную гайку:

Шпилька М10×60 А1—О ГОСТ 11765—66;

то же с первой мелкой резьбой:

Шпилька 1М10×60А1—О ГОСТ 11765—66.

Технические требования (Т. т.) к болтам, винтам и гайкам общего назначения регламентированы ГОСТом 1759—62, Т. т. к винтам с накатанной головкой — ГОСТом 10490—63, Т. т. к винтам самонарезающим для металлов и пластмасс — ГОСТом 10618—63*.

Размеры крестообразных шлицев для головок винтов (и шурупов) стандартизованы ГОСТом 10753—64.

Резьбовые вставки (заливаемые, завинчиваемые) (рис. 2 и 7) применяются для повышения износостойкости и прочности соединений стальных винтов (шпилек) с деталями из менее прочных материалов — из алюминиевых или магниевых сплавов, пластмасс и др.

МАТЕРИАЛЫ РЕЗЬБОВЫХ ИЗДЕЛИЙ И ЗАЩИТНЫЕ ПОКРЫТИЯ

Выбор материалов (табл. 9) определяется особенностями работы соединений, технологией их изготовления и другими факторами.

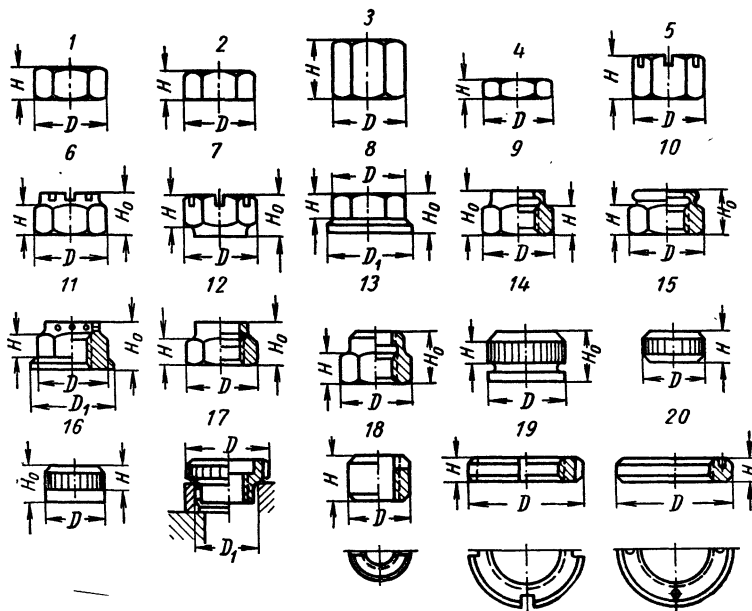


Рис. 6. Основные типы гаек

7. Конструктивные формы и геометрические соотношения гаек

Тип гайки по рис. 6	Область применения	Конструктивные соотношения
1 2	Стандартные гайки, наиболее употребительные в общем машиностроении	$D \approx \begin{cases} (1,8 \div 2) d - \text{нормальный шестигранный} \\ (1,6 \div 1,8) d - \text{уменьшенный шестигранный (облегченные)}; H \approx 0,8d \end{cases}$
3	При больших усилиях и частом завинчивании и отвинчивании	$D \approx (1,8 \div 2) d; H \approx (1,2 \div 1,6) d$
4	При незначительных осевых усилиях	$D \approx \begin{cases} (1,8 \div 2) d - \text{нормальный шестигранный} \\ (1,6 \div 1,8) d - \text{уменьшенный шестигранный (облегченные)}; H \approx (0,5 \div 0,6) d \end{cases}$
5	При переменных напряжениях (стопорение — с помощью шплинта)	$D \approx \begin{cases} (1,8 \div 2) d - \text{нормальный шестигранный} \\ (1,6 \div 1,8) d - \text{уменьшенный шестигранный (облегченные)}; \\ H \approx \begin{cases} (1,0 \div 1,2) d - \text{нормальные} \\ 0,8d - \text{низкие} \end{cases} \end{cases}$
6 7	Широко применяются в различных областях машиностроения	$D \approx (1,6 \div 1,8) d; H \approx 0,8d; H_0 \approx 1,1d$
8	При необходимости уменьшения давления на опорной поверхности гайки	$D \approx (1,8 \div 2) d; D_1 \approx 2,2d; H \approx 0,7d; H_0 \approx d$
9 10	Для обеспечения герметичности резьбы гайки	$D \approx (1,8 \div 2) d; H \approx 0,8d; H_0 \approx 1,2d$
11 12	При переменных осевых усилиях (стопорение — с помощью специальных устройств)	$D \approx (1,8 \div 2) d; D_1 \approx 2,1d; H \approx 0,7d; H_0 \approx 1,2d$
13		$D \approx (1,8 \div 2) d; H \approx 0,8d; H_0 \approx 1,4d$
14	Для ответственных резьбовых соединений, а также при малых диаметральных габаритах (варианты 15 и 16)	$D \approx 2d; H \approx 0,6d; H_0 \approx 1,4d$
15		$D \approx 1,6d; H \approx 0,8d$
16		$D \approx 1,6d; H \approx 0,7d; H_0 \approx 1,1d$
17		$D \approx 2,2d; D_1 \approx 1,5d; H \approx 0,8d; H_0 \approx 1,2d$
18	При малых диаметральных габаритах и незначительной силе затяжки	$D \approx (1,5 \div 1,6) d; H \approx 1,2d$
19 20	Фиксирующие гайки при больших диаметрах	$D \approx (1,4 \div 1,5) d; H \approx (0,1 \div 0,3) d$

При жестких требованиях к коррозионной стойкости, габаритам и весу соединения применяют крепежные детали из сплавов Ti, Al и Mg или пластмасс (см. стр. 146).

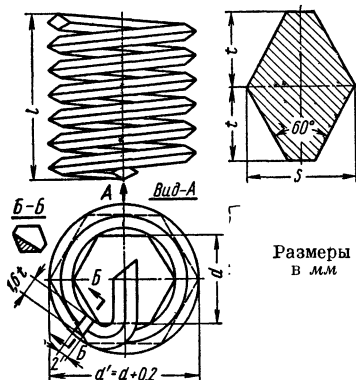
Винты (болты) из низкоуглеродистых сталей и стали 16ХСН получают в массовом производстве холодной высадкой.

8. Стандарты на гайки, стопорные шайбы и шплинты

Наименование	ГОСТ	Наименование	ГОСТ
Гайки шестигранные (н. т.) ¹ . . .	5915—62	Гайки чистые шестигранные для фланцевых соединений на давлении $p_y \leq 40 \text{ кг/см}^2$	9064—59
Гайки шестигранные (п. т.) ² . . .	5927—62	То же на давления $p_y = 200 \div \div 1030 \text{ кг/см}^2$	10495—63
Гайки шестигранные:		Гайки круглые:	
низкие (н. т.)	5916—62	с отверстиями на торце «под ключ»	6393—66
низкие (п. т.)	5929—62	со шлицем на торце	10657—63
особо высокие (п. т.)	5931—62	с накаткой	3383—57
прорезные и корончатые (н. т.)	5918—62*	Гайки-барашки	3032—66
прорезные и корончатые (п. т.)	5932—62*	Гайки крыльчатые	3385—57
то же низкие (н. т.)	5919—62*	Шайбы	11371—65
» » низкие (п. т.)	5933—62*	Шайбы:	
с уменьшенным размером «под ключ» (п. т.)	2524—62	уменьшенные	10450—63
то же низкие (п. т.)	2526—62	увеличенные	6958—65
» » прорезные (п. т.)	2528—62*	пружинные	6402—61
» » прорезные и корончатые (п. т.)	5935—62*	сферические и конические	3391—57
с диаметром резьбы $d > 48 \text{ мм}$ (н. т.)	10605—63	стопорные с лапками	3693—52*
то же корончатые (н. т.)	10606—63	стопорные с носком	3695—52*
» » низкие (н. т.)	10607—63	стопорные с зубьями	10464—63
с уменьшенным размером «под ключ» (с $d > 48 \text{ мм}$) (п. т.)	10608—63	стопорные с внутренними зубьями	10462—63
то же корончатые (п. т.)	10609—63	стопорные с наружными зубьями	10463—63
» » низкие (п. т.)	10610—63	для осей с буртиком	9649—66
высокие со сферической опорной поверхностью	3392—57	косые	10906—66
		чистые	9065—59
		упорные быстротемные	11648—65
		Шплинты	397—66

¹ Нормальной точности.² Повышенной точности.

Обозначение гаек содержит обозначение и класс точности резьбы, группу и подгруппу материала, группу покрытия, а также номер соответствующего ГОСТа. Технические требования к шайбам регламентированы ГОСТом 6960—65.



Размеры в мм

Резьба	$S_{-0,01}$	t	Резьба	$S_{-0,01}$	t
M5 × 0,80	0,64	0,48	M8 × 1,25	1,17	0,82
M6 × 1,0	0,76	0,50	M10 × 1,5	1,22	0,93

Размер l принимается конструктивно

Рис. 7. Резьбовая вставка

Гайки изготавливают из тех же материалов или из материалов с несколько меньшей прочностью холодной штамповкой.

Для повышения несущей способности применяют обкатку резьбы и переходного участка (от гладкого стержня к головке) роликами. Болты из низкоуглеродистых сталей обыкновенного качества термически не обрабатывают; болты из среднеуглеродистых и легированных сталей подвергают термоулучшению или закачивают.

По ГОСТу 1759—62 для болтов, винтов и гаек предусмотрены следующие металлические покрытия и окисные пленки:

1. Цинковое, хроматированное (Ц. хр.); применяется при рабочих температурах $t < 300^\circ \text{C}$.

2. Кадмиевое, хроматированное (Кд. хр.); при $t < 200^\circ \text{C}$.

9. Основные материалы резьбовых деталей и их характеристики

Группа и марка стали и сплава	Термическая обработка		σ_b	σ_T	σ_{-1p}	δ в %	Область применения
	Температура заковки в °С, среда	Темпера- тура отпуска в °С					
Низко- и среднеуглеродистые стали обыкновенного качества							
Ст. 3	—	—	38—47	24	13	26	} Неответственные резьбовые соеди- нения Средненапряжен- ные соединения об- щего назначения
Ст. 4	—	—	42—52	26	15	24	
Ст. 5	—	—	50—62	28	17	20	
Стали углеродистые качественные							
A12	—	—	45—60	24	16	22	В машинах средней напряженности
35	850, вода	600	50—65	30	18	18	
45	850, вода	650—700	70—85	65	21	15	
38ХА	860, масло	550	90—95	80	30	12	В машинах высокой напряженности с ра- бочей температурой до 400° С, при дейст- вии переменных на- грузок
30ХГСА	880, масло	510—570	110	85	30	10	
40ХНМА	810, масло	580	115	105	44	12	
18ХНВА	860, масло	525—575	105	80	45	12	
16ХСН	925, вода	400	120	90	—	12	
Стали нержавеющей							
1Х17Н2	1030, масло	580	110	90	—	8	В машинах для открытых систем с рабочей температурой до 400° С То же, для закры- тых систем с рабо- чей температурой до 500° С То же, с рабочей температурой до 700°С
1Х12Н2ВМФ	1000, масло	620—680	120	75	—	15	
Х12Н22Т3МР	1170—1200, воздух+старе- ние, 750—800	—	105	85	—	8	
Латуни							
Л62	—	—	38	—	—	15	В электропроводя- щих системах
ЛС59-1	—	—	40	—	—	12	
Сплавы алюминия							
Д1Т	Закалка и искус- ственное старение То же	—	38	—	—	15	В слабонагружен- ных соединениях
Д16			43—47	—	—	17	

3. Никелевое многослойное (МН) (применяется и как декоративное покрытие).

4. Хромовое многослойное (МНХ или МХ).

5. Окисное (Хим. Окс.).

6. Фосфатное (Хим. Фос.).

7. Медное (М); при $t < 600^\circ \text{C}$.

8. Серебряное (Ср.); при $t < 700^\circ \text{C}$.

Покрyтия М и Ср. наносят на резьбовые детали во избежание пригара в резьбе при высоких температурах.

Для улучшения свинчиваемости нержавеющей сталей применяют химическое пассивирование (Хим. Пас.).

Для защиты резьбовых деталей из цветных металлов и сплавов от коррозии используют:

9. Оловянное покрытие (О).

10. Химическое пассивирование (Хим. Пас.).

Для легких металлов и сплавов:

11. Окисное, наполненное раствором хромпика (Ан. Окс. Хр.).

Толщина δ покрытий выбирается в зависимости от шага S резьбы в следующих пределах:

$S < 0,4$ мм, $\delta = 3 \div 6$ мк; $S = 0,4 \div 0,8$ мм, $\delta = 6 \div 9$ мк; $S > 0,8$ мм, $\delta = 9 \div 12$ мк.

Маркировка болтов. Согласно ГОСТу 1759—62 болты маркируют двузначным числом на головке. Первая цифра числа указывает номер группы болта и характеризует материал, вторая — номер подгруппы, определяющий минимальный предел прочности материала болта (табл. 10).

10. Маркировка болтов

№ группы	Стали и сплавы	№ под-группы	$\sigma_{\text{в}}$ мин в кг/мм ²	Маркировка
0	Углеродистые стали	0	30	00*
		1	50	01
		2	60	02
		5	80	05
1	Легированные стали	0	90	10
		2	110	12
2	Нержавеющие стали	0	44	20
		3	85	23
6	Цветные металлы и сплавы	0	32	60
		1	32	61**

* Не маркируется.

** Антимагнитная латунь.

УПРОЩЕННЫЙ РАСЧЕТ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА ПРОЧНОСТЬ

Этот расчет производится при предварительном выборе размеров соединения и для проверки прочности ответственных резьбовых соединений.

Основной расчетный случай. Болт (шпилька) нагружен продольной си-

лой (рис. 8). Для выбора диаметра болта по заданному внешнему усилию используется зависимость

$$F_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{P}{[\sigma]_p}; \quad (1)$$

здесь F_1 — площадь поперечного сечения болта по резьбе; d_1 — ее внутренний диаметр, причем для расчета на прочность можно принимать $d_1 = d - 1,08 S$, где d и S — наружный диаметр и шаг резьбы; P — растягивающее усилие от действия рабочих нагрузок, приходящееся на рассчитываемый болт; $[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение при растяжении.

Механические свойства сталей и сплавов после термообработки, применяемых для изготовления резьбовых деталей, приведены в табл. 9 (стр. 125). Значения $[\sigma]_p$ в долях от предела текучести σ_T материала даны в табл. 11, допускаемые усилия на болты при действии статической нагрузки — в табл. 12 [2], а значения d_1 и F_1 для резьб наиболее распространенных размеров — в табл. 13.

Момент на ключе при затяжке определяется по приближенной формуле

$$M_{\text{кл}} \approx 0,15 Q d, \quad (2)$$

где Q — усилие, действующее на болт, по графе Б табл. 12. Соответствующее этому усилию напряжение затяжки $\sigma_{\text{зат}} \approx 0,4 \sigma_T$.

Дополнительные расчетные случаи. а) Болт, поставленный без зазора, нагружен поперечной силой (рис. 9, а). Диаметр d_c стержня болта определяется из расчета на срез

$$\frac{\pi d_c^2}{4} \leq \frac{P}{[\tau]}, \quad (3)$$

где P — поперечная сила и $[\tau]$ — допускаемое напряжение при срезе. Обычно принимают $[\tau] \approx (0,2 \div 0,3) \sigma_T$.

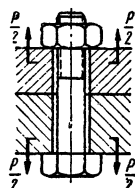


Рис. 8. Основной расчетный случай: болт под действием продольной силы

11. Отношение $\frac{[\sigma]_p}{[\sigma]_T}$ для резьбовых деталей

Сталь	Постоянная нагрузка		Переменная нагрузка от 0 до P	
	$d = 6 \div 16$	$d = 16 \div 30$	$d = 6 \div 16$	$d = 16 \div 30$
Углеродистая	0,20—0,25	0,25—0,40	0,08—0,12	0,12
Легированная	0,15—0,20	0,20—0,30	0,10—0,15	0,15

Диаметр резьбы d в мм.

12. Допускаемые статические нагрузки и моменты затяжки для болтов

Резьба		Сталь 45 $\sigma_s = 65 \text{ кг/мм}^2$			Сталь 30ХГСА $\sigma_s = 85 \text{ кг/мм}^2$			Сталь 40 ХНМА $\sigma_s = 105 \text{ кг/мм}^2$		
Диаметр	Шаг	Нагрузка в кг		Момент затяжки в кг·см	Нагрузка в кг		Момент затяжки в кг·см	Нагрузка в кг		Момент затяжки в кг·см
в мм		А	Б		А	Б		А	Б	
3	0,5	28	84	3,75	37	110	5,3	45	135	6,0
4	0,7	58	150	9,0	76	196	11,7	95	245	14,8
5	0,8	110	260	19,5	145	340	25,2	180	425	32,8
6	1,0	170	375	34,0	220	485	43,2	270	595	54,5
8	1,0	360	770	92,0	475	1000	120	585	1250	150
	1,25	330	700	64,0	430	915	110	530	1130	140
10	1,0	650	1340	200	850	1750	260	1050	2180	320
	1,5	550	1140	171	730	1500	900	900	1850	278
12	1,0	1050	2100	300	1370	2740	390	1700	3100	490
	1,5	930	1860	270	1210	2420	350	1500	3000	430
	1,75	870	1740	250	1130	2260	330	1410	2820	410
14	1,0	1560	3040	640	2040	3960	820	2510	4890	1030
	1,5	1410	2740	570	1840	3580	750	2260	4400	920
	2,0	1250	2440	510	1650	3210	670	2040	4000	840
16	1,0	2200	4190	1000	1890	5500	1320	3560	6750	1600
	1,5	2000	3800	920	2640	5030	1200	3240	6150	1500
	2,0	1860	3540	850	2400	4560	1000	2960	5600	1300
18	1,0	3120	5700	1600	4100	7500	2000	5050	9200	2500
	1,5	2880	5250	1400	3800	6950	1900	4650	8500	2300
	2,0	2650	4850	1300	3500	6400	1700	4300	7800	2100

Примечание. Случай А — неконтролируемая затяжка, грубый учет нагрузок; случай Б — контролируемая затяжка, точный учет нагрузок.

13. Наружный диаметр d , шаг S , внутренний диаметр d_1 и площадь поперечного сечения F_1 для наиболее употребительных метрических резьб (по ГОСТу 9150-59*)

Размеры в мм

d	S	d_1	F_1 в мм ²	d	S	d_1	F_1 в мм ²
3	0,5	2,459	4,75	20	2,5	17,294	235
					2,0	17,835	249
					1,5	18,376	265
					1,0	18,918	281
4	0,7	3,242	8,24				
	0,5	3,459	9,40				
5	0,8	4,134	13,4	22	2,5	19,294	292
	0,5	4,459	15,6		2,0	19,835	308
					1,5	20,376	326
					1,0	20,918	344
6	1,0	4,918	19,0				
	0,75	5,188	21,1	24	3,0	20,752	338
					2,0	21,835	374
					1,5	22,376	394
					1,0	22,918	412
8	1,25	6,647	34,7				
	1,0	6,918	37,6				
	0,75	7,188	40,5	27	3,0	23,752	443
					2,0	24,835	484
					1,5	25,376	506
					1,0	25,918	527
10	1,5	8,376	55,1				
	1,25	8,647	58,7	30	3,5	26,211	540
	1,0	8,918	62,4		3,0	26,752	562
					2,0	27,835	608
					1,5	28,376	633
12	1,75	10,106	80,2				
	1,5	10,376	84,6				
	1,25	10,647	89,0				
	1,0	10,918	93,6	33	3,5	29,211	670
14	2,0	11,835	110		3,0	29,752	695
	1,5	12,376	120		2,0	30,835	746
	1,25	12,647	126		1,5	31,376	774
	1,0	12,918	131				
16	2,0	13,835	150				
	1,5	14,376	162	36	4,0	31,670	787
	1,0	14,918	174		3,0	32,752	841
	0,75	15,188	181		2,0	33,835	899
					1,5	34,376	928
18	2,5	15,294	183				
	2,0	15,835	196				
	1,5	16,376	211				

б) Болт, поставленный с зазором, нагружен поперечной силой (рис. 9, б). Такой болт рассчитывается на силу затяжки

$$Q_0 = \frac{P}{f} \leq \frac{\pi d_1^2}{4} [\sigma]_p, \quad (4)$$

где f — коэффициент трения. Для сухих обработанных стыков стальных или чугунных деталей $f = 0,10 \div$

$\div 0,15$ (меньшее значение — для шлифованных стыков); при наличии масляной пленки $f = 0,06$.

Обычно принимают

$$[\sigma]_p \approx 0,6 \sigma_T.$$

Момент на ключе для создания такой силы затяжки

$$M_{кл} \approx 0,07 \sigma_T d^3.$$

В металлоконструкциях широко применяют высокопрочные болты с $\sigma_b = 130 \div 160$ кг/мм² взамен заклепок (два болта заменяют три

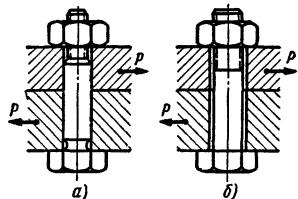


Рис. 9. Болты под действием поперечной силы

заклепки). Такие болты работают на затяжку.

При расчете высокопрочных болтов принимают следующие значения коэффициента трения f :

Необработанные стыки со следами
окалина 0,3
Обработанная стыка:
пескоструйная 0,5
газовой горелкой 0,4
Окраска:
алюминиевым порошком 0,15
черной антикоррозионной краской 0,10
свинцовым суриком 0,06

При тарированной затяжке допускается $[\sigma]_p \approx 0,8 \sigma_T$ и момент на ключе

$$M_{кл} \approx (0,18 \div 0,20) Q_0 d.$$

Если резьбовое соединение должно выдерживать большие растягивающие и срезающие силы, то применяют специальные пояски, а также конструктивные элементы в виде шпонок, втулок, замков и др., которые разгружают болты от перерезывающих сил (рис. 10).

В групповом соединении часто ставят несколько штифтов или болтов под развертку для взаимной фиксации соединяемых деталей.

При расчете ответственных резьбовых соединений (шатунные болты, силовые шпильки двигателей и т. п.)

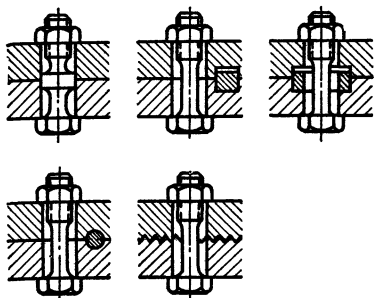


Рис. 10. Способы разгрузки резьбового соединения от перерезывающих сил

необходимо учитывать, наряду с основной (внешней) нагрузкой, усилия затяжки и дополнительные напряжения от изгиба и кручения.

НАГРУЗКИ НА РЕЗЬБОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ

Основные (внешние) растягивающие нагрузки связаны с назначением резьбового соединения и в большинстве случаев могут быть определены расчетным путем. Например, если крышка цилиндрического сосуда с внутренним давлением p прикреплена к одинаковым болтами, то основная нагрузка на болт

$$P = \frac{1}{z} \pi \frac{D_y^2}{4} p, \quad (5)$$

где D_y — средний диаметр уплотнения.

Резьбовые соединения всегда предварительно затягивают. Сила затяжки необходима для уменьшения влияния основных переменных нагрузок на прочность резьбового соединения. В затянутом соединении переменная нагрузка передается на резьбовую деталь лишь частично, и прочность затянутого соединения при переменных нагрузках больше, чем незатянутого. Иногда затяжка служит для создания определенного минимального давления на стыке соединяемых деталей для его герметичности. Величину силы затяжки

выбирают в зависимости от назначения и конструктивных особенностей соединения (см. ниже):

$$Q_0 = \sigma_{\text{зат}} F_1. \quad (6)$$

Дополнительные напряжения изгиба возникают в соединениях из-за перекосов опорных поверхностей соединяемых деталей, гайки и головки болта, осей нарезанных отверстий для шпилек и т. д. Наиболее опасны изгибающие нагрузки от упругих деформаций деталей: они могут вызывать переменные напряжения изгиба при циклической внешней нагрузке.

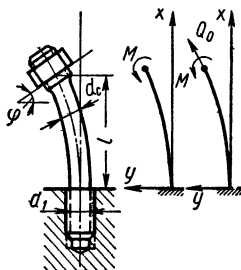


Рис. 11. Расчетные схемы при определении напряжений изгиба в стержне шпильки при заданном угле перекоса ϕ

Напряжения изгиба в теле болта (шпильки) при перекосе торца гайки (рис. 11)

$$\sigma_u = \frac{1}{2} \phi E \frac{d_c}{l}, \quad (7)$$

где ϕ — угол перекоса в радианах; E — модуль упругости материала шпильки (болта).

Изгибающие напряжения в резьбовой части

$$\sigma_{u1} = \frac{1}{2} \phi E \frac{d_c}{l} \left(\frac{d_c}{d_1} \right)^3. \quad (8)$$

Для уменьшения σ_{u1} следует применять болты с утонченным стержнем.

Если учесть влияние на изгиб осевой силы (силы затяжки), предполагая ее направленной по касательной к изогнутой оси стержня, то наибольшее напряжение от изгиба

будет в сечении $x = 0$ и составит [3]:
в стержне шпильки (болта)

$$\sigma_u = 2 \sqrt{\sigma_{зам.с}} \times \frac{\varphi \sqrt{E}}{\text{th} \left(\frac{4l}{d_c} \sqrt{\frac{\sigma_{зам.с}}{E}} \right)} \quad (9)$$

и в резьбовой части

$$\sigma_{u1} = 2 \sqrt{\sigma_{зам.с}} \frac{\varphi \sqrt{E}}{\text{th} \left(\frac{4l}{d_c} \sqrt{\frac{\sigma_{зам.с}}{E}} \right)} \left(\frac{d_c}{d_1} \right)^3 = \sigma_u \left(\frac{d_c}{d_1} \right)^3, \quad (10)$$

где $\sigma_{зам.с} = \frac{4Q_0}{\pi d_c^2}$ — напряжение в стержне шпильки от затяжки.

На рис. 12 и 13 приведены зависимости напряжений изгиба от силы

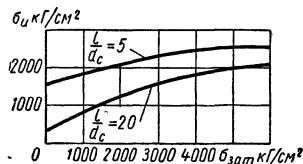


Рис. 12. Зависимость напряжений изгиба от напряжения затяжки в стержне шпильки

затяжки, построенные на основании формулы (9) при $\varphi = 0,5^\circ$ и $E = 2 \cdot 10^4$ кг/мм² для $\frac{l}{d_c} = 20$ и $\frac{l}{d_c} = 5$. Из графика видно, что на-

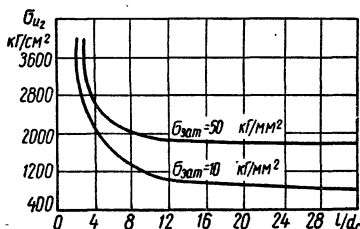


Рис. 13. Зависимость напряжений изгиба от отношения $\frac{l}{d_c}$

пряжение затяжки для длинных шпилек оказывает сильное влияние на величину σ_u .

При $\frac{4l}{d_c} \sqrt{\frac{\sigma_{зам.с}}{E}} < 0,5$ (короткие шпильки) расчет можно производить по более простой формуле (7).

Конструктивные мероприятия, уменьшающие напряжения изгиба, представлены на рис. 14.

Дополнительные напряжения от кручения возникают в теле болта



Рис. 14. Конструкции резьбовых соединений, уменьшающие напряжения изгиба в резьбе

При затяжке силой Q_0 стержень болта скручивается моментом

$$M_\kappa \approx Q_0 (0,16S + 0,58\mu' d_2), \quad (11)$$

где μ' — коэффициент трения в резьбе. В приближенных расчетах можно принимать

$$M_\kappa \approx k Q_0 d; \quad (12)$$

значение коэффициента k берется по табл. 14.

Напряжения кручения в стержне болта

$$\tau_c \approx \frac{M_\kappa}{0,2d_c^3}. \quad (13)$$

Отношение касательного напряжения в стержне болта к нормальному

растягивающемуся напряжению при затяжке

$$\frac{\tau_c}{\sigma_{зат.с}} = 4k \frac{d}{d_c} \quad (14)$$

и для резьбовой части болта

$$\frac{\tau_c}{\sigma_{зат.с}} = 4k \frac{d}{d_1} \quad (15)$$

При уменьшенном диаметре болта необходимо устранить возможность скручивания болта при затяжке.

14. Значения μ' , k и $\frac{\tau_c}{\sigma_{зат}}$

Состояние контактных поверхностей резьбового соединения	μ'	k	$\frac{\tau_c}{\sigma_{зат}}$
Чисто обработанные поверхности, смазанные	0,10	0,07	0,33
Грубо обработанные поверхности, смазанные	0,20	0,12	0,58
Грубо обработанные поверхности, смазка отсутствует	0,30	0,17	0,80
Примечание. Значения $\frac{\tau_c}{\sigma_{зат}}$ вычислены при $\frac{d_1}{d} = 0,85$.			

При наличии переменных нагрузок напряжения кручения в болте постепенно исчезают.

СОВМЕСТНОЕ ДЕЙСТВИЕ НАГРУЗОК В РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ

Совместное действие усилия затяжки и внешней осевой нагрузки. Резьбовое соединение (рис. 15) затянуто силой Q_0 и затем подвергается действию внешней силы P . Необходимо определить нагрузку, действующую на болт (шпильку).

Эта задача была решена А. И. Сидоровым и И. И. Бобарыковым. В более поздних работах дано уточненное решение задачи с учетом пластических деформаций и нагрева.

Для решения задачи промежуточные детали заменяются эквивалентными по жесткости втулками

(рис. 16), а внешняя нагрузка считается приложенной симметрично относительно оси болта.

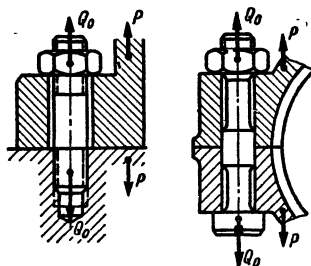


Рис. 15. Схемы затянутых резьбовых соединений

Дополнительная сила P_a , действующая на болт после приложения

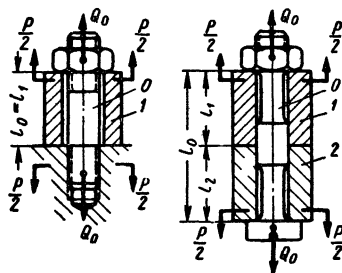


Рис. 16. Расчетные схемы для определения усилий в затянутом соединении (0, 1, 2 — детали, участвующие в соединении)

внешней нагрузки, определяется из диаграммы усилий (рис. 17).

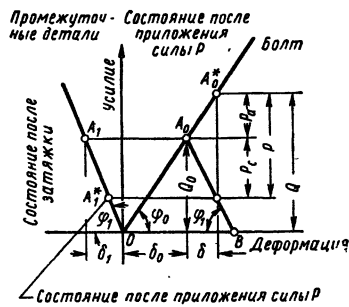


Рис. 17. Диаграмма усилий в затянутом резьбовом соединении

Линии OA_0 и OA_1 выражают удлинение болта и укорочение

промежуточных деталей при действии нагрузки.

В начальный момент на болт действует сила Q_0 , вызывающая удлинение болта (точка A_0)

$$\delta_0 = \lambda_0 Q_0 \quad (16)$$

и укорочение промежуточных деталей (точка A_1)

$$\delta_1 = -\lambda_1 Q_0, \quad (17)$$

где λ_0 и λ_1 — коэффициенты податливости соответственно болта и промежуточных деталей *.

Углы наклона прямых OA_0 и OA_1 определяются равенствами

$$\operatorname{tg} \varphi_0 = \frac{1}{\lambda_0} \quad \text{и} \quad \operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{1}{\lambda_1}.$$

После приложения внешней силы P болт получит дополнительное удлинение на величину δ , и дополнительное усилие (точка A_0^*) будет равно (см. диаграмму)

$$P_a = \delta \operatorname{tg} \varphi_0 = \frac{\delta}{\lambda_0}. \quad (18)$$

Сила, действующая на промежуточные детали (точка A_1^*), уменьшится на величину

$$P_c = \delta \operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{\delta}{\lambda_1}. \quad (19)$$

Это уменьшение можно найти, проведя через точку A_0 прямую A_0B параллельно прямой OA_1 .

Из условия равновесия следует

$$P = P_a + P_c = \delta (\operatorname{tg} \varphi_0 + \operatorname{tg} \varphi_1); \quad (20)$$

отсюда

$$P_a = P \frac{\operatorname{tg} \varphi_0}{\operatorname{tg} \varphi_0 + \operatorname{tg} \varphi_1} = P \frac{\lambda_1}{\lambda_0 + \lambda_1}. \quad (21)$$

Полное усилие на болт (шпильку)

$$Q = Q_0 + P_a = Q_0 + \chi P, \quad (22)$$

где χ — коэффициент основной нагрузки, определяемый равенством

$$\chi = \frac{\lambda_1}{\lambda_0 + \lambda_1}. \quad (23)$$

Если на болт действует сила, изменяющаяся циклически (от O до P),

то переменное напряжение в резьбовой части болта

$$\sigma_a = \frac{P_a}{2F_1} = \frac{\chi}{2} \cdot \frac{P}{F_1}; \quad (24)$$

постоянное напряжение

$$\sigma_m = \frac{Q_0 + \frac{1}{2} P_a}{F_1} = \sigma_{ам} + \sigma_a. \quad (25)$$

Для снижения переменных напряжений σ_a в болте следует уменьшить коэффициент χ основной нагрузки, т. е. применять податливые болты (увеличивать λ_0) и жесткие фланцы (уменьшать λ_1). На рис. 18 видны

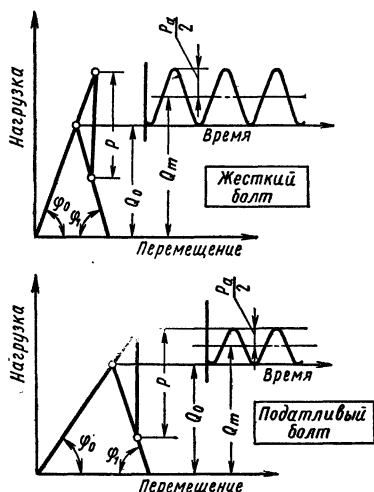


Рис. 18. Переменная нагрузка на болты различной жесткости при одинаковых условиях работы

преимущества податливых болтов при действии переменных нагрузок. Отсюда — правило конструирования резьбовых соединений: «Жесткие фланцы — податливые болты».

Из формулы (22) следует, что в затянутом резьбовом соединении внешняя нагрузка передается на болт лишь частично ($\chi = 0,2 \div 0,3$). Это делает затяжку резьбового соединения весьма эффективным средством уменьшения влияния внешней переменной нагрузки.

Совместное действие усилия затяжки и нагрева. В случае если

* Расчетное определение коэффициентов податливости см. на стр. 135—137.

болт и промежуточные детали нагреты неодинаково или в случае равномерного нагрева, но при различных коэффициентах линейного расширения болта и стягиваемых деталей, первоначальное усилие затяжки

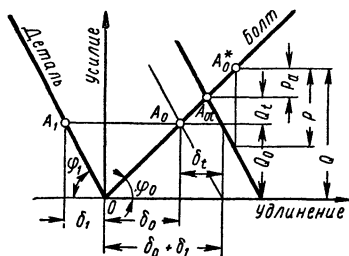


Рис. 19. Диаграмма усилий в резьбовом соединении при учете температурных деформаций

изменяется (рис. 19). Температурная деформация будет равна

$$\delta_t = \alpha_0 t_0 l_0 - \alpha_1 t_1 l_1, \quad (26)$$

где α_0 и α_1 , t_0 и t_1 , l_0 и l_1 — соответственно коэффициенты линейного расширения, температуры и длины болта и промежуточных деталей.

Увеличение напряжения затяжки будет

$$Q_t = \frac{\delta_t}{\lambda_0 + \lambda_1}. \quad (27)$$

Диаграмма усилий с учетом пластических деформаций. Положим, что при затяжке в болте (шпильке) и скрепляемых деталях возникают пла-

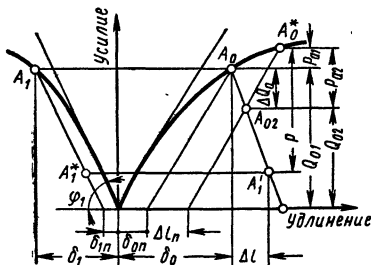


Рис. 20. Диаграмма усилий в резьбовом соединении при учете пластических деформаций

стические деформации. Состояние затяжки характеризуется точками A_0 и A_1 (рис. 20). После приложения

внешнего усилия P деформация в болте возрастет по кривой $A_0 A_0^*$, а деформация детали — уменьшится по прямой $A_1 A_1^*$, параллельной упругому (начальному) участку. Дополнительное усилие на болт при первом нагружении изображается отрезком P_{a1} .

При снятии внешней нагрузки усилие в болте будет убывать по прямой $A_0^* A_{02}$, а усилие на стыке — возрастать по прямой $A_1' A_{02}$. В результате усилие затяжки уменьшится на величину

$$\Delta Q_0 = \frac{\Delta l_n}{\lambda_0 + \lambda_1}, \quad (28)$$

где Δl_n — дополнительное остаточное удлинение болта после приложения внешней нагрузки.

Таким образом, пластическая деформация болта в процессе затяжки после приложения и снятия внешней нагрузки приводит к потере затяжки. Пластическая деформация промежуточных деталей при этом не сказывается на величине затяжки.

Если $\delta_{0n} + \delta_{1n} + \Delta l_n > \delta_0 + \delta_1$, то после снятия внешней нагрузки затяжка исчезает совсем.

Дополнительное усилие на болт при втором нагружении будет

$$P_{a2} = P \frac{\lambda_1}{\lambda_0 + \lambda_1}, \quad (29)$$

т. е. практически нельзя рассчитывать на уменьшение доли внешней нагрузки, приходящейся на болт, за счет его пластической деформации.

При дальнейшем повторении приложения нагрузки усилие в болте будет изменяться от Q_{02} до $Q_{02} + P_{a2}$.

Определение коэффициента основной нагрузки. В большинстве случаев определить коэффициент основной нагрузки (см. стр. 132) с достаточной точностью можно лишь экспериментально. На рис. 21 показана схема экспериментального определения коэффициента основной нагрузки во фланцевом соединении, растягиваемом силой P .

Для определения силы, действующей на каждый болт, необходимо измерить его удлинение при помощи

проволочных тензометров или других устройств (микрометры менее пригодны для этой цели). По удлинению находят дополнительное уси-

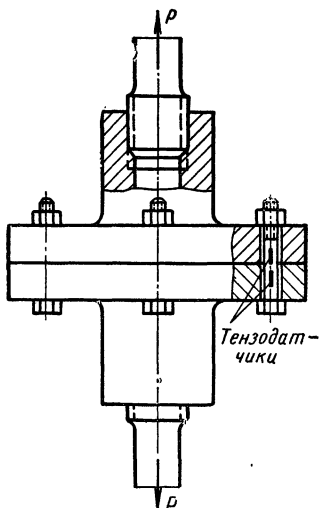


Рис. 21. Схема экспериментального определения коэффициента основной нагрузки во фланцевом соединении

лие в болте, и тогда коэффициент основной нагрузки

$$\chi = \frac{zPa}{P}, \quad (30)$$

где z — число болтов.

Экспериментальное определение усилий в резьбовом соединении. Большие преимущества при экспериментальном определении усилий в резьбовых соединениях имеют проволочные тензометры.

Проволочный тензометр представляет собой проволоку*, уложенную в той или иной форме (чаще всего в виде петель, параллельно расположенных в один слой — решетка) и приклеенную к своей основе (рис. 22).

Решетку такого тензометра изготавливают из отожженной константановой проволоки диаметром $d = 15-30$ мк, имеющей стандартный химический состав. Концы проволоки припаивают или приваривают к выводам из более толстого проводника. В качестве основы, изолирующей решетку от электрического пробоя, применяют напирсаную бумагу, нешлющенную (карандашную) кальку, пленку из клея БФ-4 или бакелитового лака и др.

* Вместо проволоки применяют иногда тонкую фольгу.

Датчик наклеивают на поверхность исследуемой детали так, чтобы размер базы (длина петли) l (рис. 22) совпадал с направлением, в котором требуется измерить деформацию. При плотной наклейке проволока удлиняется вместе с поверхностью детали, ее омическое сопротивление изме-



Рис. 22. Устройство проволочного тензометра

няется и регистрируется как показатель деформации.

Относительное изменение омического сопротивления R проволоки пропорционально ее относительному удлинению ε :

$$\frac{\Delta R}{R} = \gamma_0 \varepsilon,$$

где γ_0 — коэффициент тензочувствительности (безразмерная величина, зависящая от физических свойств материала); $\gamma_0 = 2,0-2,1$ — для константана; $\gamma_0 = 2,1-2,3$ — для никрома.

У проволочного датчика вследствие закруглений на концах петель обнаруживается чувствительность не только к продольным, но и к поперечным деформациям; однако при $l = 10-20$ мм эта чувствительность невелика.

При статических испытаниях датчик, наклеенный на деталь, включается в измерительный прибор по мостовой или потенциометрической схеме (рис. 23) с отсчетом по гальванометру. Одно из четырех сопротивлений моста R_1 представляет собой сопротивление рабочего датчика (или системы рабочих датчиков), остальные сопротивления подбираются так, чтобы при отсутствии удлинения детали (до начала испытаний) мост был сбалансирован, и сила тока i_2 в гальванометре равнялась нулю. Обычно в качестве сопротивления R_4 берут второй такой же датчик, а сопротивления R_2 и R_3 размещены на входе в тензометрическое устройство (усилитель), и их величину можно изменять при настройке (балансировке моста прибора).

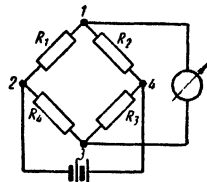


Рис. 23. Мостовая схема с отсчетом по гальванометру

Величина тока, протекающего через гальванометр, пропорциональна изменению сопротивления тензометра и, следовательно, измеряемой деформации.

Место наклейки тензометров выбирают в соответствии с задачами эксперимента.

На рис. 24 приведен пример наклейки тензометров на болт, соединяющий фланцы. В среднем сечении болта с помощью продольных тензометров 1а, 1б и кольцевых 1с, 1д, включенных, как показано на схеме

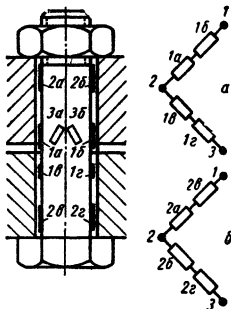


Рис. 24. Установка тензодатчиков на стяжном болте для измерения растягивающего усилия, изгибающего и крутящего моментов

а, измеряется продольная сила. С помощью тензометров 2а, 2б и 2с, 2д, включенных, как показано на схеме б, измеряются с компенсацией продольной силы изгибающие моменты в плоскости чертежа в верхнем и нижнем сечениях болта. Аналогично включенные датчики 3а и 3б предназначены для регистрации момента кручения в среднем сечении.

РАСЧЕТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ОСНОВНОЙ НАГРУЗКИ

Для расчетного определения коэффициента основной нагрузки по формуле (23) необходимо вычислить коэффициенты податливости отдельных деталей.

Коэффициент податливости длинных болтов (шпильек) при $l_0 \geq 6d$ определяется достаточно точно. Для болта постоянного сечения

$$\lambda_0 = \frac{l_0}{E_0 F_0}, \quad (31)$$

где l_0 — длина растягиваемой части болта и F_0 — площадь поперечного сечения болта.

Если болт состоит из n участков (болт переменного сечения) (рис. 25),

то

$$\lambda_0 = \frac{1}{E_0} \sum_{i=1}^n \frac{l_{0i}}{F_{0i}}, \quad (32)$$

где l_{0i} и F_{0i} — соответственно длина и площадь поперечного сечения i -го участка болта.

В резьбовой части площадь сечения стержня

$$F_0 = \frac{\pi d_1^2}{4}.$$

В коротких болтах (шпильках)

при $l_0 < 6d$ следует учитывать деформацию стержня в пределах гайки и головки болта (корпуса) [3, 9]. Можно принимать

$$\left. \begin{aligned} \text{при } \frac{d}{S} &= 6 \div 10 \\ \lambda_{p.s} &\approx (0,95 \div 0,80) \frac{1}{E_0 d}, \\ \text{при } \frac{d}{S} &= 10 \div 20 \\ \lambda_{p.s} &\approx (0,80 \div 0,70) \frac{1}{E_0 d}, \end{aligned} \right\} \quad (33)$$

где $\lambda_{p.s}$ — коэффициент податливости резьбы в пределах гайки. Если модули упругости болта (шпильки) E_b и гайки E_s (корпуса) неодинаковы, следует принять

$$\frac{1}{E_0} \approx \frac{1}{2} \left(\frac{1}{E_b} + \frac{1}{E_s} \right). \quad (34)$$

Коэффициент податливости головки болта

$$\lambda_{2.6} \approx \frac{0,15}{E_0 h}, \quad (35)$$

где h — высота головки.

Для коротких болтов коэффициент податливости следует вычислять по формуле

$$\lambda_0 = \frac{1}{E_0} \sum_{i=1}^n \frac{l_{0i}}{F_{0i}} + \lambda_{p.s} + \lambda_{2.6}, \quad (36)$$

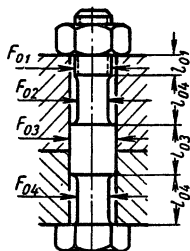


Рис. 25. Вычисление коэффициента податливости λ_0 для болта с переменной площадью поперечного сечения

а для коротких шпилек

$$\lambda_0 = \frac{1}{E_0} \sum_{i=1}^n \frac{l_{0i}}{F_{0i}} + \lambda_{p.g} + \lambda_{p.k}, \quad (37)$$

где $\lambda_{p.k}$ — податливость резьбы в пределах корпуса.

Коэффициент податливости промежуточных деталей определяется в предположении, что равномерная

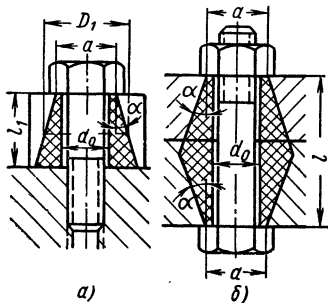


Рис. 26. Конусы давления

деформация происходит в полном «конусе давления» (рис. 26, а). Диаметр меньшего основания конуса принимается равным наружному диаметру кольцевой опорной поверхности или размеру «под ключ» при шестигранной гайке (головке болта).

Угол конуса *

$$\alpha \approx 22 \div 27^\circ \text{ (т. е. } \operatorname{tg} \alpha \approx 0,4 \div 0,5 \text{)}.$$

При $l_1 < d_0$ «конус давления» заменяется цилиндром, проходящим через середины образующих конуса. Площадь сечения эквивалентной по жесткости втулки

$$F_1 = \frac{\pi}{4} [(a + l_1 \operatorname{tg} \alpha)^2 - d_0^2] \quad (38)$$

и коэффициент податливости промежуточных деталей

$$\lambda_1 = \frac{l_1}{E_1 F_1}, \quad (39)$$

где d_0 — диаметр отверстия под винт; E_1 — модуль упругости детали.

* Принимавшаяся ранее величина $\alpha = 45^\circ$ дает завышенное значение жесткости промежуточных деталей.

При $l_1 > d_0$ замена конуса эквивалентным цилиндром приводит к существенной погрешности [3]. В этом случае расчет следует производить по формуле

$$\lambda_1 = \frac{2,30}{E_1 \pi d_0 \operatorname{tg} \alpha} \times \operatorname{tg} \frac{(a + d_0)(a + 2l_1 \operatorname{tg} \alpha - d_0)}{(a - d_0)(a + 2l_1 \operatorname{tg} \alpha + d_0)}. \quad (40)$$

Если болт соединяет два фланца (рис. 26, б), то следует учитывать два конуса давления, и в формуле (40) для коэффициента податливости λ_1 принимать 4,60 вместо 2,30 и l вместо $2l_1$.

Если наружный диаметр втулок $D > a + l \operatorname{tg} \alpha$, то дальнейшее увеличение D не повышает жесткости промежуточных деталей.

При частом расположении болтов площадь сечения промежуточной детали $F_{1\partial}$, приходящаяся на один болт, может оказаться меньше величины F_1 , вычисленной по формуле

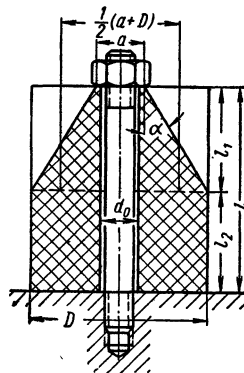


Рис. 27. Случай, когда конус давления выходит за пределы детали

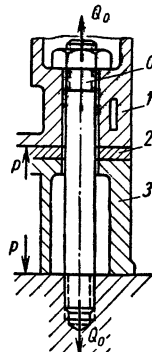


Рис. 28. Схема работы силовой шпильки

(38). В этом случае коэффициент податливости промежуточной детали

$$\lambda_1 = \frac{l_1}{E_1 F_{1\partial}}. \quad (41)$$

Практически возможен случай, когда конус давления выходит за пре-

делу детали (рис. 27). Тогда, заменив на втором участке конус цилиндом, получим

$$\lambda_1 = \frac{l_1}{E_1 \frac{\pi}{4} \left[\left(a + \frac{1}{2} l_1 \operatorname{tg} \alpha \right)^2 - d_0^2 \right]} + \frac{l_2}{E_1 \frac{\pi}{4} (D^2 - d_0^2)}. \quad (42)$$

Определение коэффициента основной нагрузки в сложных силовых схемах. В ряде конструкций встречаются сложные силовые схемы. На



Рис. 29. Расчетная схема сложной системы с одной внешней нагрузкой

рис. 28 приведена схема работы силовой шпильки в одном из двигателей. Здесь в деформации участвуют несколько деталей (0, 1, 2, 3), и внешняя нагрузка P приложена к головке блока. В подобных случаях различают детали системы болта, в которых под действием внешней нагрузки абсолютная величина деформаций возрастает (шпилька, головка или в общем случае, рис. 29, детали 0, 1, 2, 9), и детали системы корпуса, в которых абсолютная величина деформации уменьшается (прокладка, рубашка блока на рис. 28 или в общем случае, рис. 29, детали 3—8).

Усилие, приходящееся на шпильку (болт), определяется по формуле (22), в которой коэффициент основной нагрузки

$$\chi = \frac{\sum \lambda_{\text{деталей системы корпуса}}}{\sum \lambda_{\text{всех деталей системы}}}. \quad (43)$$

Примеры.

1. Для системы по рис. 28:

$$\chi = \frac{\lambda_2 + \lambda_3}{\lambda_0 + \lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3}.$$

2. Для системы по рис. 29:

$$\chi = \frac{\sum_{i=3}^8 \lambda_i}{\sum_{i=0}^9 \lambda_i}.$$

На рис. 30 показана зависимость коэффициента χ от места приложения нагрузки.

	$0 < \chi < 1$ $\chi = \frac{\lambda_1 + \lambda_2}{\lambda_0 + \lambda_1 + \lambda_2}$		$\chi \approx 0$
	$0 < \chi < 1$ $\chi = \frac{\lambda_2}{\lambda_0 + \lambda_1 + \lambda_2}$		$\chi \approx 1$
	$\chi = 0$		$\chi \approx 0$

Рис. 30. Влияние места приложения внешней силы на коэффициент основной нагрузки

Для уменьшения χ упругие детали (пружины, упругие шайбы) следует вводить в систему болта.

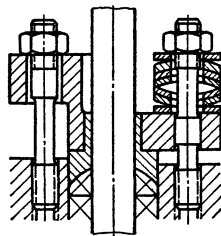


Рис. 31. Уменьшение температурных деформаций с помощью упругих деталей

Дополнительное усилие на болт в результате нагрева деталей можно определить по формуле

$$Q_t = \frac{\sum_{i=1}^n \alpha_i l_i t_i - \alpha_0 l_0 t_0}{\sum_{i=1}^n \lambda_i}, \quad (44)$$

где α_i — коэффициент линейного расширения детали; t_i — температура детали; l_i — длина i -го участка.

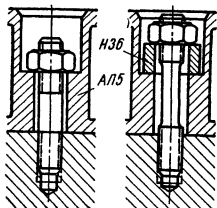


Рис. 32. Уменьшение температурных напряжений в силовой шпильке с помощью втулки из сплава НЗ6 ($\alpha \leq 1,5 \cdot 10^{-6}$)

В некоторых конструкциях для уменьшения температурных напряжений в систему вводят упругие шайбы и компенсаторы из инвара или других материалов (рис. 31—32).

УСИЛИЯ В ГРУППОВЫХ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ

Расчет на прочность соединений посредством нескольких болтов (шпилек) — групповых болтовых соединений — сводится к определению напряжений в наиболее нагруженном болте и проверке его прочности.

Расчет болтов для крепления жестких плит на упругом основании

Расчет относится к болтам крепления фундаментных плит, кронштейнов и т. п.

Для упрощения расчета принимают, что стык и болты имеют плоскость симметрии, в которой действуют внешние силы. Предварительная затяжка болтов обеспечивает плотность стыка.

Группа болтов нагружена изгибающим моментом и растягивающей силой (рис. 33).

Напряжения растяжения уменьшают первоначальные напряжения сжатия на поверхности стыка.

Положение оси поворота плиты z (рис. 33), проходящей через приведенный центр тяжести, определяется из условия [3]

$$kS_1 + \sum_{i=1}^n \frac{E_{oi} f_{oi}}{l_{oi}} y_i = 0, \quad (45)$$

где k — коэффициент жесткости основания в кг/см^3 , равный напряжению на поверхности стыка при осадке на 1 см; для бетона $k \approx 800 \div 1200 \text{ кг/см}^3$, для кирпичной кладки $k \approx 400 \div 500 \text{ кг/см}^3$; $S_1 = \int y dF_1$ — статический момент площади стыка относительно оси z ; E_{oi} , f_{oi} ,

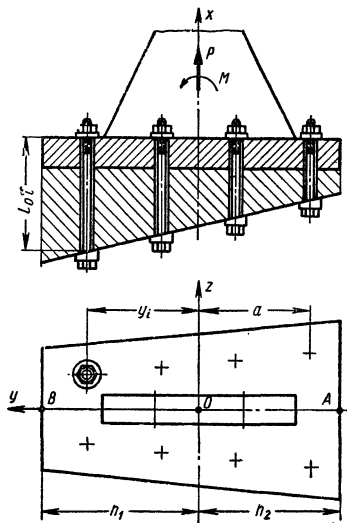


Рис. 33. Определение усилий в групповом резьбовом соединении

l_{oi} — соответственно модуль упругости материала, площадь сечения и длина i -го болта; n — число болтов.

Если стержень болта залит в бетон (рис. 34), то принимают $l_{oi} = \frac{1}{3} L_i$, где L_i — длина болта.

Напряжение на поверхности стыка

$$\sigma_1 = \sigma_1^{(0)} + k \left(\frac{P}{F} - y \frac{M}{J} \right), \quad (46)$$

напряжение в i -том болте

$$\sigma_{0i} = \sigma_{0i}^{(0)} + \frac{E_{0i}}{l_{0i}} \left(\frac{P}{F} - y_i \frac{M}{J} \right), \quad (47)$$

где $\sigma_1^{(0)}$ и $\sigma_{0i}^{(0)}$ — напряжение на стыке и i -том болте после предварительной затяжки. Здесь

$$\sigma_1^{(0)} < 0; \quad (48)$$

$$J = kJ_1 + \sum_{i=1}^n \frac{E_{0i} f_{0i}}{l_{0i}} y_i^2; \quad (49)$$

$$F = kF_1 + \sum_{i=1}^n \frac{E_{0i} f_{0i}}{l_{0i}}, \quad (50)$$

где F_1 — площадь стыка; $J_1 = \int y^2 dF_1$ — момент инерции площади стыка относительно оси z .

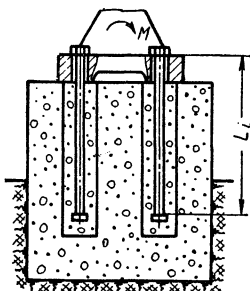


Рис. 34. К расчету фундаментных болтов

В большинстве случаев площади стыка и сечения болтов имеют общий центр тяжести, и ось z проходит через него.

В приближенных расчетах можно использовать зависимости

$$J = kJ_1, \quad (51)$$

$$F = kF_1. \quad (52)$$

При проектировании стыка и выборе первоначальной затяжки необходимо обеспечить три следующих условия:

1. Условие нераскрытия стыка

$$|\sigma_1^{(0)}| > k \left(\frac{P}{F} + h_2 \frac{M}{J} \right), \quad (53)$$

где $|\sigma_1^{(0)}|$ — абсолютная величина равномерно распределенного давле-

ния на стыке. Это условие должно проверяться для точки A — наиболее удаленной точки на стороне растяжения (см. рис. 33).

2. Наибольшее напряжение на стыке не должно превышать допускаемой величины

$$|\sigma_1 \max| = \left| \sigma_1^{(0)} + k \left(-h_1 \frac{M}{J} + \frac{P}{F} \right) \right| \leq [\sigma]_{сж}. \quad (54)$$

Это условие должно проверяться для точки B — наиболее удаленной точки на стороне сжатия. Обычно принимают допускаемое напряжение сжатия $[\sigma]_{сж}$ на поверхности стыка: 7–10 $\kappa\Gamma/\text{см}^2$ для кирпичной кладки на известковом растворе; 15–20 $\kappa\Gamma/\text{см}^2$ для кирпичной кладки на цементном растворе; 10–15 $\kappa\Gamma/\text{см}^2$ для бетона.

3. Наибольшее напряжение в болтах не должно превышать допускаемой величины

$$\sigma_0 \max = \sigma_{0i}^{(0)} + \frac{E_{0i}}{l_{0i}} \left(\frac{Ma}{J} + \frac{P}{F} \right) \leq [\sigma]_p. \quad (55)$$

Для приближенных расчетов вместо формул (53) — (54) можно использовать зависимости

$$|\sigma_1^{(0)}| > \left| \frac{Mh_2}{J_1} + \frac{P}{F_1} \right|; \quad (56)$$

$$|\sigma_1 \max| = \left| \sigma_1^{(0)} - \frac{Mh_1}{J_1} + \frac{P}{F_1} \right| \leq [\sigma]_{сж}; \quad (57)$$

$$\sigma_0 \max = \sigma_0^{(0)} + \frac{Ma}{J_0} + \frac{P}{F_0} \leq [\sigma]_p, \quad (58)$$

где $F_0 = \sum_{i=1}^n f_{0i}$; $J_0 = \sum_{i=1}^n y_i^2 f_{0i}$ — суммарные площадь и моменты инерции поперечных сечений болтов.

Величины J_1 и F_1 принимают такими, чтобы удовлетворялись условия (56) и (57), а значения J_0 и F_0 выбираются из условия прочности для болтов (58).

Группа болтов нагружена поперечной силой.

Поперечная сила Q уравновешивается силами трения на стыке; должно быть

$$Q \leq f |\sigma_1^{(0)}| F_1, \quad (59)$$

где f — коэффициент трения на стыке. При этом необходимо, чтобы $|\sigma_1^{(0)}| \leq [\sigma]_{сж}$.

При больших значениях силы Q следует применять специальные разгрузочные выступы.

Для создания требуемого давления на стыке болты должны быть затянуты с напряжением

$$\sigma_0^{(0)} = |\sigma_1^{(0)}| \frac{F_1}{F_0} \leq [\sigma]_p. \quad (60)$$

Расчет болтов для крепления плит на жестком основании при совместном действии изгибающего момента и растягивающей силы

Этот случай охватывает расчет болтов для крепления корпусов машин, кронштейнов к фундаментным плитам, станинам и т. д.

Принимается, что ось z проходит через центр тяжести площади стыка*.

Напряжение на стыке

$$\sigma_1 = \sigma_1^{(0)} - \frac{M}{J_1} y + \frac{P}{F_1}. \quad (61)$$

Условие нераскрытия стыка

$$|\sigma_1^{(0)}| > \left| \frac{M}{J_1} h_2 + \frac{P}{F_1} \right|, \quad (62)$$

где $y = -h_2$ — расстояние наиболее удаленной точки на стороне «растяжения» от действия момента; J_1 и F_1 — момент инерции и площадь стыка.

Напряжения в i -том болте

$$\sigma_{0i} = \sigma_{0i}^{(0)} + \chi \left(\frac{P}{F_0} - y_i \frac{M}{J_0} \right), \quad (63)$$

где J_0 и F_0 — суммарные момент инерции сечения болтов и площадь болтов, а χ — коэффициент основной нагрузки.

При жестком основании нагрузка на болты уменьшается за счет снижения давления на стыке после приложения внешних сил.

Наиболее рациональны стыки, имеющие наибольший момент инерции J_1 при заданном F_1 .

* Такое предположение справедливо при большой жесткости фланцев. В действительности жесткость фланцев ограничена, и поэтому ось z несколько смещена к сжимаемой стороне.

Распределение нагрузки по виткам резьбы

Первое аналитическое решение задачи о распределении нагрузки в соединении с кольцевыми витками дано Н. Е. Жуковским [4] в 1902 г.

В работе [3] получено решение задачи о распределении нагрузки по виткам реального резьбового соединения в аналитической форме.

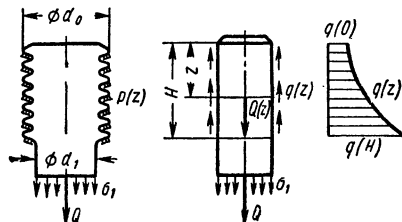


Рис. 35. Интенсивность распределения осевых сил по высоте резьбы

Распределение нагрузки по виткам резьбы характеризуется интенсивностью распределения осевых сил по высоте резьбы (рис. 35):

$$q(z) = \frac{dQ(z)}{dz}, \quad (64)$$

где $Q(z)$ — величина силы, растягивающей стержень болта или сжимающей тело гайки в сечении z :

$$Q(z) = \int_0^z q(z) dz.$$

При обозначениях

$$\beta = \frac{1}{E_1 F_1} + \frac{1}{E_2 F_2} \quad (65)$$

$$\gamma = \left(\frac{\lambda_1}{E_1} + \frac{\lambda_2}{E_2} \right) \frac{S^2}{f}, \quad (66)$$

где E_1 и E_2 — модули упругости материалов соответственно болта и гайки; F_1 и F_2 — площади поперечного сечения соответственно стержня болта и тела гайки; λ_1 и λ_2 — безразмерные коэффициенты, зависящие от геометрических параметров резьбы и всего соединения; S — шаг резьбы и f — проекция боковой поверхности витка на плоскость, перпен-

дикулярную оси z (см. рис. 35), — установлена зависимость

$$q''(z) - \frac{\beta}{\gamma} q(z) = 0. \quad (67)$$

Решение этого уравнения с учетом граничных условий имеет вид

$$q(z) = \frac{Qm}{\operatorname{sh} mH} \operatorname{ch} mz, \quad (68)$$

где

$$m = \sqrt{\frac{\beta}{\gamma}}.$$

Отсюда следует, что в болтовом соединении нагрузка витков резьбы возрастает в направлении от верхних витков к нижним по закону гиперболического косинуса.

Нагрузка на отдельные витки вычисляется по уравнению

$$Q_S = \int_z^S q(z) dz. \quad (69)$$

Подробнее о распределении нагрузки по виткам резьбы см. работу [3].

Для соединения типа стяжки

$$q(z) = \frac{Qm}{\beta \operatorname{sh} mH} \left[\frac{\operatorname{ch} mz}{E_1 F_1} + \frac{\operatorname{ch} m(H-z)}{E_2 F_2} \right], \quad (70)$$

причем в зависимости от соотношений жесткостей максимальное напряжение может быть либо в сечении $z=0$, либо в сечении $z=H$.

При практическом выполнении резьбового соединения типа стяжки не следует стремиться к большой площади охватываемой детали, так как это только уменьшает прочность соединения.

Распределение нагрузки по виткам резьбы наиболее существенно отражается на усталостной прочности соединения. Анализ многочисленных данных экспериментальных исследований показал, что относительное снижение нагрузки на нижнем витке приблизительно соответствует относительному повышению предельной амплитуды цикла переменных напряжений.

Отсюда вытекает практическая необходимость улучшения распределения нагрузки по виткам и, как следствие, снижения нагрузки на первом витке; это может быть достигнуто путем увеличения податливости витков резьбы (γ) и уменьшения податливости тела болта и гайки при деформации растяжения и сжатия (β).

Указанное обстоятельство используется для частичного улучшения распределения нагрузки между витками в нормальных гайках либо за

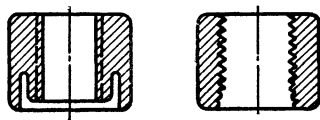


Рис. 36. Гайки с поднутрением и со скосом витков

счет небольшого поднутрения (рис. 36), либо частичным срезом нижних витков (при этом увеличивается податливость витков болта). Лучший результат дает введение в резьбу упругих элементов (например, резьбовой вставки).

На распределение нагрузки по виткам резьбы влияет — более или менее сильно — ряд конструктивных факторов: высота, толщина, материал, форма гайки и шаг резьбы. Подробнее об этом см. [3].

ПРОЧНОСТЬ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПРИ СТАТИЧЕСКИХ НАГРУЗКАХ

При статических нагрузках возможны два вида разрушения: обрыв стержня болта (шпильки) и срез витков резьбы.

Прочность стержня

Растягивающее усилие, разрушающее резьбовую часть стержня болта,

$$Q_{раз} = \sigma_s \frac{\pi d_1^2}{4}, \quad (71)$$

где d_1 — номинальный внутренний диаметр плоскосрезанного профиля

15. Значения отношения $\frac{\sigma'_\theta}{\sigma_\theta}$ для различных материалов

Резьба $d \times S$ в мм	Марка стали (сплава)	Температура в °C		σ_θ в кг/мм ²	$\frac{\sigma'_\theta}{\sigma_\theta}$
		закалки	отпуска (старения)		
10×1,5	30ХГСА	890, в масле	200	190	0,95—1,20
			400	153	1,24
			500	115	1,29
			600	93	1,36
10×1,5	18ХНВА	950, на воздухе 850, в масле	170	125	1,43
			400	110	1,37
10×1,5	37ХНЗА	860, в масле	560	100	1,24
10×1,5	38 ХА	860, в масле 860, в масле 840, в воде 840, в воде	525	105	1,33
			560	102	1,21
			450	115	1,26
			550	90	1,29
12×1,5 6×1,0	40 ХНМА	850, в масле	540	133	1,05
				152	1,20
12×1,5 6×1,0	Сталь 45	Нормализация	860	88	1,19
				86	1,19
10×1,5 8×1,25	4Х12Н8Г8МФВ	1140, в воде	800	110	1,18
				95	1,21
				110	1,24
10×1,5 6×1,0	16 ХСН	925, в воде	400	120	1,20
				120	1,25
8×1,25 6×1,0	ОТ4-1	Отжиг при 750, в воздухе		65	1,24
				70	1,2—1,3
8×1,25 6×1,0	ВТ14	840, в воде	600	95	1,15
				105	1,05
8×1,25 6×1,0	ВТ14	Отжиг при 825, охлаждение с печью		90	1,15
				95	1,15

резьбы; σ'_s — предел прочности нарезанного стержня при растяжении. Для пластичных материалов, имеющих удлинение при разрыве $\delta \geq 5\%$, величина σ'_s больше предела прочности σ_s для гладкого образца диаметром d_1 .

Значения $\frac{\sigma'_s}{\sigma_s}$ для ряда отечественных материалов приведены в табл. 15.

Эти данные можно объяснить сложным напряженным состоянием в нарезанном стержне.

Следует также учесть, что действительная площадь сечения нарезанного стержня несколько больше, чем $\frac{\pi d_1^2}{4}$.

Усилие, разрушающее стержень болта при нагружении затяжкой гайки, на 20—25% ниже предельной растягивающей силы [14].

Последнее объясняется увеличением приведенных напряжений за счет касательных напряжений от сил трения.

Если диаметр стержня меньше внутреннего диаметра резьбы, то разрушение может произойти в гладкой части стержня. Для повышения усталостной прочности переходной части от резьбы к стержню эту часть выполняют часто в виде проточки.

Если наименьший диаметр проточки d_n , то разрушающее усилие

$$Q_{раз} = \kappa \sigma_s \frac{\pi d_n^2}{4}, \quad (72)$$

где κ — коэффициент упрочнения.

Для проточки, имеющей цилиндрический участок, $\kappa \approx 1$, для проточек в виде полукруглой канавки можно

принимать $\kappa = \frac{\sigma'_s}{\sigma_s}$.

Если резьба оканчивается обычным сбегом, то статическое разрушение произойдет на участке резьбы полного профиля.

Высокопрочные и сверхвысокопрочные болты. Все большее распространение получают болты из легированных сталей, термически обработанные на предел прочности $\sigma_s = 110 \div 210 \text{ кг/мм}^2$, которые позволяют уменьшить габариты резьбового соединения. Такие болты подвергают специальной тщательно контролируемой термической обработке (табл. 16). Для снижения водородной хрупкости и уменьшения влияния дефектов поверхности производится полирование и кадмирование.

Болты из высокопрочной конструкционной стали подразделяются на:

а) *Высокопрочные болты* с $\sigma_s = 110 \div 160 \text{ кг/мм}^2$, которые предназначены для восприятия больших

16. Механические свойства высокопрочной конструкционной стали, применяемой для болтов

Марка стали	Термическая обработка	σ_s	σ_T	δ
		в кг/мм^2		в %
30ХГСНА	Закалка с отпуском при 250° С	175	135	10
30ХГСНМА	Изотермическая закалка в селитре или щелочи при 250° С	165	125	11
	То же, но при 300° С	150	120	13
ЭИ643	Закалка с отпуском при 220° С	200	150	10
	Изотермическая закалка	190	140	11
30ХГСА	Закалка с отпуском при 220° С	175	135	9

18. Свойства болтов из титановых сплавов в сравнении со стальными при растяжении

Резьба $d \times S$ в мм	Нагрузка, разрушающая болт, в кг						
	ОТ4-1	BT14	BT14 отожж.	BT16	30ХГСА	38ХА	40ХНМА
6×1,0	1600	2100	1860	2140	2110	2090	2120
8×1,25	3100	3880	3600	3900	3800	—	—
10×1,5	—	6100	—	6100	6000	6100	6150

19. Свойства болтов из титановых сплавов в сравнении со стальными при срезе

Резьба $d \times S$ в мм	Разрушающая нагрузка при срезе в кг		
	BT14	BT16	30ХГСА
6×1,0	2020	2130	1970
8×1,25	3620	3800	3500
10×1,5	5630	5900	5490

20. Долговечность болтов с накатанной резьбой М6×1,0 из титановых сплавов и стали при повторно-статическом нагружении ($\sigma_{\max} = 0,5 \sigma'_e$, $\sigma_{\min} = 0,1 \sigma'_e$) с частотой нагружения 12 циклов в минуту (средние значения по результатам пяти испытаний)

ОТ4-1		BT14 отожж.		BT14		16ХСН	
σ'_e в кг/мм ²	N циклов	σ'_e в кг/мм ²	N циклов	σ'_e в кг/мм ²	N циклов	σ'_e в кг/мм ²	N циклов
85	29100	98	20070	110	3300	120	7700

легче стальных. После термообработки на $\sigma_e = 110$ кг/мм² они обладают такими же свойствами при растяжении, как и болты из легированных сталей (табл. 18). Прочность титановых болтов при срезе даже выше прочности стальных болтов (табл. 19) [5].

Относительная долговечность болтов из отожженного сплава BT14 и сплава ОТ4-1 выше, чем у высокопрочных болтов из стали 16ХСН (табл. 20). Однако предел прочности титановых болтов несколько ниже, чем стальных.

Предельная амплитуда цикла σ_a для титановых болтов с накатанной резьбой в 2—2,5 раза больше, чем для болтов из легированной стали * [13, 15].

* Следует отметить большую чувствительность титана к остаточным напряжениям растяжения. В связи с этим шлифование резьбы болтов, работающих при переменных напряжениях, недопустимо.

Болты из титановых сплавов не чувствительны к перекоосу опорных поверхностей и не склонны к замедленному хрупкому разрушению.

При одних и тех же напряжениях упругое удлинение титановых болтов в ~2 раза больше, что важно для сохранения первоначальной затяжки.

Из сплава BT14 изготавливают болты, работающие длительное время при температурах до 400° С и временно до 500° С. Сплав BT16 может использоваться длительно при температурах до 350° С и временно до 700° С. Применение титановых болтов может оказаться необходимым при работе в корродирующих средах: они обладают высокой коррозионной стойкостью в большинстве агрессивных сред.

Бериллиевые болты в ~4 раза легче стальных и в ~2,2 раза легче титановых болтов.

Предел прочности сплава Ве с Al при нормальной температуре составляет $\sigma_b = 40 \div 63 \text{ кг/мм}^2$, модуль упругости $E = (1,4 \div 1,75) \times 10^4 \text{ кг/мм}^2$, удлинение при разрыве $\delta = 10 \div 16\%$. Бериллиевые сплавы очень чувствительны к концентрации напряжений и к качеству поверхности, поэтому изготавливаемые из них болты требуют тщательной обработки, выполнения резьбы накаткой, применения алюминиевых гаек и т. д. Применение для таких болтов резьбы с пониженной высотой профиля (до 55% от нормальной) с соответствующим увеличением внутреннего диаметра и радиуса впадины ($r = 0,28S$) уменьшает концентрацию напряжений и приводит к повышению предела выносливости в два с лишним раза по сравнению со стальными болтами [16].

В отношении статической прочности бериллиевые болты уступают стальным и титановым.

Однако удельная прочность (прочность, отнесенная к весу) болтов из бериллия и его сплавов в 1,5—2,0 раза выше прочности стальных и титановых болтов при статических нагрузках, а при переменных нагрузках в 2 раза выносливее титановых и почти в 10 раз — стальных *.

Крепежные детали из пластмасс применяют в тех случаях, когда от этих деталей требуются высокие электро- и теплоизоляционные, а также антикоррозионные свойства.

Основными материалами для изготовления пластмассовых крепежных деталей служат: волокнит, пресспорошки К-18-2 и К-21-22, стеклопластик АГ-4, нейлон и полиамиды.

Механические характеристики этих материалов невысоки. Например, предел прочности болтов из нейлона и полиамидов не превышает $10\text{—}12 \text{ кг/мм}^2$. Поэтому пластмассовые болты применяют лишь в неответственных соединениях.

Большее распространение получили антивибрационные пластмассовые гайки, в которые для усиления (повышения несущей способности)

иногда монтируют резьбовые вставки. В табл. 21 приведены результаты испытаний таких гаек из стеклопластика 2363С.

21. Прочность резьбовых соединений с пластмассовыми гайками при растяжении в зависимости от длины свинчивания (материал шпильки — сталь 38ХА, $\sigma_b = 105 \text{ кг/мм}^2$; резьба М10)

Тип соединения	Материал гайки	Нагрузка в кг, разрушающая резьбу гаек при H/d			
		0,5	1,0	1,5	2,0
С вставкой	2363С	1800	3100	4000	4900
Обычное	2363С	1450	1900	2750	3500
Обычное	Д1Т	3800	5500	6200 *	6200 *

* Обрыв шпильки по резьбовой части.

Успешно работают стопорные кольца и гайки из нейлона и полиамидов, а также шайбы из полиамидов, которые при затяжке сильно деформируются, заполняют зазоры и впадины резьбы, одновременно способствуя герметизации. Для восприятия основных осевых сил они имеют металлическую основу.

Прочность витков резьбы

При статических нагрузках резьбовое соединение может разрушаться также в результате среза витков резьбы на некотором диаметре, зависящем от толщины стенок корпуса, начального перекрытия витков резьбовых деталей, прочности материала гайки и болта. При минимальном перекрытии, определяемом отношением

$$f_{\min} = \frac{d_{\min} - d'_{\max}}{d_{\max} - d'_{\min}}, \quad (73)$$

возможен пластический изгиб витков («смятие резьбы»), существенно снижающий прочность соединения; здесь d — наружный диаметр резьбы болта; d'_1 — внутренний диаметр резьбы гайки (корпуса).

* Необходимо учитывать, что бериллиевая пыль, образующаяся при механической обработке, токсична.

В зависимости от соотношения механических характеристик болта и гайки могут срезаться и витки болта.

Основными конструктивными параметрами, определяющими прочность витков, являются отношения $\frac{d}{S}$ и $\frac{H}{d}$, где S — шаг резьбы, а H — длина свинчивания.

На рис. 38 приведена зависимость прочности резьбовых соединений от длины свинчивания для стальной

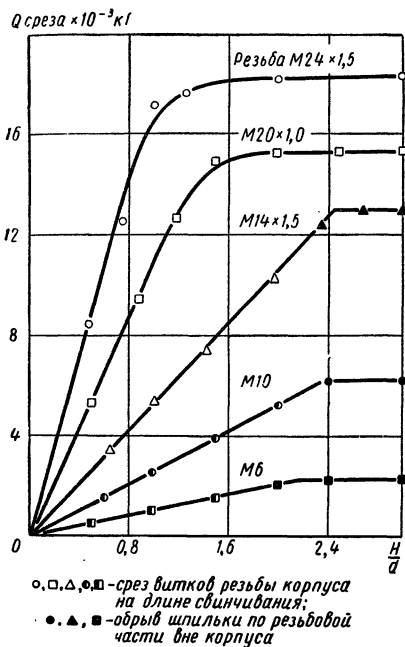


Рис. 38. Прочность резьбовых соединений в зависимости от длины свинчивания (материал корпуса — магниевый литейный сплав МЛТ-1 по АМТУ 488-63, $\sigma_e = 17$ кг/мм²; материал шпильки — сталь 38ХА, $\sigma_e = 105$ кг/мм²)

шпильки, ввертываемой в магниевый корпус. Схема относительной деформации витков болта и гайки [17] при ступенчатой нагрузке вплоть до разрушения (рисунки шлифов) приведены на рис. 39.

Длину свинчивания, обеспечивающую равнопрочность витков резьбы на срез и резьбовой части стержня

шпильки (болта) на разрыв, принято называть *необходимой* (H_0) [3].

Необходимая длина свинчивания (высота завинчивания) зависит от механических характеристик материалов гайки (корпуса) и болта (шпильки), отношения диаметра резьбы к шагу и от типа соединения, влияющего на характер распределения нагрузки по виткам (рис. 40).

Опасность среза витков резьбы возрастает в соединениях стальных болтов с деталями, изготовленными из легких материалов и пластмасс.

Между тем в авиа-, авто-, мостостроении и других отраслях измельченные резьбы признаются целесообразными по соображениям прочности *.

Измельченные резьбы с $\frac{d}{S} > 15$ широко применяют в аппаратах высокого давления, где сосуды соединяют болтами (шпильками) с резьбой $d \geq 200$ мм при максимальном, предусмотренном ГОСТом шаге резьбы $S = 6$ мм.

Исследованиями установлено, что равнопрочность витков резьбы и стержня шпильки можно обеспечить лишь до определенной величины $\frac{d}{S}$ ($\frac{d}{S} < 12 \div 16$). При дальнейшем

увеличении $\frac{d}{S}$ условия равнопрочности стержня болта на разрыв и витков резьбы на срез обеспечить не удастся, так как, начиная с некоторой длины свинчивания, усилие среза резьбы остается практически неизменным.

Минимальная длина свинчивания, при которой достигается наибольшее усилие среза витков резьбы, называется предельной ($H_{пр}$, см. рис. 38). Эта длина свинчивания характеризует максимальное число несущих нагрузку витков с учетом пластических деформаций в резьбе и зависит преимущественно от механических характеристик материала болта и и

* Особенно это относится к динамическим нагруженным соединениям, где увеличение шага нежелательно вследствие вредного влияния масштабного эффекта.

гайки, диаметра и шага резьбы, а также от типа соединения.

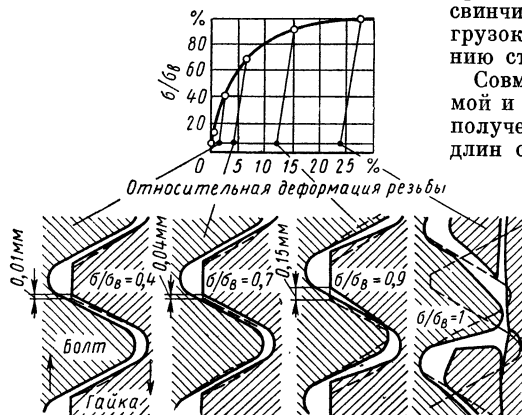


Рис. 39. Деформации витков болта и гайки при ступенчатой нагрузке вплоть до разрушения (штриховыми линиями показан первоначальный профиль резьбы, стрелкой — направление действия нагрузки); резьба М16, материал болта и гайки — сталь 35

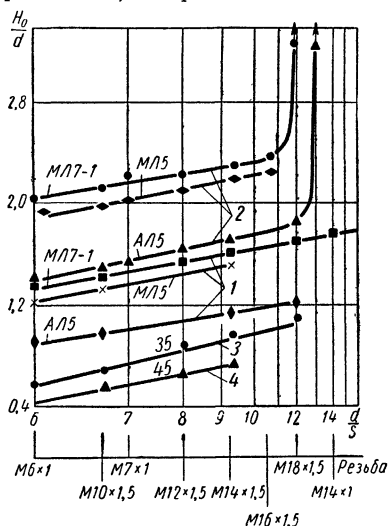


Рис. 40. Изменение предельной относительной длины свинчивания в зависимости от материала корпуса (гайки) и размера резьбы: 1 — соединения со вставками (материал шпильки — сталь 38ХА, $\sigma_s = 105 \text{ кг/мм}^2$); 2 — обычные соединения, то же; 3 — то же (гайка $\sigma_s = 50 \div 52 \text{ кг/мм}^2$, болт $\sigma_s = 105 \text{ кг/мм}^2$); 4 — то же (гайка $\sigma_s = 60 \text{ кг/мм}^2$, болт $\sigma_s = 80 \text{ кг/мм}^2$)

Нагрузки, разрушающие резьбу при достижении предельной длины свинчивания, существенно ниже нагрузок, соответствующих разрушению стержня болта (рис. 41).

Совмещением диаграмм необходимой и предельной длин свинчивания получена диаграмма эффективных длин свинчивания резьбовых соединений (рис. 42). Эта диаграмма позволяет выбирать оптимальные, с точки зрения прочности, размеры резьбовой части деталей. Увеличение длины свинчивания сверх эффективной нецелесообразно, так как не приводит к повышению прочности соединения.

Существование предельной длины свинчивания, являясь новым подтверждением неравномерного распределения нагрузки по виткам, вытекает также из теоретических соображений.

Преждевременное (вследствие неравномерного распределения нагрузки по виткам) наступление предельного состояния в резьбе существенно

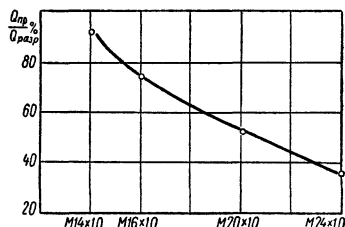


Рис. 41. Отношение предельного усилия ($Q_{пр}$) к разрушающему усилию для стержня ($Q_{разр}$) в зависимости от размера резьбы (корпус — из МЛ7-1)

ограничивает несущую способность соединений с измельченной резьбой.

Следует отметить также, что для мелкой резьбы труднее осуществить в том же классе точности перекрытие, одинаковое с крупной резьбой, и что поперечные деформации * гайки и

* Эти деформации бывают иногда настолько большими, что нижние витки полностью выходят из зацепления.

болта сказываются сильнее при мелкой резьбе.

Поэтому для силовых резьб, работающих в условиях больших статических нагрузок, следует рекомендовать значения $\frac{d}{S} < 16$. В тяжело нагруженных соединениях с диаметром

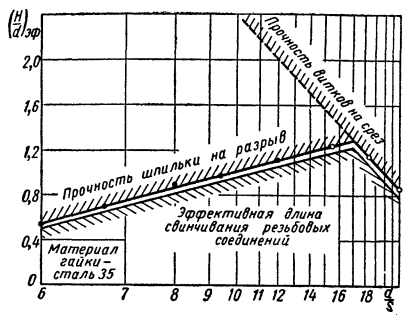


Рис. 42. Диаграмма эффективных длин свинчивания резьбовых соединений

резьбы $d \geq 90$ мм нужно вместо метрической резьбы применять упорную с рабочим углом профиля в 3° для устранения больших поперечных деформаций гайки (корпуса) *.

Расчет резьбы на прочность

Проверка прочности витков резьбы необходима при малом числе витков, при существенной разнице в прочности материалов болта (шпильки) и гайки (корпуса), а также для резьб с $\frac{d}{S} > 10 \div 12$.

Усилие, вызывающее срез витков: резьбы болта

$$Q_{\text{разр}} = \pi d_1 k_1 H k_m \tau_{1s}, \quad (74)$$

резьбы гайки

$$Q_{\text{разр}} = \pi d k_2 H k_m \tau_{2s}. \quad (75)$$

В этих равенствах:

k_1 и k_2 — коэффициенты полноты резьбы соответственно болта и гайки; для метрической резьбы $k_1 = k_2 = 0,87$, для прямоугольной $k_1 = k_2 = 0,4$, для трапецеидальной $k_1 =$

* В ряде ответственных силовых конструкций применяют также упорную резьбу с рабочим углом профиля 0° .

$= k_2 = 0,65$; H — высота гайки; τ_{1s} , τ_{2s} — пределы прочности материалов соответственно болта и гайки на срез; можно принимать $\tau_s = (0,6 \div 0,7) \sigma_s$ для сталей, $\tau_s = (0,65 \div 0,75) \sigma_s$ для магниевых сплавов, $\tau_s = (0,75 \div 0,85) \sigma_s$ для алюминиевых и титановых сплавов; k_m — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по виткам. Можно принимать при высоте гайки меньше предельной: для стальных соединений

$$k_m = 5 \frac{S}{d} \quad \text{при} \quad \frac{d}{S} < 9 \quad \text{и} \quad k_m = 0,56 \quad \text{при} \quad \frac{d}{S} > 9;$$

для стальных шпилек и корпусов из алюминиевых сплавов

$$k_m = 6 \frac{S}{d} \quad \text{при} \quad \frac{d}{S} < 8 \quad \text{и} \quad k_m = 0,75 \quad \text{при} \quad \frac{d}{S} > 8;$$

для стальных шпилек и корпусов из магниевых сплавов $k_m = 0,85$.

Предельная несущая способность резьбы по разрушающему усилию может быть определена по формулам (74) и (75). Для этого необходимо положить в них

$$H = z_n S, \quad (76)$$

где z_n — предельное число работающих витков.

Предельное число витков, воспринимающих нагрузку, с учетом пластических деформаций в резьбе, приближенно можно считать $z_n \approx 20$ для стальных резьбовых соединений и $z_n \approx 25$ для соединений стальных винтов (шпилек) с деталями из алюминиевых и магниевых сплавов.

Для обеспечения равнопрочности стержня болта на разрыв и витков резьбы на срез должно быть

$$\frac{H_0}{d} = \frac{\sigma_s}{\tau_{2s}} \cdot \frac{d_1^2}{d^2} \cdot \frac{1}{4k_1 k_m}, \quad (77)$$

где H_0 — необходимая высота гайки.

Если диаметр стержня болта $d_c \leq d_1$, то

$$\frac{H_0}{d} = \frac{\sigma_s}{\tau_{2s}} \cdot \frac{d_c^2}{d^2} \cdot \frac{1}{4k_1 k_m}. \quad (78)$$

Действительная высота гайки или длина завинчивания шпильки в корпус $H > H_0$.

Значения относительной высоты или длины свинчивания $\left(\frac{H}{d} \text{ или } \frac{l}{d}\right)$ можно принимать по табл. 2.

ПРОЧНОСТЬ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПРИ ИЗГИБАЮЩИХ И СРЕЗЫВАЮЩИХ НАГРУЗКАХ

Наибольшее значение для резьбовых соединений имеют изгибающие нагрузки, связанные с перекосом

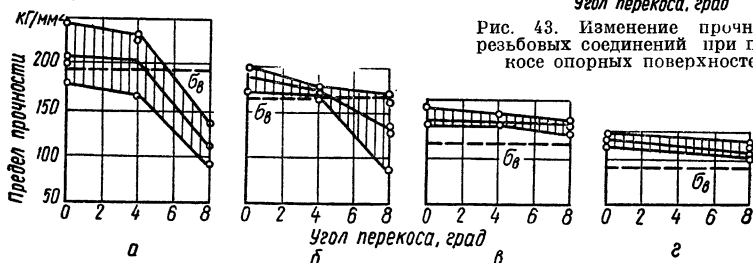


Рис. 44. Прочность болтов М10 из стали 30ХГСА при испытании на растяжение с различным перекосом в зависимости от температуры отпуска: а — температура отпуска 200° С, $\sigma_s = 192,5$ кг/мм², $a_n = 6,1$ кг·м/см²; б — температура отпуска 400° С, $\sigma_s = 153,0$ кг/мм², $a_n = 5,1$ кг·м/см²; в — температура отпуска 500° С, $\sigma_s = 115,0$ кг/мм², $a_n = 10,5$ кг·м/см²; г — температура отпуска 600° С, $\sigma_s = 93,2$ кг/мм², $a_n = 14,1$ кг·м/см² (штриховыми линиями показано значение предела прочности гладких образцов при растяжении без перекоса)

опорных поверхностей. На рис. 43 приведены типичные результаты опытов с болтами М20 [19].

Результаты исследований показывают:

1) болты из углеродистых и легированных сталей и титановых сплавов с пределом прочности $\sigma_s = 80 \div 120$ кг/мм² не чувствительны к перекосу;

2) прочность болтов из высокопрочных сталей с $\sigma_s = 130 \div 160$ кг/мм² снижается при перекосе (чувствительны к перекосу);

3) чувствительность к перекосу понижается при повышении температуры отпуска (рис. 44) [5];

4) ударная вязкость a_n (кг·м/см²) тесно связана с чувствительностью к перекосу.

Разрушающая нагрузка при работе болтов на срез определяется по формуле

$$Q_{\text{срез}} = \tau_s F n, \quad (79)$$

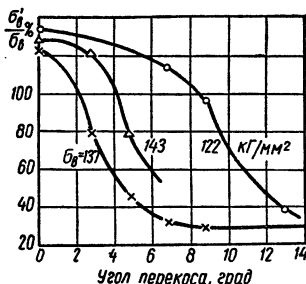


Рис. 43. Изменение прочности резьбовых соединений при перекосе опорных поверхностей

где τ_s — предел прочности материала болта на срез; F — площадь поперечного сечения болта; n — число плоскостей среза.

ПРОЧНОСТЬ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПРИ ВЫСОКИХ ТЕМПЕРАТУРАХ

При проектировании конструкций, работающих при высоких температурах ($t \geq 350^\circ \text{C}$), необходимо учитывать ползучесть *

* Ползучестью называется непрерывное увеличение деформаций при постоянных напряжениях. Ползучесть материала при данной температуре характеризуется пределом ползучести — напряжением, вызывающим остаточную деформацию (обычно 0,2 %) после определенной длительности нагружения.

22. Механические свойства сталей и сплавов для резьбовых соединений, работающих при высоких температурах

Материал	<i>t</i> в °С	Кратковре- менные испы- тания		Длительная прочность		Предел ползучести			Область при- менения при температуре в °С
		σ_{σ}	$\sigma_{0,2}$	σ_{σ} за время		$\sigma_{0,2}$ за время			
				100 ч	200 ч	100 ч	1000 ч	10000 ч	
Сталь 45	20 400 540	64 57,3 34	37 23 15	— — —	— — —	— — —	— — 6,5	— — —	<300
Сталь 38Х А	20 350	71 62	— —	— —	— —	— —	— —	— —	<350
Сталь 18ХНВА	20 400 500	125 108 90	111 98 83	— 86 41	— — —	— 70 20	— — —	— — —	<400
Сталь Х18Н9Т	20 600 700	66 40 28	25 18 16	— 25 14	— 23 12	— — —	— 9 3	— — —	<600
Сталь 4Х12Н8Г8МФБ	20 600 700	100 60 55	70 48 46	75 — 31	— — —	— 35 24	— — —	— — —	<650
Никелевый сплав ХН77ТЮР	20 600 700 800	102 94 85 56	66 61 60 46	— 68 42 20	— 66 40 —	— 58 40 17	— — — —	— — — —	<750
Титановый сплав ВТ3-1	20 400 500	100 60 56	85 49 42	— 60 36	— — —	— 30,6 5,3	— — —	— — —	<450

и длительную прочность * материала.

При высоких температурах материалы обладают недостаточной пластичностью, и разрушения болтов носят хрупкий характер.

На рис. 45 приведены типичные результаты кратковременных испытаний болтов М10 из стали 4Х12Н8Г8МФБ при различной температуре, из которых видно, что даже при кратковременном нагреве (20 мин) прочность болтов сильно снижается.

В табл. 22 указаны механические характеристики при высоких температурах сталей и сплавов, используемых для изготовления болтов.

Имеются сведения о применении болтов из молибдена, которые могут выдерживать длительно нагрузки при $t \leq 1000^\circ \text{C}$ и кратковременно до 1650°C . Для повышения жаростойкости болты покрывают силицидами [18].

Эксперименты показали, что при повышенных температурах чувствительность к концентрации напряжений жаропрочных сталей и сплавов резко возрастает; поэтому радиусы закругления в резьбе, галтелях и в переходном участке болтов и шпилек, предназначенных для работы

* Разрушения, связанные с длительной прочностью, обычно происходят по границам зерен, что отличает их от усталостных изломов, пересекающих зерна.

в условиях высоких температур, целесообразно брать увеличенными.

Кроме того, следует уменьшать дополнительные напряжения от изгиба и температурных деформаций (см. стр. 129). Иногда дополнительные напряжения изгиба удается снизить применением шайб из «ползучих» при высоких температурах материалов (малоуглеродистых сталей).

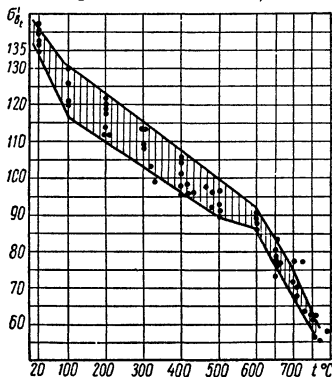


Рис. 45. Кратковременная прочность болтов М10 при различной температуре

Ползучесть при нормальной температуре, называемая замедленным хрупким разрушением [1], наблюдается у материалов с малой пластичностью (стали 30ХГСА, 30ХГСА и 40ХНМА с $\sigma_s \geq 120 \text{ кг/мм}^2$); для нее характерна концентрация напряжений при высоком уровне их. Причинами замедленного хрупкого разрушения болтов из высокопрочных сталей являются: 1) чрезмерная затяжка таких болтов при монтаже, посадке в отверстие с натягом, навинчивание гайки на сбеги резьбы; 2) плохое качество поверхности, малые радиусы галтелей, недостаточное развозроживание после гальванических покрытий, наличие корродирующей среды.

При расчете статической прочности определяются запасы прочности по пределу ползучести (запас прочности $n = 1,4 \div 2,5$) и по пределу длительной прочности ($n = 1,6 \div 4$).

Заедание в резьбе при высоких температурах. При высоких температурах в резьбовых соединениях

часто наблюдается заедание — после некоторого времени работы гайку не удается отвернуть, или она отвинчивается с большим трудом.

Опасность заедания уменьшается при правильном подборе материалов болта и гайки. С этой целью при температурах до 500°C и незначительных усилиях применяют гайки из латуни, бронзы и перлитного чугуна, а для более нагруженных соединений — гайки из жаропрочных материалов. При этом материал гайки должен иметь больший коэффициент линейного расширения, чем материал болта.

Заедание в резьбовых соединениях уменьшается при применении покрытий (медное — до 600°C и серебряное — до 700°C). Кадмирование резьбовых соединений при рабочих температурах выше 200°C недопустимо, так как кадмий проникает в металл болта и вызывает его разрушение.

Для уменьшения заедания рекомендуется применять резьбы с увеличенным зазором по среднему диаметру и более крупным шагом.

ПРОЧНОСТЬ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ НАГРУЗКАХ

Поломки резьбовых деталей носят в большинстве случаев усталостный характер, т. е. бывают вызваны действием переменных напряжений.

Для расчета на усталостную прочность принимают теоретическую диаграмму предельных напряжений, основанную на экспериментальных данных по определению усталостной прочности резьбовых соединений. На рис. 46 приведена характерная диаграмма предельных напряжений, полученная в работе [20].

Предел выносливости резьбового соединения *

$$\sigma_{-16} = \frac{\sigma_{-1p}}{k_\sigma}, \quad (80)$$

* Предел выносливости σ_{-16} относится к резьбовому соединению, а не к резьбовой детали — болту, так как в зависимости от вида соединения и формы гайки величина σ_{-16} изменяется.

где σ_{1p} — предел выносливости при растяжении материала гладкого образца (см. табл. 9), а k_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений.

При различных средних напряжениях величина k_σ может изменяться. Однако на основании результатов исследований [3, 12, 21] можно считать величину k_σ не зависящей от асимметрии цикла; она зависит от

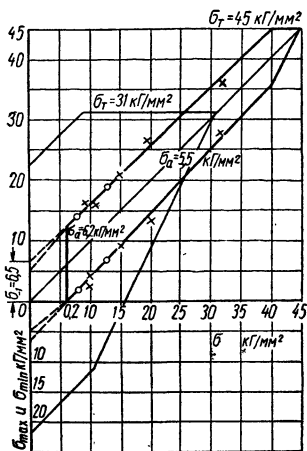


Рис. 46. Диаграмма предельных напряжений для резьбовых соединений: х — резьба М6; о — резьба М8

материала болта (шпильки) и гайки, геометрических параметров резьбы, абсолютных размеров резьбовой детали, формы гайки, технологии изготовления и других факторов.

В предварительных расчетах для метрической резьбы и соединения типа болт — гайка можно принимать следующие значения k_σ : для углеродистых сталей 3,0—4,5; для легированных сталей 4,0—5,5; для титановых сплавов 2,5—4,0; большие значения относятся к резьбам с $d \geq 24$ мм; для резьб, изготовленных накаткой, значения k_σ следует понижать на 20—50%; для резьбовых соединений типа стяжки и с винтовыми вставками значения k_σ следует понижать соответственно на 30—40 и 40—70%.

При повторных ударных нагрузках разрушение в затянутом резьбовом соединении наступает при напряжениях, близких к пределам усталостной прочности резьбовой детали [19].

Запас прочности резьбового соединения по переменным напряжениям определяется по формуле

$$n_a = \frac{\sigma_{-16}}{\sigma_a} \quad (81)$$

В более точных расчетах

$$n_a = \frac{\sigma_{-16} \sqrt{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma'_e}}}{\sigma_a} \quad (82)$$

где σ_m — постоянное (среднее) напряжение в поперечном сечении резьбовой части болта (шпильки).

Должно быть $n_a > 2,5$.

Так как прочность при переменных нагрузках определяется зарождением трещин в зонах концентрации напряжений, то ее можно повысить конструктивными и технологическими мероприятиями.

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ФАКТОРОВ НА ПРОЧНОСТЬ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ НАГРУЗКАХ

Влияние формы стержня болта. Для повышения усталостной прочности резьбового соединения важно уменьшить долю переменной внешней нагрузки, приходящейся на болт, и соответственно увеличить долю, приходящуюся на стык. Это достигается увеличением податливости болта (уменьшением диаметра стержня d_c).

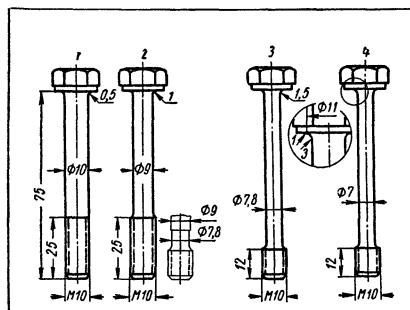
Обычно принимают при переменных нагрузках $\frac{d_c}{d_1} = 0,8 \div 1,05$; а при статических $\frac{d_c}{d_1} = 1,05 \div 1,15$.

Повышение прочности стержня болтов достигается также применением плавных переходов у головки болта и сбега резьбы.

Радиус галтели у головки болта следует выбирать равным или большим $0,20 d_c$. Опасным сечением в галтели является сечение малого

диаметра (у перехода галтели в цилиндрическую часть стержня), в ответственных конструкциях применяют эллиптические галтели и галтели, очерченные дугами двух радиусов, причем больший радиус — на участке, примыкающем к цилиндрической части стержня (см. табл. 23).

23. Сопоставление несущей способности и стоимости болтов различных типов [22]



Тип болта	1	2	3	4
Вес в %	100	91	76	70
Статическая прочность в %	100	100	87	70
Динамическая прочность в %	100	112	135	162
Упругое удлинение в %	100	116	128	127
Стоимость в %	100	92	156	163

Влияние формы гайки. На стр. 140 отмечалось влияние формы гайки на распределение нагрузки по виткам резьбы. Во многих случаях это влияние может быть весьма существенным. Применением гайки растяжения можно снизить нагрузку на нижний виток в 1,7—1,8 раз. В табл. 24 приведены результаты испытаний болтов с различными гайками * [19].

Для гайки растяжения получено увеличение усталостной прочности на 93%, т. е. примерно на величину, равную расчетной. Усталостная прочность гаек с частичным срезом резьбы

и поднутрением (см. рис. 36) выше, чем у обычных.

Повышению прочности резьбового соединения при переменных нагрузках способствует применение гаек с равномерным распределением нагрузки, в том числе гаек сжато-растянутых и гаек с резьбовой вставкой. При применении первых усталостная прочность повышается на ~20—25%, и еще значительно — при применении резьбовой вставки.

Влияние высоты гайки. Из теоретических соображений установлено, что увеличение высоты гайки свыше $(0,5 \div 0,6) d$ не должно существенно повышать усталостную прочность стального соединения типа болт — гайка, так как при этом нагрузка на первом витке изменяется незначительно [3]. Увеличение высоты гайки от $(0,7 \div 0,8) d$ до $2d$ повышает усталостную прочность соединений не более чем на 10—15% [23] (см. табл. 25—26).

В случае применения гаек со вставками можно существенно повысить прочность соединения путем увеличения длины свинчивания.

Влияние материала гайки. Применение гаек с низким модулем упругости приводит к более равномерному распределению нагрузки по виткам (в случае применения дуралюминиевых гаек нагрузка на первом витке снижается на 30—40%).

Опыты свидетельствуют о повышении усталостной прочности болтов с гайками из дуралюмина.

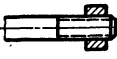



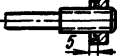

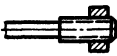
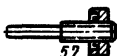
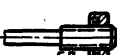
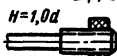
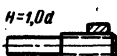
Влияние материала болта. При выборе материала болта (шпильки) следует исходить не из характеристик прочности материала гладких образцов, а из результатов испытания образцов с надрезом, так как резьбовым деталям свойственны высокие коэффициенты концентрации напряжений.

Важными характеристиками материала болта, наряду с пределом выносливости и чувствительностью к надрезу, является предел текучести и предел прочности.

Этим требованиям наиболее полно удовлетворяют легированные стали, которые имеют высокие пределы выносливости, прочности и текучести

* Образцы имели дюймовую резьбу $\frac{1}{4}$ и были изготовлены из углеродистой стали.

24. Влияние конструкции гайки на циклическую прочность резьбовых соединений

Эскиз резьбового соединения $H_{\text{гайки}} = 0,8 d$	Амплитуда напряжений $\pm \sigma_a$			
	При $\sigma_m = 20 \text{ кг/мм}^2$		При $\sigma_m = 0$	
	в кг/мм^2	в %	в кг/мм^2	в %
$d_c = d$ 	4	100	2,85	100
$d_c = d_1$ $H = 1,0d$ 	4	100	2,85	100
$d_c = 0,85d$ 	—	—	4	140
	7,75	194	6,5	228
	4,2	105	—	—
	5,2	130	3,5	123
	4,8	120	3,4	119
	4,0	100	—	—
	4,4	110	—	—
$d_c = d_1$ 	5,6	140	5,5	193
	4,85	121	5,5	193

при сохранении пластичности. Последнее весьма важно при применении больших усилий затяжки, особенно для «податливых» болтов.

Высокие пределы прочности и текучести могут быть получены и для углеродистых сталей. Например, при закалке на $840 \pm 10^\circ \text{C}$ и отпуске при 200°C стали 45 можно получить $\sigma_s = 160 \div 180 \text{ кг/мм}^2$ и $\sigma_T = 135 \div 160 \text{ кг/мм}^2$, однако относительное удлинение δ составляет всего 2—3%. Материал с такой низкой пластич-

ностью для машиностроительных конструкций непригоден.

Высоконагруженные болты (шпильки) следует изготавливать из легированных сталей.

При повышении твердости материала предел выносливости резьбовых соединений существенно повышается (см. табл. 27) [12].

При изготовлении болтов и шпилек из стали марок 18ХНВА, 40ХНМА, 30ХГСА применяют высокий отпуск ($500\text{--}550^\circ \text{C}$) на предел прочности

25. Предельная амплитуда цикла
 $\pm \sigma_a$ в $\kappa\Gamma/\text{мм}^2$ резьбовых соединений

Размер резьбы в мм	Тип сое- динения	Мате- риал гайки— ДПТ	Мате- риал гайки— сталь 45	Относи- тельная длина свинчивания $\frac{H}{d}$	
		1,0	2,0	1,0	2,0
6×1,0	Обычное	11,0	—	9,0	—
	С вставкой	16,5	—	15,5	—
10×1,5	Обычное	6,5	6,5	5,0	5,0
	С вставкой	9,5	11,5	8,5	10,0

Шпильки изготовлены из стали 38ХА, $\sigma_s = 105 \text{ кг/мм}^2$. Резьба наре-
зана по 2-му классу точности; $\sigma_m = 30 \text{ кг/мм}^2$.

$\sigma_s = 110 \div 120 \kappa\Gamma/\text{мм}^2$ с целью полу-
 чения достаточно высокой пластич-
 ности, которая благоприятно сказы-
 вается на работоспособности в слу-
 чаях сложных нагружений (при до-
 полнительных изгибающих и дина-
 мических нагрузках).

27. Усталостная прочность болтов
 из стали 40 ХНМА при различной
 термообработке

Твердость HRC	σ_s в $\kappa\Gamma/\text{мм}^2$	δ в %	σ_a в $\kappa\Gamma/\text{мм}^2$
25—27	100	12	13
32—35	127	10	18
39—41	154	8	21
49—51	200	6	24

Резьба М12×1,5 накатана; высота
 гайки $H = 0,8d$; материал гайки —
 сталь 45; $\sigma_m = 25 \kappa\Gamma/\text{мм}^2$.

26. Предельная амплитуда цикла
 $\pm \sigma_a$ в $\kappa\Gamma/\text{мм}^2$

Материал гайки	Относи- тельная длина свинчи- вания $\frac{H}{d}$	$\sigma_m = 0,7\sigma_T$		
		М6	М10	М16
Углеродистая сталь St 37, $\sigma_s =$ $= 43,5 \kappa\Gamma/\text{мм}^2$	2,0	10,8	7,5	6,5
	1,25	10,5	6,8	6,5
	0,8	10,0	6,0	6,2
Углеродистая сталь St 50, $\sigma_s =$ $= 53,6 \kappa\Gamma/\text{мм}^2$	2,0	10,6	6,8	6,8
	1,25	9,8	6,8	6,8
	0,8	9,0	6,2	6,2
Чугун GG 22, $\sigma_s = 23,5 \kappa\Gamma/\text{мм}^2$	2,0	11,0	7,5	7,0
	1,25	10,8	7,0	7,0
	0,8	9,7	6,0	6,5
Алюминиевый сплав AlCu Mg 1 Fe, $\sigma_s = 47,4 \kappa\Gamma/\text{мм}^2$	2,0	11,9	7,9	7,5
	1,25	10,8	7,7	7,0
	0,8	10,3	6,5	—

Болты изготовлены из углеродистой
 стали ($\sigma_s = 84 \div 88 \kappa\Gamma/\text{мм}^2$, $\sigma_T = 73 \div$
 $\div 78 \kappa\Gamma/\text{мм}^2$). Резьба нарезана.

Если к весу и габаритам конструк-
 ций предъявляются жесткие требо-
 вания, то применяют болты из тита-
 новых, бериллиевых, а также алюми-
 ниевых или магниевых сплавов. Од-
 нако болты из алюминиевых, маг-
 ниевых и бериллиевых сплавов полу-
 чили лишь небольшое распростра-
 нение.

Предел выносливости соединений
 с болтами из магниевых сплавов
 ($\sigma_s = 16 \div 35 \kappa\Gamma/\text{мм}^2$) лежит в пре-
 делах $\sigma_a = 2 \div 4 \kappa\Gamma/\text{мм}^2$, а из
 алюминиевых сплавов ($\sigma_s = 20 \div$
 $\div 40 \kappa\Gamma/\text{мм}^2$) $\sigma_a = 2,5 \div 5,0 \kappa\Gamma/\text{мм}^2$.
 Невелика также статическая проч-
 ность таких болтов.

Болты из титановых сплавов имеют
 высокие прочностные характеристики
 и находят широкое применение.

Влияние радиуса закругления впа-
 дин резьбы. На рис. 47 показана
 приближенная зависимость величины
 теоретического коэффициента кон-
 центрации напряжений k_T от ра-
 диуса r закругления в резьбе болта
 (шпильки) [3].

Некоторый подъем кривой при
 $\frac{r}{S} > 0,21$ объясняется тем, что рас-
 пределение нагрузки при больших

величина $\frac{r}{S}$ становится более равномерным из-за меньшей податливости витков.

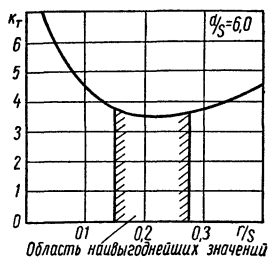


Рис. 47. Зависимость теоретического коэффициента концентрации напряжений в резьбовом соединении от радиуса закругления в основании впадины резьбы ($\frac{d}{S} = 6$; $\frac{H}{d} = 0,8$)

Выполнением впадин резьбы болта с радиусом закругления $r = (0,18 \div 0,21) S$ можно повысить прочность

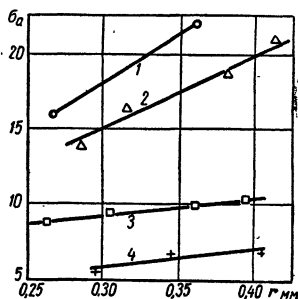


Рис. 48. Зависимость усталостной прочности резьбовых соединений от радиуса закругления в основании впадины резьбы и угла профиля резьбы (материал болта и гайки: 1—3 — марганцеомolibденовая сталь, $\sigma_s = 98,4 \text{ кг/мм}^2$; 4 — углеродистая сталь, $\sigma_s = 64,1 \text{ кг/мм}^2$; способы изготовления резьбы: 1, 2 — резьба накатана, 3 — резьба шлифована, 4 — резьба нарезана; угол профиля резьбы: 1, 3, 4 — $\alpha = 60^\circ$, 2 — $\alpha = 55^\circ$; резьба $\frac{3}{4}''$ — 10; $\frac{H}{d} = 1,0$)

при переменных напряжениях на 20—40% (рис. 48 и 49) [12, 24, 28].

Согласно ГОСТу 9150—59* форма впадины в резьбе болта может выполняться как плоскосрезанной, так и закругленной с $r = (0,108 \div 0,144) S$.

Международным Комитетом ISO разработан новый стандарт на резьбы, согласно которому форма впадины болта и гайки должна выполняться только закругленной с $r = 0,144 S$ для болта и $r = 0,108 S$ для гайки; это способствует прочности резьбового соединения, увеличению срока службы резьбонарезного

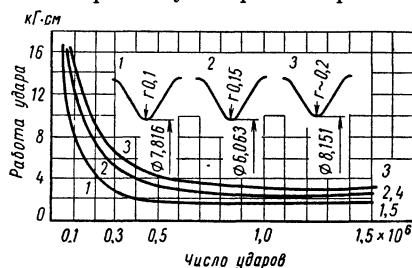


Рис. 49. Зависимость прочности при повторном ударе от радиуса закругления r в основании резьбы (резьба М10)

инструмента и облегчает изготовление резьбы накаткой.

В некоторых отраслях нашей промышленности, а также в США, ФРГ и других странах широко применяется резьба с $r = 0,2 S$; минимальное значение $r = 0,125 S$.

При производстве резьб накаткой имеется большая возможность выдерживать заданную величину r .

Влияние диаметра резьбы и величины шага. Увеличение диаметра резьбы d и шага S понижает усталостную прочность резьбовой детали в результате «масштабного эффекта», действие которого сильно проявляется на деталях с концентрацией напряжений.

На рис. 50 приведены результаты исследований болтов с $d \leq 24 \text{ мм}$ [12]. Резьбы с $d = 30 \div 60 \text{ мм}$ имеют в ~ 2 раза меньшие пределы выносливости, чем резьбы с $d = 6 \div 16 \text{ мм}$.

При расчете долговечности резьбовых соединений следует учитывать понижение усталостной прочности увеличением коэффициента k_z (см. табл. 28).

**28. Повышение коэффициента k_σ
при увеличении абсолютных размеров**

Диаметр резьбы в мм. . . .	20—25	25—35	35—50	50—80
Повышение k_σ в %	10—30	30—50	50—70	70—100

Влияние угла профиля резьбы.
Угол профиля резьбы влияет на распределение нагрузки по виткам

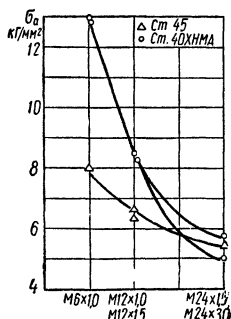


Рис. 50. Зависимость усталостной прочности от диаметра и шага резьбы (высота гайки $H = 0,8d$)

и напряжения в основании резьбы. Теоретически увеличение угла профиля должно благоприятно влиять на прочность соединений.

Экспериментальные исследования показали, что с увеличением угла профиля α от 45 до 65° предельная амплитуда цикла возросла на 25% [24]. Дальнейшее увеличение α от 60 до 90° приводит к возрастанию σ_a на 10—15% [3, 26].

**ВЛИЯНИЕ ТЕХНОЛОГИИ
ИЗГОТОВЛЕНИЯ РЕЗЬБЫ
НА ПРОЧНОСТЬ РЕЗЬБОВЫХ
СОЕДИНЕНИЙ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ
НАГРУЗКАХ**

Влияние метода изготовления резьбы. Экспериментальные исследования показали, что усталостная прочность зависит в большой степени от метода изготовления резьбы.

Сравнение усталостной прочности болтов, изготовленных различными методами, дано в табл. 29.

Опыты обнаруживают благоприятный эффект пластических деформаций при накатывании резьбы на усталостную прочность. Он обусловлен, главным образом, созданием системы внутренних остаточных напряжений сжатия и в меньшей степени — улучшением структуры материала.

При обычных режимах накатывания повышение усталостной прочности составляет 20—50%.

Особенно хорошие результаты получаются при применении затылочных роликов, обеспечивающих благоприятное расположение волокон материала.

Можно рекомендовать изготовление резьбы ответственных соединений методом накатывания.

Из табл. 29 видно также, что в случае изготовления резьбы методами резания усталостная прочность соединений может быть значительно повышена после обкатывания впадин роликом.

При больших величинах шага ($S \geq 2$), когда накатывание затруднено, целесообразно изготавливать резьбу методами резания с последующим обкатыванием роликом. Оптимальная нагрузка на ролики при упрочнении резьбы болтов из углеродистых сталей обычно принимается в пределах: $P = 140 \div 150 \text{ кг}$ — для резьб с диаметром $d = 14 \div 20 \text{ мм}$ и $P = 160 \div 180 \text{ кг}$ — для резьб с $d = 25 \div 75 \text{ мм}$. При обкатывании резьбы болтов из легированных сталей нагрузку на ролики следует брать на 10—15% больше.

Дальнейшее увеличение нагрузки на ролики приводит к резкому снижению усталостной прочности [27].

При применении упрочняющей технологии (например, обкатывании роликом) особое внимание следует уделять местам перехода от резьбовой части к цилиндрической и от головки болта к стержню. Эти места также нужно обкатывать, что возможно лишь при достаточно плавных переходах.

29. Влияние методов изготовления резьбы на усталостную прочность

Резьба	Материал	Метод получения резьбы	σ_m в $\kappa\Gamma/\text{мм}^2$	σ_a в $\kappa\Gamma/\text{мм}^2$	Лите- ратура
M14 × 1,5*	Хромована- диевая сталь $\sigma_e =$ $= 110 \kappa\Gamma/\text{мм}^2$	Нарезание Накатывание Нарезание и шлифование Вихревое фрезерование Нарезание и обкатывание роликом под нагрузкой $P = 150 \kappa\Gamma$	45 25	7,0 7,4 5,0 4,9 15	[20]
M6 × 1,0	Сталь 40XНМА $\sigma_e = 130 \div$ $\div 150 \kappa\Gamma/\text{мм}^2$	Шлифование Нарезание резьбонарез- ными головками Накатывание Накатывание затылован- ными роликами	25	12,0 8,0 19,5 22,0	[12]
M12 × 1,5		Шлифование Шлифование и обкатыва- ние роликом Накатывание Накатывание и обкатыва- ние роликом		9,0 14,5 13,5 16,0	
M6 × 1,0	Сталь 45 $\sigma_e =$ $= 72 \kappa\Gamma/\text{мм}^2$	Шлифование Нарезание резьбонарез- ными головками Накатывание	15	8,0 7,0 13,5	
M12 × 1,5		Шлифование Шлифование и обкатыва- ние впадины роликом Накатывание		7,0 10,0 9,5	

* Перед изготовлением резьбы болты были подвергнуты термическому улучшению.

Высокопрочные болты подвергают иногда предварительному растяжению при напряжениях, превышающих предел текучести ($\sigma = 1,2 \sigma_{0,2}$). Опыты на болтах из стали 30ХГСА ($\sigma_e = 110 - 130 \kappa\Gamma/\text{мм}^2$, $\sigma_{0,2} = 85 \kappa\Gamma/\text{мм}^2$) с накатанной резьбой M18 × 1,5, подвергнутых такому предварительному статическому растяжению, свидетельствуют о повышении усталостной прочности на 100—150% в сравнении с обычными болтами. Предварительное растяжение на $\sigma \leq \sigma_{0,2}$ не повышает выносливости соединений.

Влияние режимов накатывания. В табл. 30 приведены значения предельной амплитуды напряжений σ_a

при $\sigma_m = 25 \kappa\Gamma/\text{мм}^2$ для различных режимов накатывания [12].

30. Влияние режимов накатывания на усталостную прочность болтов M12 × 1,5 из стали 40XНМА

Режим №	Параметры режима			Предельная амплитуда напряжений σ_a в $\kappa\Gamma/\text{мм}^2$
	Число оборотов ролика в минуту	Удельное усилие (линейное) в $\kappa\Gamma/\text{мм}$	Время накатывания в сек	
1	55	80	2	7,5
2	78	120	3	13,5
3	78	180	6	17,0
4	78	180	10	15,0

31. Влияние термической и химико-термической обработки на усталостную прочность резьбовых соединений

Резьба	Материал	Метод получения резьбы и обработки	σ_m в $\kappa\Gamma/\text{мм}^2$	$\pm \sigma_a$ в $\kappa\Gamma/\text{мм}^2$	Литература
M10×1,5	Хромованадиевая сталь $\sigma_s = 110 \kappa\Gamma/\text{мм}^2$	Нормализация, накатывание резьбы	20	8,0	[21]
		Накатывание резьбы, нормализация	20	4,0	
		Накатывание резьбы, газовая цементация, закалка	20	8,0	
		Накатывание резьбы, закалка	20	4,0	
M14×1,5		Накатывание резьбы, улучшение	20	6,4	[20]
		Улучшение, накатывание резьбы	45	5,6	
			20	9,0	
			45	7,4	
		Накатывание резьбы, улучшение и омеднение	20	7,5	
			45	6,4	
M10×1,0	Сталь 41Х4 $\sigma_s = 110 \kappa\Gamma/\text{мм}^2$	Предварительное накатывание, улучшение, окончательное обкатывание	20	15	[21]
		Накатывание, улучшение в соляной ванне	20	4	
		Улучшение, накатывание резьбы	20	11	
M14×1,5	Хромомолибденовая сталь $\sigma_s = 105 \kappa\Gamma/\text{мм}^2$	Улучшение, нарезание резьбы, азотирование на глубину 0,02—0,25 мм	20	6,0	[19]
			20	8,0	
			20	10,0	
M12×1,75	Сталь 15 $\sigma_s = 50 \kappa\Gamma/\text{мм}^2$	Накатывание резьбы	20	5,5	[20]
		Накатывание резьбы, цементирование	20	9,0	

Режим наибольшей производительности (режим 1) и режим, обеспечивающий наибольшую прочность (режим 3), сильно отличаются друг от друга.

Режим накатывания для ответственных резьбовых соединений нужно выбирать, исходя из условий наибольшей прочности.

Влияние термической и химико-термической обработки. Накатанная резьба теряет свои преимущества, если термообработка производится после накатки, так как связанный с термообработкой нагрев уничтожает полезные остаточные напряжения. Особенно это относится к накатанным или обкатанным резьбам (табл. 31). Поэтому термообработка болтов после изготовления резьбы методом пластической деформации нецелесообразна, так же как и болтов, головки

которых получены холодной высадкой.

Химико-термическая обработка (азотирование, цементирование) резьбовых деталей существенно повышает усталостную прочность соединений.

По эффекту азотирование и цементирование напоминает операцию обкатки, так как и в том, и в другом случаях в поверхностном слое создаются остаточные напряжения сжатия.

Влияние состояния поверхности. Состояние поверхности существенно влияет на усталостную прочность резьбовых соединений. Обычно при нарезании резьбы получают 6—7-й классы чистоты поверхности по ГОСТу 2789—59, при шлифовании — 7—10-й, при накатывании — 8—11-й. Качество поверхности влияет в боль-

шей степени на усталостную прочность легированных сталей, чем углеродистых.

Для защиты деталей от коррозии, а также для улучшения свинчиваемости применяют гальванические покрытия. Хромирование и оксидирование снижают, а кадмирование и омеднение повышают усталостную прочность соединений.

Влияние посадок и допусков в резьбовом соединении на усталостную прочность. Экспериментально установлено, что увеличение зазоров в резьбе, когда твердость материала гайки существенно ниже, чем материала болта, не снижает, а в некоторых случаях повышает усталостную прочность резьбового соединения. Это объясняется, по-видимому, лучшей «самоустанавливаемостью» гайки и увеличением податливости витков, способствующим более равномерному распределению нагрузки [12]. Однако, когда твердости материалов болта и гайки одинаковы или мало различаются, увеличение зазоров в резьбе приводит к заметному снижению предельной амплитуды напряжений цикла (табл. 32).

32. Влияние зазоров в резьбе на усталостную прочность соединения типа «стяжки». Материал болта — сталь 40ХН, $\sigma_s = 107 \text{ кг/мм}^2$

Отклонение среднего диаметра резьбы гайки d_2		σ_m в кг/мм^2	σ_a в кг/мм^2
нижнее	верхнее		
0 100 205	100 165 250	25	14,5 13,2 11,0
0 100 205	100 165 250	40	10,2 9,0 8,8
0 100 205	100 165 250	60	5,0 4,5 4,0

Примечания: 1. Резьба М16 \times 1,5.
2. Степень точности резьбы болта не изменялась.

Уменьшение высоты витков резьбы гайки не приводит к уменьшению усталостной прочности [12]. Более высокие значения σ_a при уменьшении высоты профиля (t_2) за счет среза вершин витков гайки связаны, по-видимому, с устранением касания в наиболее напряженном месте соединения — впадине резьбы болта.

Изменение угла профиля резьбы болта или гайки (в пределах $\sim 5^\circ$) не снижает величину предела выносливости соединения. Это может быть объяснено увеличением податливости витков при касании по вершинам профиля.

ЗАТЯЖКА РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Выбор величины предварительной затяжки резьбового соединения. Напряжение затяжки выбирается из условия плотности соединения (не раскрытия стыка):

$$\sigma_{зам} > \sigma_0 (1 - \chi), \quad (83)$$

где $\sigma_0 = \frac{4P}{\pi d_2^2}$ — номинальное напряжение в болте под действием внешнего усилия P и χ — коэффициент основной нагрузки (обычно $\chi = 0,2 \div 0,3$). Для резьбовых соединений, нагруженных переменными по величине силами, целесообразно применять высокую затяжку.

Необходимый запас плотности стыка обеспечивается при напряжениях затяжки

$$\sigma_{зам} = \nu \sigma_0, \quad (84)$$

где ν — коэффициент затяжки и σ_0 — номинальное напряжение, соответствующее наибольшему внешнему усилию.

По условию плотности стыка выбирают $\nu = 1,25 \div 2,0$ для постоянных нагрузок и $\nu = 2,5 \div 4,0$ для переменных.

По условию герметичности назначают: $\nu = 1,3 \div 2,5$ при мягких прокладках; $\nu = 2 \div 3,5$ при металлических фасонных прокладках; $\nu = 3 \div 5$ при плоских металлических прокладках.

Обычно напряжение затяжки

$$\sigma_{зам} = (0,4 \div 0,6) \sigma_T. \quad (85)$$

Наибольшее значение

$$\sigma_{зат} \approx 0,8 \sigma_T. \quad (86)$$

Затяжку резьбовых соединений производят ключами или гайковёртами (электрическими, пневматическими, ударными и др.), а затяжку резьбовых соединений больших размеров ($d > 40$ мм) — с помощью растяжки или нагрева болтов или с помощью специальных ключей-редукторов (преимущественно червячных одно- или двухступенчатых).

Контроль напряжения затяжки. Напряжение затяжки ответственных соединений должно контролироваться. Основные методы контроля:

1. Измерение удлинения болта или шпильки (рис. 51); этот метод — наиболее точный.

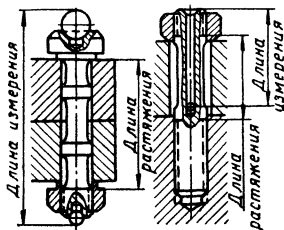


Рис. 51. Измерение удлинения для контроля затяжки

2. Измерение угла поворота гайки; этот метод менее точен, чем первый, вследствие неопределенности начала отсчета, но значительно проще. Усилие затяжки при повороте на угол φ° определяется по формуле

$$Q_0 = S \frac{\varphi^\circ}{360^\circ} \cdot \frac{1}{\sum_{i=0}^n \lambda_i}, \quad (87)$$

где $\sum_{i=0}^n \lambda_i$ — сумма коэффициентов по датливости всех деталей системы (см. стр. 135).

Для коротких болтов и шпилек ($l \leq 6d$) затяжка по углу поворота непригодна: расчетный угол поворота гайки для таких болтов оказывается малым, и погрешности метода сказываются в наибольшей степени.

3. Измерение крутящего момента (наиболее распространенный метод контроля).

Для измерения момента в процессе затяжки служат динамометрические ключи с упругим стержнем или с гидравлическим измерительным устройством. Момент на ключе

$$M_{кл} \approx \left[0,16 \frac{S}{d} + f \left(0,6 + \frac{R_{ср}}{d} \right) \right] Q_0 d, \quad (88)$$

где $R_{ср}$ — средний радиус опорной поверхности гайки; f — коэффициент трения (табл. 33).

33. Значения коэффициентов трения f при определении момента затяжки на ключе

Поверхность болта, гайки и шайбы	Коэффициент трения	
	без смазки	при наличии смазки
Без покрытия	0,20	0,16
Надирована	0,13	0,10
Омеднена	0,18	0,14
Оцинкована	0,22	0,18
Оксидирована	0,24	0,20

Примечание. При повторных затяжках значение f для смазанных резьб должно быть уменьшено на 10–30%, а для омедненных и оцинкованных резьб увеличено на 20–30%.

Для приближенных расчетов можно принимать

$$M_{кл} \approx 0,2 Q_0 d. \quad (89)$$

Момент на ключе, вызывающий разрушение резьбового соединения при затяжке

$$M_{кл} \approx 0,1 \sigma_s d^3. \quad (90)$$

При затяжке динамометрическими ключами колебания усилия затяжки составляют $\pm 30\%$, вследствие большого разброса значений коэффициентов трения даже для одной партии болтов или гаек.

Для контроля затяжки ответственных резьбовых соединений больших размеров иногда целесообразно применение тензодатчиков, которые после измерения могут оставаться на

детали при дальнейшей эксплуатации.

Большую точность усилия затяжки ($\pm 10\%$) обеспечивает применение тарированных шайб. На рис. 52

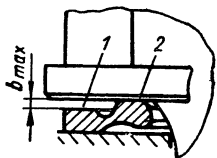


Рис. 52. Фасонная шайба для контроля усилия затяжки

изображена фасонная шайба, которую подкладывают под головку болта или гайку. Вначале шайба соприкасается с опорным торцом своей поверхностью 1, а затем, по мере затяжки болта, — поверхностью 2, контролируя силу затяжки. Величину размера b принимают в зависимости от усилия затяжки [13].

СТАБИЛЬНОСТЬ ЗАТЯЖКИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Под стабильностью затяжки резьбового соединения понимают неизменность усилия затяжки в процессе эксплуатации.

Ослабление затяжки резьбовых соединений опасно и может быть вызвано: 1) остаточным удлинением

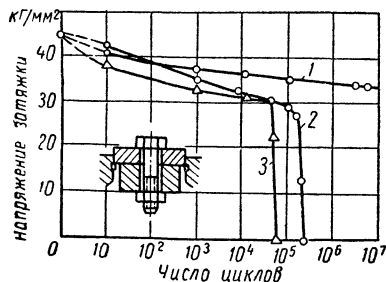


Рис. 53. Изменение напряжения затяжки в зависимости от величины переменного напряжения: 1 — переменное напряжение равно 90% предела выносливости болта; 2 — 110%; 3 — 120%

болта (шпильки) в результате кратковременного действия больших сил; 2) остаточными деформациями в резь-

бе и скрепляемых деталях в результате периодического «сминания гребешков» в витках и на поверхностях стыка; 3) релаксацией напряжений

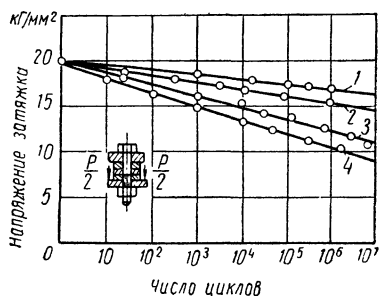


Рис. 54. Изменение напряжения затяжки в зависимости от числа стыков: 1 — без промежуточных шайб; 2 — две шайбы; 3 — пять шайб; 4 — десять шайб

в болте (шпильке) и деталях при работе в условиях повышенной температуры; 4) отвинчиванием гайки,

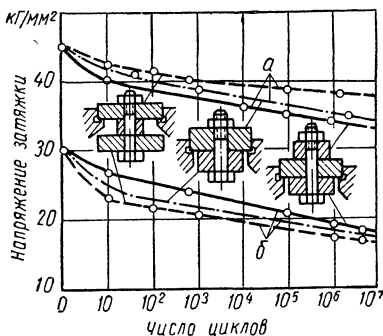


Рис. 55. Изменение напряжения затяжки в зависимости от величины ее предварительного напряжения: а — первоначальная затяжка 45 кг/мм²; б — первоначальная затяжка 30 кг/мм²

обусловленным продолжительной вибрацией. На рис. 53 показано уменьшение силы затяжки в зависимости от числа циклов нагрузок при различной величине переменных напряжений [28].

Падение первоначальной затяжки возрастает с увеличением числа стыков (рис. 54). Увеличение усилия затяжки способствует ее сохранению (рис. 55).

Заметное снижение усилия затяжки (до 20%) происходит также и за счет сминания микронеровностей в резьбе.

Резьбы, применяемые на крепежных деталях, обладают свойством самоторможения. Однако при вибрациях случайного характера могут возникать боковые силы, способные вызвать поворот гайки. Практика показала, что резьбовые соединения

деталей; 5) защита деталей резьбового соединения от действия высоких температур, вызывающих ползучесть материала.

РЕЛАКСАЦИЯ НАПРЯЖЕНИЙ В ЗАТЯНУТОМ РЕЗЬБОВОМ СОЕДИНЕНИИ

Явление релаксации напряжений, заключающейся в понижении первоначальных напряжений затяжки в

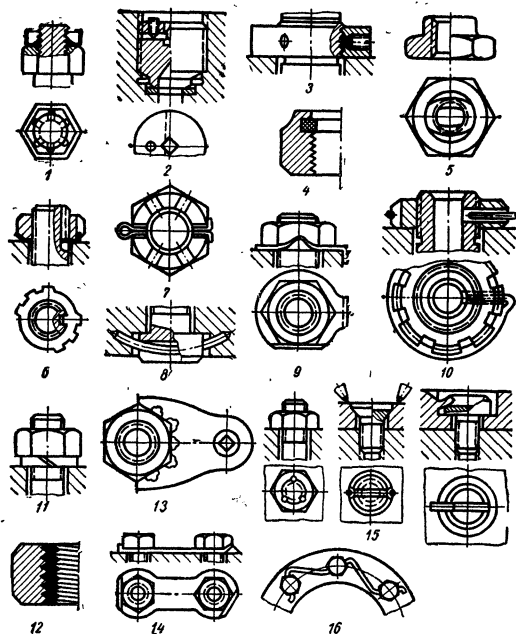


Рис. 56. Методы стопорения соединений

могут работать надежно только в зафиксированном состоянии (рис. 56, табл. 34).

Стабильности затяжки способствуют: 1) применение резьбовых соединений с большим упругим удлинением или введение специальных упругих элементов в систему деталей болта; 2) уменьшение количества стыков, тщательная обработка и притонка стыковых поверхностей; 3) увеличение напряжения затяжки и точный контроль ее при монтаже; 4) надежное стопорение резьбовых

результате процессов непрерывной деформации ползучести, необходимо учитывать начиная с температур 300° С для конструкционных сталей и 150° С для легких сплавов.

На рис. 57 показаны зависимости остаточной силы затяжки от времени [29]. Из графиков видно, что при напряжениях затяжки $\sigma > 0,5 \sigma_{0,2/400}$ после испытания в течение 1000 ч остаточные напряжения остаются примерно постоянными (рис. 57, б); следует отметить также, что в начальный период нагрузка падает

34. Стопорение резьбовых соединений

Метод стопорения	Позиции на рис. 56
Создание дополнительных сил трения путем: осевого давления радиального давления	1, 2 3, 4, 5, 12
Взаимная фиксация: болта и гайки гайки винта и корпуса нескольких гаек или винтов	6, 7, 8 9, 10, 11, 13 14, 16
Фиксация с помощью местных пластических деформаций	15

значительно быстрее, чем по простейшим некоторого времени (на рис. 57, б время в логарифмических координатах).

Если принять, что кривые ползучести могут быть выражены уравнением

$$v_{пл} = B\sigma^m, \quad (91)$$

где $v_{пл}$ — скорость деформации пол-

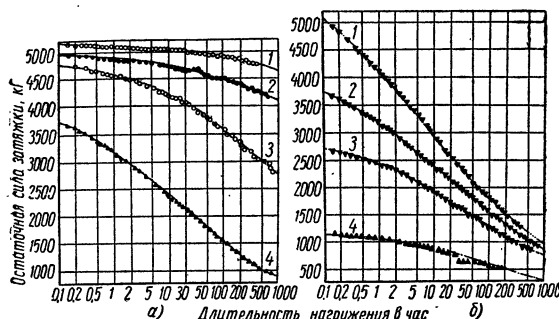


Рис. 57. Зависимость остаточной силы затяжки от времени: а — соединения с резьбой М12 при температурах: 1 — 250° С; 2 — 300° С; 3 — 350° С; 4 — 400° С. б — соединения с резьбой М12 при температуре 400° С и силах предварительной затяжки, равных: 1 — 1,0 предела ползучести $\sigma_{пл}$; 2 — 0,7 $\sigma_{пл}$; 3 — 0,5 $\sigma_{пл}$; 4 — 0,2 $\sigma_{пл}$

зучести, а B и m — коэффициент и показатель степени, зависящие от материала и температуры среды [6], то [3] при $m \geq 2$ напряжение в болте

$$\frac{\sigma}{\sigma_{зат}} = \frac{1}{(bt + 1)^{\frac{1}{m-1}}}. \quad (92)$$

В этом выражении t — время;

$$b = E\sigma_{зат}^{m-1}(m-1), \quad (93)$$

где E — модуль упругости материала и $\sigma_{зат}$ — начальное напряжение затяжки.

ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ

Порядок расчета. 1. Определение предварительных размеров резьбовых деталей на основании упрощенного расчета.

2. Определение необходимого усилия затяжки при монтаже.

Напряжение затяжки $\sigma_{зат}$ определяется по формуле (84):

$$\sigma_{зат} = \nu \frac{P}{F_1}.$$

Во время эксплуатации усилие затяжки может изменяться за счет релаксации напряжений или других причин. В дальнейшем под $\sigma_{зат}$ и Q_0 подразумеваются их значения в рабочих условиях.

Усилие на стыке

$$Q_{см} = Q_0 - P(1 - \chi),$$

должно быть

$$Q_{см} > Q_{см\min},$$

где $Q_{см\min}$ — необходимое минимальное давление на стыке.

3. Определение расчетной нагрузки по формуле (22):

$$Q = Q_0 + \chi P.$$

4. Определение растягивающих напряжений:

в нарезанной части

$$\sigma_1 = \frac{Q}{F_1},$$

в стержне болта

$$\sigma_c = \frac{Q}{F_c}.$$

5. Определение момента, закручивающего болт при затяжке:

$$M_\kappa \approx kQ_0d;$$

обычно принимают $k = 0,12$.

6. Определение наибольших касательных напряжений: в нарезанной части болта

$$\tau_1 = \frac{M_\kappa}{0,2d_1^3},$$

в стержне

$$\tau_c = \frac{M_\kappa}{0,2d_c^3}.$$

7. Определение наибольших приведенных напряжений:
в нарезанной части болта

$$\sigma_{1np} = \sqrt{\sigma_1^2 + 3\tau_1^2},$$

в стержне

$$\sigma_{cnp} = \sqrt{\sigma_c^2 + 3\tau_c^2}.$$

8. Определение коэффициента запаса прочности по пластическим деформациям:
в нарезанной части болта

$$n_T \approx \frac{\sigma_T}{\sigma_{1np}},$$

в стержне

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{cnp}}.$$

Допускаемые значения $n_T = 1,3 \div 2,5$.

9. Определение коэффициента запаса по статической прочности: в нарезанной части болта

$$n_\sigma \approx \frac{\sigma_\sigma}{\sigma_{1np}};$$

в стержне

$$n_\sigma = \frac{\sigma_\sigma}{\sigma_{cnp}}.$$

Допускаемые значения $n_\sigma = 1,5 \div 4$.

10. Определение необходимой высоты гайки и прочности витков резьбы (производится в случаях, указанных на стр. 149).

При переменной нагрузке дополнительно к проведенному расчету при статической нагрузке производится:

11. Определение амплитуды цикла

$$\sigma_a = \frac{\chi P}{2F_1}.$$

12. Определение предела выносливости резьбовой детали

$$\sigma_{-16} = \frac{\sigma_{-1}}{k_\sigma}.$$

Обычные значения $k_\sigma = 3,5 \div 5$.

Значения σ_{-16} лежат в пределах: $\sigma_{-16} = 5 \div 16 \text{ кг/мм}^2$ для легированных сталей и $\sigma_{-16} = 3,5 \div 8 \text{ кг/мм}^2$ для углеродистых сталей.

Для резьб большого диаметра и шага значения σ_{-16} соответствуют нижним пределам.

Величины $\sigma_{-16} = 12 \div 16 \text{ кг/мм}^2$ получают путем упрочняющей технологии.

13. Определение величины запаса прочности по переменным напряжениям:

$$n_a = \frac{\sigma_{-16}}{\sigma_a} \sqrt{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma'_a}}.$$

Должно быть $n_a > 2,5$.

Если полученные в расчете запасы прочности не удовлетворяют рекомендуемым значениям, то необходимо изменить предварительно выбранные размеры.

ЛИТЕРАТУРА И ИСТОЧНИКИ

1. Бендышев О. Л., Петько В. В., Фридман Я. Б. О причинах замедленного разрушения болтов из высокопрочных сталей. «Вестник машиностроения», 1960, № 7.
2. Биргер И. А., Шорр В. Ф., Шнейдерович Р. М. Расчет на прочность деталей машин. «Машиностроение», 1966.
3. Биргер И. А. Расчет резьбовых соединений. Оборонгиз, 1959.
4. Жуковский Н. Е. Распределение давлений между витками. Полное собрание сочинений, т. VII. ОНТИ, 1937.
5. Конструкционные материалы, т. 3. Изд-во «Советская энциклопедия», 1965.
6. Пономарев С. Д. и др. Расчеты на прочность в машиностроении, т. II. Mashgiz, 1958.
7. Решетов Д. Н. Детали машин. Mashgiz, 1959.
8. Справочник машиностроителя, т. 6. «Машиностроение», 1964.

9. Старостин И. Г. Определение коэффициента податливости болта с учетом деформации резьбы. Труды Куйбышевского авиационного института. Вып. 3, 1957.
10. Ульянички Д. Д. К расчету на прочность резьбовых соединений, работающих в нагретом состоянии. «Вестник машиностроения», 1964, № 9.
11. Щуренко М. А. Измерение усилий при затяжке резьбовых соединений. «Вестник машиностроения», 1956, № 1.
12. Якушев А. И. Влияние технологии изготовления и основных параметров резьбы на прочность резьбовых соединений. Оборонгиз, 1956.
13. Klein H.-Ch. Hochwertige Schraubenverbindungen. Einige Gestaltungsprinzipien und Neuentwicklungen. «Konstruktion», 1959, 11, № 6—7.
14. Rumpf I. L., Fisher I. W. Calibration of A235 bolts, «J. Struct. Div. Proc. Amer. Soc. Civil Engrs», 1963, № 6.

15. Titanium-alloy bolts. «Aircraft Product.», 1960, 22, № 4.
 16. Chironis N. P. 55% thread depth will make beryllium bolts practical. «Prod. Engng.», 1960, 31, № 47.
 17. Wiegand H., Illgner K.-H. Haltbarkeit von ISO-Schraubenverbindungen unter Zugbeanspruchung. «Konstruktion», 1963, 15, № 4.
 18. Fasteners withstand extreme temperatures. «Iron Age Metalwork. Internat.», 1964, 3, № 1.
 19. Wiegand H., Haas B. Berechnung und Gestaltung von Schraubenverbindungen. Berlin, Springer. 1951.
 20. Staudte W. Zur Dauerfestigkeit von Schrauben. «Maschinenbautechnik», 1962, 11, № 10.
 21. Wiegand H., Illgner K.-H., Junker G. Neuere Ergebnisse und Untersuchungen über die Dauerhaltbarkeit von Schraubenverbindungen. «Konstruktion», 1961, 13, № 12.
 22. Klein H.-Ch. Hochwertige Schraubenverbindungen. Einige Gestaltungsprinzipien und Neuentwicklungen. «Konstruktion», 1961, 13, № 12.
 23. Wiegand H., Illgner K.-H., Beelich K.-H. Die Dauerfestigkeit von Gewindeverbindungen mit ISO-Profil in Abhängigkeit von Einschraubtiefe. «Konstruktion», 1964, 16, № 12.
 24. Sopwith D. G., Fild I. E. Unification of screw thread practice. «The Engineer», 1957, 203, № 5287.
 25. Sproat R. L. The trend toward bolt threads with large-radius roots. «Prod. Engng.», 1959, 30, № 46.
 26. Eaton I. D. Screw-thread forms. «Prod. Engng.», 1963, 34, № 3.
 27. Cook R., McClimont W. The influence of screw forming methods on the fatigue strength of large bolts. «Trans. Inst. Marine Engrs.», 1961, 73, № 12.
 28. Würges M. Vorspannung von Schraubenverbindungen. «Z. VDI.», 1940, 84, № 46.
 29. Wiegand H., Beelich K.-H. Relaxation — Verhalten hochfester Schraubenverbindungen. «Konstruktion», 1965, 17, № 8.
-

ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

ВВЕДЕНИЕ

Шпонка — элемент соединения, предохраняющий соединяемые детали от относительного сдвига, главным образом от относительного поворота. Все основные виды шпоночных соединений втулки * с валом стандартизованы в СССР.

Действующие ГОСТы предусматривают размеры поперечного сечения шпонки в функции диаметра вала. Когда шпоночное соединение передает лишь часть крутящего момента или когда вал полый или ступенчатый, стандарты допускают применение стандартных шпонок меньших сечений на валах больших диаметров.

Длина шпонок — призматических клиновых и тангенциальных — определяется из расчета прочности соединения. Исполнительная длина шпонки должна быть стандартной.

Шпонки призматические — обыкновенные, направляющие и высокие — и сегментные создают ненапряженное соединение втулки с валом, не влияя на положение втулки относительно вала и при монтаже не деформируют втулку. Шпонки клиновые и тангенциальные обеспечивают напряженное соединение тех же деталей, но при монтаже деформируют втулку и изменяют ее положение относительно вала на величину посадочного зазора.

ВИДЫ ШПОНОК

Шпонки призматические (рис. 1, табл. 1—5).

Поперечное сечение — прямоугольник с притупленными дугой или

фаской углами; узкие грани — рабочие.

В соответствии с ГОСТом 8788—58 глубина паза вала для шпонки равна половине высоты сечения шпонки (исполнение I) или больше (исполнение II). Исполнение выбирается из условия равнопрочности — по твердости материала — вала и втулки.

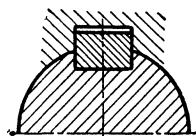


Рис. 1. Шпонка призматическая

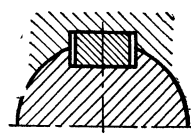


Рис. 2. Шпонка клиновая

Высота и ширина призматических высоких шпонок больше соответственных размеров шпонок призматических обыкновенных.

Шпонки клиновые (рис. 2, табл. 6—8).

Поперечное сечение — прямоугольник с притупленными дугой или фаской углами; рабочими являются широкие грани. Одна из широких граней имеет по длине уклон 1 : 100 *, обеспечивающий самоторможение шпонки. Паз на валу — впадина паза — не имеет уклона относительно оси. Паз во втулке — впадина паза — имеет по длине уклон относительно оси 1 : 100.

При необходимости — для выверки шпонками положения втулки относительно вала, для понижения рабочих напряжений — ставят две-три шпонки, располагая их (две шпонки) под углом, отличным от 180°.

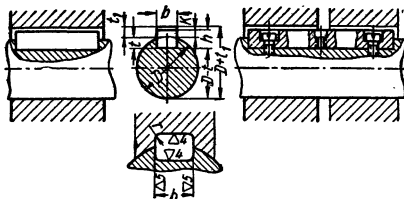
* Условно принято под втулкой подразумевать любую надетую на вал деталь.

* Для шпонок уклон — тангенс угла между противоположными плоскостями.

1. Шпошки призматические

Размеры сечений шпонок и пазов (по ГОСТу 8788—58)

Размеры в мм



Диаметр вала	Номинальные размеры сече- ния шпошки		Глубина пазов						Ра- диусы закруг- лений пазов r, не более		
			Исполнение I			Исполнение II					
			Вал	Втулка	K	Вал	Втулка	K			
	b	h	t	t ₁		t	t ₁				
От 5 до 7 Св. 7 » 10 » 10 » 14 » 14 » 18	2 3 4 5	2 3 4 5	1,1 2,0 2,5 3,0	1,0 1,1 1,6 2,1	1,0 1,2 1,8 2,3	— — — 3,2	— — — 1,9	— — — 2	0,2		
Св. 18 до 24 » 24 » 30 » 30 » 36 » 36 » 42 » 42 » 48	6 8 10 12 14	6 7 8 8 9	3,5 4,0 4,5 4,5 5,0	2,6 3,1 3,6 3,6 4,1	2,9 3,5 4,2 4,4 5,0	3,8 4,5 5,2 5,2 5,8	2,3 2,6 2,9 2,9 3,3	2,6 3,0 3,5 3,7 4,2		0,3	
Св. 48 до 55 » 55 » 65 » 65 » 75 » 75 » 90	16 18 20 24	10 11 12 14	5,0 5,5 6 7	5,1 5,6 6,1 7,2	6,2 6,8 7,4 8,7	6,5 7,1 7,8 9,0	3,6 4,0 4,3 5,2	4,7 5,2 5,6 6,7			0,5
Св. 90 до 105 » 105 » 120 » 120 » 140 » 140 » 170 » 170 » 200	28 32 36 40 45	16 18 20 22 25	8 9 10 11 13	8,2 9,2 10,2 11,2 12,2	10,0 11,2 12,3 13,4 14,6	10,3 11,5 12,8 13,5 15,3	5,9 6,7 7,4 8,7 9,9	7,7 8,7 9,5 10,9 12,3			
Св. 200 до 230 » 230 » 260 » 260 » 290 » 290 » 330	50 55 60 70	28 30 32 36	14 15 16 18	14,2 15,2 16,2 18,2	16,7 17,9 19,1 21,8	17,0 18,3 19,6 22,0	11,2 11,9 12,6 14,2	13,7 14,6 15,5 17,8	1,2		
Св. 330 до 380 » 380 » 440 » 440 » 500 » 500 » 560 » 560 » 630	80 90 100 110 120	40 45 50 55 60	20 23 25 28 30	20,2 22,2 25,2 27,2 30,2	24,3 26,6 30,1 32,5 35,8	24,6 27,5 30,4 33,0 34,6	15,6 17,7 19,8 22,2 25,6	19,7 22,1 24,7 27,5 31,2		2,0	

Примечания: 1. Размеры шпонок призматических обыкновенных — по ГОСТу 8788—58, шпонок призматических направляющих — по ГОСТу 8790—58. Предельные отклонения размеров шпонок и пазов — по ГОСТу 7227—58.

2. В отдельных, обоснованных случаях (полые и ступенчатые валы, передача пониженных крутящих моментов и т. п.) допускается применение стандартных шпонок с сечениями меньших размеров на валах больших диаметров.

3. Исполнения I и II выбираются из условия равнопрочности элементов шпоночного соединения в зависимости от материала втулки.

4. На рабочем чертеже проставлять один размер в зависимости от принятой базы обработки и измерений: $D + t_1$ для втулки и $D - t_1$ или t_1 для вала. Размер K — справочный для расчета шпоночного соединения на смятие.

2. Шпонки призматические обыкновенные (по ГОСТу 8789—58)

Размеры в мм

Номинальные размеры		L	с или r	Номинальные размеры		L	с или r	Номинальные размеры		L	с или r
b	h			b	h			b	h		
2	2	6—20	0,25	16	10	45—180	0,6	50	28	125—500	1,6
3	3	6—28		18	11	50—200		55	30	140—500	
4	4	8—36		20	12	56—220		60	32	160—500	
5	5	10—45		24	14	63—250		70	36	180—500	
6	6	14—56	0,4	28	16	70—280	1	80	40	200—500	2,5
8	7	18—70		32	18	80—315		90	45	220—500	
10	8	22—90		36	20	90—355		100	50	250—500	
12	8	28—110		40	22	100—400		110	55	280—500	
14	9	36—140		45	25	110—450		120	60	315—500	

Исполнение А: $\nabla 6$, $\Delta 4$, $\nabla 6$, $R = \frac{b}{2}$, $\Delta 6$. Исполнение Б: $\nabla 3$ остальное.

Примечания: 1. Длину шпонки L выбирать из табл. 9.
 2. Материал: сталь чистотанутая для шпонок — по ГОСТу 8787—58 или другая сталь с тем же пределом прочности.
 3. Примеры условного обозначения шпонки с размерами $b = 18$ мм, $h = 11$ мм, $h = 100$ мм:
 исполнение А: Шпонка 18 × 11 × 100 ГОСТ 8789—58;
 исполнение Б: Шпонка Б18 × 11 × 100 ГОСТ 8789—58.

3. Шпонки призматические направляющие с креплением на валу (по ГОСТу 8790—58)

Размеры в мм

Номинальные размеры		L	h_1	d	d_1	d_2	l_0	Винт $d \times l_4$	с или r	c_1
b	h									
8	7	25—70	2,5	М3	3,6	6	7	М3 × 8 М3 × 10	0,4	0,3
10	8	25—90								
12	8	32—110	3,3	М4 М5	4,8 6	7 9	10	М4 × 10 М5 × 12	0,6	0,5
14	9	40—140								
16	10	50—180	4,5	М6	7	11	12	М6 × 15	1	1
18	11	56—200								
20	12	63—220	6	М8	9	14	15	М8 × 18	1	1
24	14	70—250								
28	16	80—280	7	М10	11	17	18	М10 × 25	1	1
32	18	90—315								
36	20	100—355	8	М12	13	20	22	М12 × 30	1	1
40	22	110—400								
45	25	125—400								

Исполнение А: $\nabla 6$, $\Delta 4$, $\nabla 6$, $R = \frac{b}{2}$, $\Delta 6$. Исполнение Б: $\nabla 3$ остальное.

Продолжение табл. 3

Размеры в мм

L	l_1	l_2	l_3	L	l_1	l_2	l_3	L	l_1	l_2	l_3
25	13	12	5	70	38	35	14	180	90	75	40
28	14	14	6	80	44	40	16	200	100	80	45
32	16	16	7	90	50	45	18	220	110	90	50
36	18	18	8	100	56	50	20	250	126	100	55
40	20	20	9	110	60	55	22	280	140	110	60
45	23	22	10	125	60	60	25	315	160	120	70
50	26	25	11	140	70	65	30	355	180	130	80
56	29	28	12	160	80	70	35	400	200	150	90
63	32	30	13								

Примеры условного обозначения шпонки с размерами $b = 18$ мм, $h = 11$ мм, $L = 100$ мм:

исполнение А: Шпонка $18 \times 11 \times 100$ ГОСТ 8790—58;
 исполнение Б: Шпонка Б18 $\times 11 \times 100$ ГОСТ 8790—58.

4. Шпонки призматические высокие (по ГОСТу 10748—64, см. рис. табл. 1)

Размеры в мм

Диаметр вала D	Номинальные размеры сечения шпонки		Глубина пазов			Радиусы закругления пазов r , не более
	b	h	вала t	втулки t_1	K	
От 32 до 38	10	9	4,5	4,6	5,2	0,3
Св. 38 > 48	12	11	5,5	5,6	6,4	
Св. 48 до 60	16	15	7,5	7,7	8,8	0,5
> 60 > 75	20	19	9,5	9,7	11,2	
> 75 > 95	24	22	11,0	11,2	12,7	
Св. 95 до 120	32	30	15,0	15,2	17,5	0,8
> 120 > 150	40	38	19,0	19,2	22,1	
> 150 > 190	50	48	24,0	24,2	27,7	
Св. 190 до 240	60	58	29,0	29,2	33,0	1,2
> 240 > 300	80	75	37,5	37,7	43,5	
Св. 300 до 380	100	95	47,5	47,7	55,0	2,0
> 380 > 480	125	120	60,0	60,2	69,3	
> 480 > 600	160	150	75,0	75,2	87,0	

5. Шпонки призматические высокие (по ГОСТу 10748—64)

Размеры в мм

Исполнение А	Исполнение Б	Номинальные размеры		L	с или r	Номинальные размеры		L	с или r
		b	h			b	h		
		10	9	22—100	0,4	50	48	125—500	1,6
		12	11	28—125		60	58	160—630	
		16	15	40—160		80	75	200—630	
		20	19	56—220	0,6	100	95	250—630	2,5
		24	22	63—250		125	120	315—630	
		32	30	80—315	1	160	150	400—630	
		40	38	100—400					

Примечания: 1. См. примечания 2 и 4 к табл. 1.

2. Материал: сталь с пределом прочности не ниже 60 кг/мм^2 .

3. Предельные отклонения размеров шпонок и пазов — по ГОСТу 7227—58.

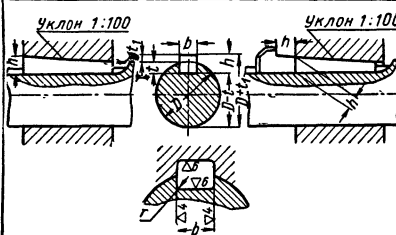
4. Длину шпонки назначать по табл. 9. Длину шпонок свыше 630 мм выбирать из ряда Ra 20 по ГОСТу 6636—60.

Примеры условного обозначения шпонки с размерами $b = 20$ мм; $h = 19$ мм; $L = 100$ мм:исполнение А: Шпонка $20 \times 19 \times 100$ ГОСТ 10748—64;исполнение Б: Шпонка Б20 $\times 19 \times 100$ ГОСТ 10748—64.

6. Шпонки клиновые

Размеры сечений шпонок и пазов
(по ГОСТу 8791—58)

Размеры в мм

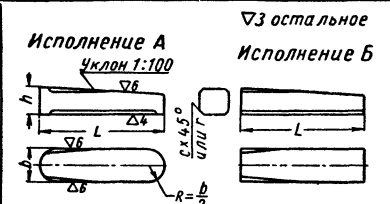


Диаметр вала D	Номинальные размеры сечения шпонки		Глубина пазов		Радиус закругления пазов r , не более
	b	h	вала t	втулки t_1	
От 5 до 7	2	2	1,1	0,6	0,2
Св. 7 до 10	3	3	2,0	0,7	
» 10 до 14	4	4	2,5	1,1	
» 14 до 18	5	5	3	1,6	
Св. 18 до 24	6	6	3,5	2,1	0,3
» 24 до 30	8	7	4,0	2,6	
» 30 до 36	10	8	4,5	3,0	
» 36 до 42	12	8	4,5	3,0	
» 42 до 48	14	9	5,0	3,5	
Св. 48 до 55	16	10	5,0	4,5	0,5
» 55 до 65	18	11	5,5	5,0	
» 65 до 75	20	12	6,0	5,5	
» 75 до 90	24	14	7,0	6,4	
Св. 90 до 105	28	16	8	7,4	0,8
» 105 до 120	32	18	9	8,4	
» 120 до 140	36	20	10	9,4	
» 140 до 170	40	22	11	10,3	
» 170 до 200	45	25	13	11,3	
Св. 200 до 230	50	28	14	13,3	1,2
» 230 до 260	55	30	15	14,3	
» 260 до 290	60	32	16	15,3	
» 290 до 330	70	36	18	17,2	
Св. 330 до 380	80	40	20	19,2	2
» 380 до 440	90	45	23	21,2	
» 440 до 500	100	50	25	23,2	
» 500 до 560	110	55	28	25,1	
» 560 до 630	120	60	30	27,1	

Примечания: 1. Размеры шпонок клиновых — по ГОСТу 8792—58, шпонок клиновых с головкой — по ГОСТу 8793—58.
2. Предельные отклонения размеров на ширину паза вала и паза втулки — A_4 (ОСТ 1014*); на глубину t паза вала и t_1 паза втулки — A_5 (ОСТ 1015*).
3. Размеры $D + t_1$ и t_1 относятся к большей глубине паза втулки.
4. См. примечание 4 к табл. 1.

7. Шпонки клиновые (по ГОСТу 8792—58)

Размеры в мм

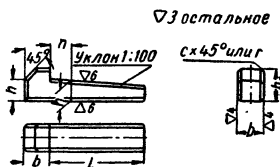


Номинальные размеры		L	с или г
b	h		
2	2	6—20	0,25
3	3	6—28	
4	4	8—36	
5	5	10—45	
6	6	14—56	0,4
8	7	18—70	
10	8	22—90	
12	8	28—110	
14	9	36—140	
16	10	45—180	0,6
18	11	50—200	
20	12	56—220	
24	14	63—250	
28	16	70—280	1
32	18	80—315	
36	20	90—355	
40	22	100—400	
45	25	110—450	
50	28	125—500	1,6
55	30	140—500	
60	32	160—500	
70	36	180—500	
80	40	200—500	2,5
90	45	220—500	
100	50	250—500	
110	55	280—500	
120	60	315—500	

Примечания: 1. См. примечания 1 и 2 к табл. 2.
2. Примеры условного обозначения шпонок с размерами $b = 18$ мм; $h = 11$ мм; $L = 100$ мм:
исполнение А: Шпонка 18 × 11 × 100
ГОСТ 8792—58;
исполнение Б: Шпонка Б18 × 11 × 100
ГОСТ 8792—58.

8. Шпонки клиновые с головкой (по ГОСТу 8793—58)

Размеры в мм



▽3 остальное

Номинальные размеры		h_1	L	с или r	Номинальные размеры		h_1	L	с или r
b	h				b	h			
4	4	7	14—36	0,25	32	18	28	80—315	1
5	5	8	14—45		36	20	32	90—355	
					40	22	36	100—400	
					45	25	40	110—450	
6	6	9	14—56	0,4	50	28	45	125—500	1,6
8	7	10	18—70		55	30	48	140—500	
10	8	12	22—90		60	32	50	160—500	
12	8	12	28—110		70	36	56	180—500	
14	9	14	36—140	0,6					2,5
16	10	16	45—180		80	40	65	200—500	
18	11	18	50—200		90	45	71	220—500	
20	12	20	56—220		100	50	80	250—500	
24	14	22	63—250	1	110	55	90	280—500	
28	16	25	70—280						

Примечания: 1. См. примечания 1 и 2 к табл. 2.

2. Пример условного обозначения шпонки с размерами $b = 18$ мм; $h = 11$ мм; $L = 100$ мм:

Шпонка 18 × 11 × 100 ГОСТ 8793—58.

9. Длина шпонок

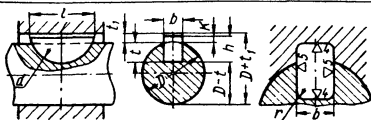
Размерный ряд (по ГОСТу 6636—60)

Длина шпонок призматических обыкновенных высоних и направляющих с креплением на валу, клиновых и клиновых с головкой:

$L = 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56;$
 $63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280;$
 $315; 355; 400; 450; 500$ мм.

Длину шпонок $L > 500$ мм, а призматических направляющих с креплением на валу $L > 400$ мм выбирать из ряда Ra 20 по ГОСТу 6636—60.

10. Шпонки сегментные



Размеры шпонок и пазов
(по ГОСТу 8794—58)

Размеры в мм

Диаметр вала D		Номинальные размеры шпонок				Глубина пазов						Радиус закруглений пазов r , не более
Назначение 1	Назначение 2	b	h	d	l	Исполнение I			Исполнение II			
						Вал		K	Втулка		K	
						t	t_1		t	t_1		
От 3 до 4 Св. 4 » 5	Св. 4 до 7 » 5 » 10	1,0 1,5	1,4 2,6	4 7	3,8 6,8	0,9 1,9	0,6 0,8	0,6 0,8	—	—	—	0,2
Св. 5 до 7	Св. 7 до 14	2	2,6 3,7	7 10	6,8 9,7	1,7 2,8	1,0	1,0	—	—	—	
Св. 7 до 10	Св. 10 до 18	2,5	3,7	10	9,7	2,7	1,1	1,1	—	—	—	
		3	3,7 5,0 6,5	10 13 16	9,7 12,6 15,7	2,7 4,0 5,5		1,2				
Св. 10 до 14	Св. 14 до 24	4	5,0 6,5 7,5 9,0	13 16 19 22	12,6 15,7 18,6 21,6	3,5 5,0 6,0 7,5	1,6	1,8	—	—	—	
Св. 14 до 18	Св. 18 до 30	5	6,5 7,5 9,0 10 11	16 19 22 25 28	15,7 18,6 21,6 24,5 27,3	4,5 5,5 7,0 8,0 9,0	2,1	2,3	4,7 5,7 7,2 8,2 9,2	1,9	2,1	
Св. 18 до 24	Св. 24 до 36	6	9 10 11 13 15	22 25 28 32 38	21,6 24,5 27,3 31,4 37,1	6,5 7,5 8,5 10,5 12,5	2,6	2,9	6,8 7,8 8,8 10,8 12,8	2,3	2,6	
Св. 24 до 30	Св. 30 до 42	8	10 11 13 15 16 17	25 28 32 38 45 55	24,5 27,3 31,4 37,1 43,1 50,8	7 8 10 12 13 14	3,1	3,5	7,5 8,5 10,5 12,5 13,5 14,5	2,6	3,0	
Св. 30 до 36	Св. 36 до 48	10	13 15 16 17 19 24	32 38 45 55 65 80	31,4 37,1 43,1 50,8 59,1 73,3	9,5 11,5 12,5 13,5 15,5 20,5	3,6	4,2	10,2 12,2 13,2 14,2 16,2 21,2	2,9	3,5	0,3
Св. 36 до 42	Св. 42 до 55	12	19 24	65 80	59,1 73,3	15,5 20,5		4,4	16,2 21,2	3,7		

Примечания: 1. Размеры шпонок сегментных — по ГОСТу 8795—58.
2. Предельные отклонения размеров шпонок и пазов — по ГОСТу 7227—58.
3. См. примечания 2, 3 и 4 к табл. 1.

Примечания: 1. Размеры шпонок сегментных — по ГОСТу 8795—58.
2. Предельные отклонения размеров шпонок и пазов — по ГОСТу 7227—58.
3. См. примечания 2, 3 и 4 к табл. 1.

Разновидности клиновой шпонки: клиновая с закругленными или плоскими концами, клиновая с головкой и плоским концом.

Шпонки тангенциальные (рис. 3).

Поперечное сечение — прямоугольник. В поперечном сечении соединения шпонка одной своей широкой

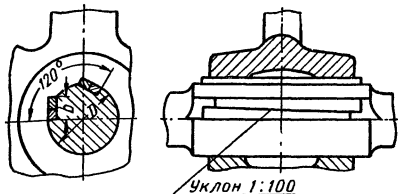


Рис. 3. Шпонка тангенциальная

стороной располагается касательно к окружности вала — втулки. Для создания напряженного соединения, обеспечивающего стабильное положение втулки относительно вала, следует ставить две шпонки, располагая их под углом 90—135° по окружности вала и навстречу одна другой. Шпонка состоит из двух односкосных одинакового уклона клиньев, составленных таким образом, что узкие грани — они являются рабочими — параллельны.

Параллельность рабочих граней тангенциальной шпонки позволяет изготавливать пазы на валу и во втулке без уклона.

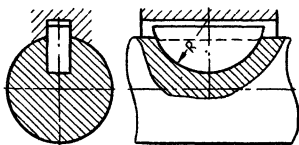


Рис. 4. Шпонка сегментная

Тангенциальные шпонки стандартизованы: нормальные (ГОСТ 8796—56) и усиленные (ГОСТ 8797—58). Эти шпонки применяются сравнительно редко, поэтому размеры соединений с такими шпонками не приводятся.

Шпонки сегментные (рис. 4 и табл. 10, 11) создают ненапряженное

соединение. При необходимости постановки двух шпонок последние располагают в один ряд или под углом 180° по окружности вала. ГОСТ 8794—58 охватывает диаметры валов от 3 до 55 мм.

11. Шпонки сегментные (по ГОСТу 8795—58)

Размеры в мм

b	h	d	l	с или r	b	h	d	l	с или r
1	1,4	4	3,8	—	6	9	22	21,6	0,4
1,5	2,6	7	6,8	—		10	25	24,5	
2	2,6	7	6,8	0,25		11	28	27,3	
						13	32	31,4	
						15	38	37,1	
2,5	3,7	10	9,7		10	25	24,5		
3	3,7	10	9,7		0,25	8	13	32	31,4
				15			38	37,1	
				16			45	43,1	
				17			55	50,8	
4	5,0	13	12,6	0,25		10	13	32	31,4
					15		38	37,1	
					16		45	43,1	
					17		55	50,8	
5	6,5	16	15,7		0,25	12	19	65	59,1
				24			80	73,3	
				28			95	89,1	
				32			110	101,6	
				36			125	114,3	

Примечания: 1. Размеры пазов — по ГОСТу 8794—58.

2. Материал: сталь чистотанутая для шпонок сегментная — по ГОСТу 8786—58 или другая сталь с тем же пределом прочности.

3. Предельные отклонения размеров шпонок — по ГОСТу 7227—58.

4. Допускается притупление острого угла фаской или радиусом $\approx 0,1 b$.

Пример условного обозначения шпонки сегментной с размерами

$b = 6 \text{ мм}; h = 10 \text{ мм};$
Шпонка сегм. 6 × 10 ГОСТ 8795—58.

Шпонки круглые цилиндрические или конические (рис. 5) не стандартизованы; используются, если втулка — на конце вала. Паз получается сверлением и развертыванием при насаженной на вал втулке. Шпонка цилиндрическая создает ненапряженное или слабонапряженное соединение, коническая — напряженное.

Круглую шпонку следует располагать так, чтобы поверхности ее соприкосновения с валом и с втулкой

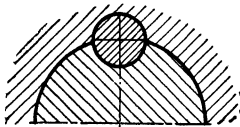


Рис. 5. Шпонка круглая цилиндрическая или коническая

были равны. Для этого центр паза должен быть смещен в сторону центра (оси) вала на величину

$$e = 0,5 (D - \sqrt{D^2 - d^2}),$$

где D — диаметр вала и d — диаметр шпонки.

Последний следует брать равным высоте призматической шпонки h , соответствующей диаметру вала D . В случае постановки нескольких круглых шпонок диаметр d следует брать меньшим.

Бандажи зубчатых, червячных и других колес часто закрепляют для передачи крутящего момента круглыми шпонками. Диаметр шпонки

$$d = (0,5 \div 0,75) s,$$

где s — толщина бандажа без учета высоты зуба.

Если на бандаж действует осевая сила, стремящаяся сдвинуть его относительно центра колеса, круглую шпонку заменяют винтом того же диаметра. Длину шпонки или винта принимают равной ширине бандажа.

Шпонка торцовая (рис. 6) — обыкновенная призматическая шпонка, поставленная в плоскость стыка эле-

ментов, сопрягающих концы двух валов (например, при фланцевом

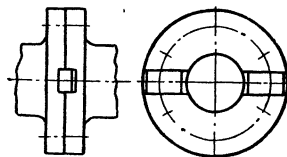


Рис. 6. Шпонка торцовая

соединении валов). Используется главным образом при больших крутящих моментах.

ДОПУСКИ И ПОСАДКИ В ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЯХ

1. Соединение призматическими и сегментными шпонками по ГОСТу 7227—58

а) Высота шпонки h — B_4 (ОСТ 1024*). б) Глубина паза вала t и втулки t_1 (рис. 7) — A_5 (ОСТ 1015*). в) Длина призматической шпонки L (см. рис. табл. 2) — B_7 (ОСТ 1010 и ГОСТ 2689—54*). г) Длина паза вала под

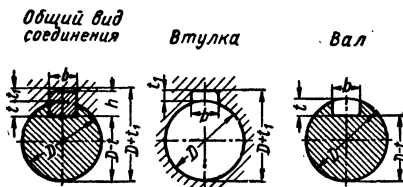


Рис. 7

призматическую шпонку — A_8 (ОСТ 1010). д) Диаметр сегментной шпонки d — B_5 (ОСТ 1025*). е) Диаметр паза вала под сегментную шпонку — с отклонением в плюс от номинала, не более 8% от диаметра шпонки. ж) Предельные отклонения на размеры шпонок и пазов на валах и втулках по ширине b должны назначаться в соответствии с табл. 12 и 13.

Числовые значения предельных отклонений III и III_1 на размер ширины b приведены в табл. 13.

12. Допускаемые отклонения ширины шпонок и пазов для соединений с призматическими и сегментными шпонками

Вид соединения	Предельные отклонения ширины			Назначение посадок
	шпонки	паза вала	паза втулки	
Неподвижное — напряженное по валу, скользящее во втулке	B_8	III	A_8	Для индивидуального и серийного производства (общее машиностроение)
Неподвижное — напряженное по валу, ходовое во втулке			III_1	Для массового производства (автостроение и т. п.)
Неподвижное — плотное по валу, ходовое во втулке	X_8		A_8	Для направляющих шпонок

13. Величины специальных отклонений ширины шпонок и пазов для соединений с призматическими и сегментными шпонками (по ГОСТу 7227—58)

Номинальная ширина шпонки и паза в мм	Пазы вала и втулки			
	III		III ₁	
	Предельные отклонения размера b в мк			
	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.
От 1 до 3	-10	-50	+55	+10
Св. 3 » 6	-10	-55	+65	+15
» 6 » 10	-15	-65	+75	+20
» 10 » 18	-20	-75	+85	+25
» 18 » 30	-25	-90	+100	+30
» 30 » 50	-32	-105	+120	+35
» 50 » 80	-40	-125	+140	+40
» 80 » 120	-50	-150	+160	+45

2. Соединение клиновыми шпонками

(по ГОСТам 8791—58, 8792—58 и 8793—58)

а) Глубина паза вала t и втулки t_1 — A_5 (ОСТ 1015*). б) Ширина паза вала и паза втулки b (см. рис. табл. 6) — A_4 (ОСТ 1014*). в) Шпонка: ширина b — B_3 (ОСТ 1023*); высота h — B_4 (ОСТ 1024*); длина L — B_7 (ОСТ 1010 и ГОСТ 2689—54*).

РАСЧЕТ ПРОЧНОСТИ ШПОНОК

Обозначения: M_k — крутящий момент, передаваемый шпоночным соединением; D — диаметр вала (изве-

стен); z — число шпонок в шпоночном соединении; l_p — рабочая длина шпонки, т. е. длина линии соприкосновения шпонки со втулкой, измеренная в направлении оси втулки; $\sigma_{см}$ и $\tau_{ср}$ — напряжения соответственно смятия и среза (сдвига); $[\sigma]_{см}$ и $[\tau]_{ср}$ — допускаемые напряжения на смятие и на срез; f — коэффициент трения скольжения между втулкой и валом и между втулкой и шпонкой.

Задача расчета:

1. Известны: крутящий момент, размеры сечения шпонки, число шпонок и допускаемые напряжения. Определяется рабочая длина шпонки.

2. Известны: крутящий момент, размеры шпонки и число шпонок. Определяются напряжения, испытываемые шпоночкой.

3. Известны: размеры шпонки, число шпонок и допускаемые напряжения. Определяется несущая способность шпоночного соединения в виде крутящего момента.

Шпонка призматическая (рис. 8). Условность: расчету на прочность подлежит выступающая из вала часть высоты шпонки, сила давления

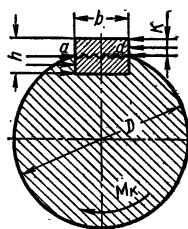


Рис. 8. Расчетная схема призматической шпонки

втулки на шпонку равномерно распределена как по высоте, так и по длине шпонки.

Прочность по смятию определяется из условия

$$\sigma_{см} = \frac{2M_{\kappa}}{zKl_p(D+K)} \leq [\sigma]_{см},$$

где K — из табл. 1 или 4.

Прочность по срезу (сдвигу) — из условия

$$\tau_{ср} = \frac{2M_{\kappa}}{zbl_pD} \leq [\tau]_{ср}.$$

Шпонка сегментная (рис. 9).

Условность расчета аналогична условности расчета призматической шпонки.

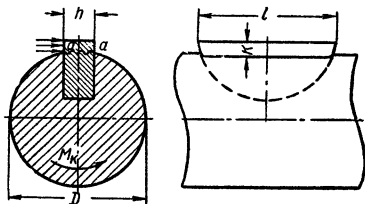


Рис. 9. Расчетная схема сегментной шпонки

Прочность по смятию — из условия

$$\sigma_{см} = \frac{2M_{\kappa}}{zKl(D+K)} \leq [\sigma]_{см},$$

где l — длина шпонки, а K — см. табл. 10.

Прочность по срезу (сдвигу) — из условия

$$\tau_{ср} = \frac{2M_{\kappa}}{zblD} \leq [\tau]_{ср}.$$

Шпонка клиновая

Условность: шпонка поставлена с предварительной затяжкой; сила давления втулки на шпонку по ширине от действия передаваемого крутящего момента распределена, как показано на эпюре рис. 10, а.

Прочность по смятию широкой грани:

а) в соединении — одна шпонка:

$$\sigma_{см} = \frac{12M_{\kappa}}{bl_p(b+6fD)};$$

б) в соединении — две шпонки, поставленные диаметрально противоположно:

$$\sigma_{см} = \frac{6M_{\kappa}}{bl_p(b+3fD)};$$

в) в соединении — две шпонки, поставленные под углом 120° по окружности сечения вала:

$$\sigma_{см} = \frac{6M_{\kappa}}{bl_p(b+6fD)};$$

г) шпонка поставлена без предварительной затяжки, сила давления

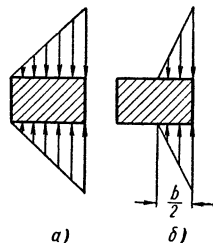


Рис. 10. Расчетная схема клиновой шпонки: эпюры нагружения

втулки на шпонку распределена, как показано на рис. 10, б:

$$\sigma_{см} = \frac{12M_{\kappa}}{bl_p(b+3fD)}.$$

В формулах пунктов а — г

$$\sigma_{см} \leq [\sigma]_{см} \text{ и } f = 0,15 \div 0,20,$$

когда поверхности сухие, вал и шпонка стальные, втулка стальная или чугунная.

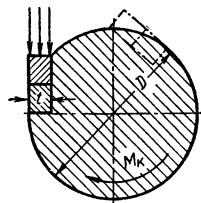


Рис. 11. Расчетная схема тангенциальной шпонки

Шпонка тангенциальная (рис. 11).

Условность: всю нагрузку шпонка передает узкой гранью; трение на поверхности соприкосновения втулки

с валом, вызванное затяжкой обеих шпонок, ввиду неопределенности величины силы трения не учитывается.

Прочность узкой грани по смятию проверяется по условию

$$\sigma_{см} = \frac{2M_{\kappa}}{(t-c)l_p(D-t)} \leq [\sigma]_{см},$$

где t — толщина шпонки и c — ширина фаски.

Шпонка торцовая (рис. 12).

Узкая грань испытывает смятие, долевое сечение, плоскость которого

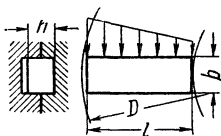


Рис. 12. Расчетная схема торцовой шпонки

совпадает с плоскостью стыка деталей, — срез (сдвиг).

Прочность по смятию — из условия

$$\sigma_{см} = \frac{4M_{\kappa}}{h l D \left(1 - \frac{l}{D}\right)^2} \leq [\sigma]_{см}.$$

Шпонка круглая цилиндрическая или коническая (рис. 13).

Условность: площади поверхностей соприкосновения шпонки со втулкой и шпонки с валом равны между собой; силы давления вала на

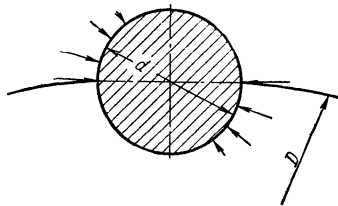


Рис. 13. Расчетная схема круглой цилиндрической или конической шпонки

шпонку и шпонки на втулку распределены по дугам давления косинусоидально, по длине шпонки — равномерно.

Прочность по смятию

$$\sigma_{см} = \frac{5M_{\kappa}}{d l D} \leq [\sigma]_{см}.$$

Прочность по срезу (сдвигу)

$$\tau_{ср} = \frac{2M_{\kappa}}{d l D} \leq [\tau]_{ср}.$$

МАТЕРИАЛ ШПОНОК И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Материал шпонок — углеродистая сталь с $\sigma_{вр} \geq 60 \text{ кг/мм}^2$.

Сортамент чистотанутой стали для призматических шпонок — по ГОСТу 8787—58, для сегментных — по ГОСТу 8786—58.

Величины допускаемых напряжений выбирают в зависимости от характера нагрузки — нагрузка статическая или отличная от статической; условий работы соединения — втулка перемещается относительно вала или перемещение отсутствует; степени достоверности величины нагрузки.

При назначении высоких допускаемых напряжений смятия (порядка от 2000 до 4000 кг/см^2) необходимо соблюдение условия: твердости материала вала и материала втулки должны быть больше твердости материала шпонки.

Допускаемое напряжение при смятии $[\sigma]_{см}$ = до 1500 кг/см^2 — втулка неподвижна относительно вала или перемещается без нагрузки; $[\sigma]_{см}$ = 600 ÷ 1000 кг/см^2 — широко распространенная в практике общего машиностроения величина $[\sigma]_{см}$ при неподвижном соединении для сопрягаемых элементов — вала и втулки — из чугунного литья, стального литья, стали; $[\sigma]_{см}$ = 300 ÷ 500 кг/см^2 — соединение, подвижное под нагрузкой, рабочие поверхности не закалены; $[\sigma]_{см}$ = 100 кг/см^2 — шпонки ходовых валков.

Допускаемое напряжение при срезе (сдвиге) $[\tau]_{ср} \leq 1000 \text{ кг/см}^2$.

Многошпоночные соединения из двух, реже трех, по окружности клиновых шпонок применяются: а) при тяжело нагруженных валах, передающих переменный крутящий момент; б) для выверки положения колеса,

посаженного с зазором на валу;³ в) для закрепления разъемных колес и г) для понижения напряжений в шпонке при короткой ступице. Момент, передаваемый таким многошпоночным соединением, зависит от числа и расположения шпонок. Например, при двух шпонках, расположенных под углом 90 или 120°, момент несколько больше, чем при расположении шпонок под углом 180°.

Многошпоночное соединение из призматических шпонок используется лишь для понижения напряжений в шпонке. Прочность соединения не зависит от взаимного расположения шпонок, предпочтительно ставить шпонки под углом 180°.

На распределение передаваемой нагрузки по шпонкам в многошпоночном соединении призматическими шпонками влияют точность изготовления, характер посадки втулки на вал с зазором или натягом, расположение шпонок по окружности вала, и

нок обыкновенных и призматических высоким позволит, возможно, ограничиваться одной шпонкой и тем самым устранить влияние перечисленных факторов.

ВЛИЯНИЕ ШПОНОЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ НА ПРОЧНОСТЬ ВАЛА

Эффект понижения прочности вала, создаваемый шпоночным соединением, зависит от числа и формы шпоночных пазов и их расположения, типа шпонки, конструкции втулки, величины давления втулки на вал и материала вала.

Понижение прочности вала, работающего при переменных напряжениях, оценивается эффективным коэффициентом концентрации напряжений k_σ при изгибе и k_τ при кручении. Числовые значения k_σ и k_τ для стальных валов с одним или двумя пазами для призматической или клиновой шпонки приведены в табл. 14.

14. Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений при изгибе k_σ и при кручении k_τ

Эффективный коэффициент концентрации напряжений	Предел прочности материала вала σ_B в кг/мм ²							Примечание
	50	60	70	75	80	90	100	
k_σ	1,5	—	—	1,75	—	—	2,0	Паз с плавным выходом на конце
k_τ	—	1,5	1,6	—	1,7	1,8	1,9	
k_σ	1,6	1,75	1,9	—	2,0	—	2,3	Паз выполнен торцевой фрезой
k_τ	1,4	1,5	1,7	—	1,9	—	2,2	

поэтому сомнительно одинаковое нагружение шпонок.

Переход от призматических шпо-

При использовании данных таблицы номинальные напряжения следует вычислять по сечению нетто.

ЗУБЧАТЫЕ (ШЛИЦЕВЫЕ) СОЕДИНЕНИЯ

Зубчатое (шлицевое) соединение представляет собой многошпоночное соединение, в котором шпонки составляют с валом одно целое.

По сравнению со шпоночными зубчатые соединения обладают следующими преимуществами: а) детали на валах лучше центрируются и имеют лучшее направление вдоль вала; б) напряжения смятия на рабочих поверхностях зубьев меньше, чем на поверхностях шпонок; в) прочность зубчатых валов при динамических и переменных нагрузках выше, нежели валов со шпонками.

Наиболее распространены в машиностроении *зубчатые (шлицевые) прямобоочные и зубчатые (шлицевые) звольевентные соединения*. Размеры, допуски и посадки зубчатых соединений обоих видов стандартизованы.

СОЕДИНЕНИЯ ЗУБЧАТЫЕ ПРЯМОБОЧНЫЕ

(ГОСТ 1139—58)

По ГОСТу 1139—58 боковые стороны зуба в поперечном сечении вала (втулки) параллельны между собой, и средняя линия между боковыми сторонами проходит через центр сечения (рис. 1).

Стандартом предусмотрены две формы впадины между зубьями вала: исполнение А, если зубья изготавливаются методом обкатки, и исполнение Б, если зубья вала изготавливаются иным методом. Для впадины между зубьями втулки предусмотрена лишь одна форма.

Боковые стороны зуба должны быть параллельны его оси симметрии до пересечения с окружностью диаметра d .

В пазах отверстия втулки вместо фаски может быть сделано закругление, радиус которого должен быть равен величине f (см. табл. 1—3).

ГОСТ 1339—58 предусматривает три серии зубчатых соединений — легкую, среднюю и тяжелую; они различаются высотой зубьев и их

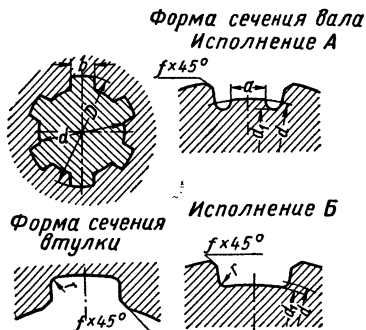


Рис. 1. Соединение зубчатое (шлицевое) прямобоочное

числом. Легкая серия, имеющая наименьшие числа и высоты зубьев, применяется для неподвижных или слабо нагруженных соединений, она охватывает валы диаметром $D = 26 \div 120$ мм (табл. 1); средняя серия, имеющая большие по сравнению с легкой серией числа и высоты зубьев, рекомендуется для средненагруженных соединений (втулка передвигается вдоль вала без нагрузки), охватывает валы с $D = 14 \div 125$ мм (табл. 2); тяжелая серия предназначена для наиболее тяжелых условий работы, имеет наибольшие числа и высоты зубьев и охватывает валы с $D = 20 \div 125$ мм (табл. 3).

1. Размеры зубчатых (шлицевых) соединений легкой серии
(по ГОСТу 1139—58; см. рис. 1)

Размеры в мм

Номинальный размер $z \times d \times D$	Число зубьев z	d	D	b	d_1 не менее	a не менее	f		r не более
							Номиналь- ный раз- мер	Предель- ное откло- нение	
$6 \times 23 \times 26$	6	23	26	6	22,1	3,54	0,3	+0,2	0,2
$6 \times 26 \times 30$	6	26	30	6	24,6	3,85	0,3	+0,2	0,2
$6 \times 28 \times 32$	6	28	32	7	26,7	4,03	0,3	+0,2	0,2
$8 \times 32 \times 36$	8	32	36	6	30,4	2,71	0,4	+0,2	0,3
$8 \times 36 \times 40$	8	36	40	7	34,5	3,46	0,4	+0,2	0,3
$8 \times 42 \times 46$	8	42	46	8	40,4	5,03	0,4	+0,2	0,3
$8 \times 46 \times 50$	8	46	50	9	44,6	5,75	0,4	+0,2	0,3
$8 \times 52 \times 58$	8	52	58	10	49,7	4,89	0,5	+0,3	0,5
$8 \times 56 \times 62$	8	56	62	10	53,6	6,38	0,5	+0,3	0,5
$8 \times 62 \times 68$	8	62	68	12	59,8	7,31	0,5	+0,3	0,5
$10 \times 72 \times 78$	10	72	78	12	69,6	5,45	0,5	+0,3	0,5
$10 \times 82 \times 88$	10	82	88	12	79,3	8,62	0,5	+0,3	0,5
$10 \times 92 \times 98$	10	92	98	14	89,4	10,08	0,5	+0,3	0,5
$10 \times 102 \times 108$	10	102	108	16	99,9	11,49	0,5	+0,3	0,5
$10 \times 112 \times 120$	10	112	120	18	108,8	10,72	0,5	+0,3	0,5

Примечание. Размер a дан для валов в исполнении А при изготовлении методом обкатывания.

2. Размеры зубчатых (шлицевых) соединений средней серии
(по ГОСТу 1139—58; см. рис. 1)

Размеры в мм

Номинальный размер $z \times d \times D$	Число зубьев z	d	D	b	d_1 не менее	a не менее	f		r не более
							Номиналь- ный раз- мер	Предель- ное откло- нение	
$6 \times 11 \times 14$	6	11	14	3	9,9	—	0,3	+0,2	0,2
$6 \times 13 \times 16$	6	13	16	3,5	12,0	—	0,3	+0,2	0,2
$6 \times 16 \times 20$	6	16	20	4	14,54	—	0,3	+0,2	0,2
$6 \times 18 \times 22$	6	18	22	5	16,7	—	0,3	+0,2	0,2
$6 \times 21 \times 25$	6	21	25	5	19,5	1,95	0,3	+0,2	0,2
$6 \times 23 \times 28$	6	23	28	6	21,3	1,34	0,3	+0,2	0,2
$6 \times 26 \times 32$	6	26	32	6	23,4	1,65	0,4	+0,2	0,3
$6 \times 28 \times 34$	6	28	34	7	25,9	1,70	0,4	+0,2	0,3
$8 \times 32 \times 38$	8	32	38	6	29,4	—	0,4	+0,2	0,3
$8 \times 36 \times 42$	8	36	42	7	33,5	1,02	0,4	+0,2	0,3
$8 \times 42 \times 48$	8	42	48	8	39,5	2,57	0,4	+0,2	0,3
$8 \times 46 \times 54$	8	46	54	9	42,7	—	0,5	+0,3	0,5
$8 \times 52 \times 60$	8	52	60	10	48,7	2,44	0,5	+0,3	0,5
$8 \times 56 \times 65$	8	56	65	10	52,2	2,5	0,5	+0,3	0,5
$8 \times 62 \times 72$	8	62	72	12	57,8	2,4	0,5	+0,3	0,5
$10 \times 72 \times 82$	10	72	82	12	67,4	—	0,5	+0,3	0,5
$10 \times 82 \times 92$	10	82	92	12	77,1	3,0	0,5	+0,3	0,5
$10 \times 92 \times 102$	10	92	102	14	87,3	4,5	0,5	+0,3	0,5
$10 \times 102 \times 112$	10	102	112	16	97,7	6,3	0,5	+0,3	0,5
$10 \times 112 \times 125$	10	112	125	18	106,3	4,4	0,5	+0,3	0,5

Примечание. См. примечание к табл. 1.

8. Размеры зубчатых (шлицевых) соединений тяжелой серии (по ГОСТу 1139—58; см. рис. 1)

Размеры в мм

Номинальный размер $z \times d \times D$	Число зубьев z	d	D	b	d_1 не менее	f		r не более
						Номиналь- ный раз- мер	Предель- ное откло- нение	
10 × 16 × 20	10	16	20	2,5	14,1	0,3	+0,2	0,2
10 × 18 × 23	10	18	23	3	15,6	0,3	+0,2	0,2
10 × 21 × 26	10	21	26	3	18,5	0,3	+0,2	0,2
10 × 23 × 29	10	23	29	4	20,3	0,3	+0,2	0,2
10 × 26 × 32	10	26	32	4	23,0	0,4	+0,2	0,3
10 × 28 × 35	10	28	35	4	24,4	0,4	+0,2	0,3
10 × 32 × 40	10	32	40	5	28,0	0,4	+0,2	0,3
10 × 36 × 45	10	36	45	5	31,3	0,4	+0,2	0,3
10 × 42 × 52	10	42	52	6	36,9	0,4	+0,2	0,3
10 × 46 × 56	10	46	56	7	40,9	0,5	+0,3	0,5
16 × 52 × 60	16	52	60	5	47,0	0,5	+0,3	0,5
16 × 56 × 65	16	56	65	5	50,6	0,5	+0,3	0,5
16 × 62 × 72	16	62	72	6	56,1	0,5	+0,3	0,5
16 × 72 × 82	16	72	82	7	65,9	0,5	+0,3	0,5
20 × 82 × 92	20	82	92	6	75,6	0,5	+0,3	0,5
20 × 92 × 102	20	92	102	7	85,5	0,5	+0,3	0,5
20 × 102 × 115	20	102	115	8	98,7	0,5	+0,3	0,5
20 × 112 × 125	20	112	125	9	104	0,5	+0,3	0,5

Примечание. Валы соединений тяжелой серии в исполнении А методом обкатывания не изготавливаются.

ДОПУСКИ И ПОСАДКИ В ЗУБЧАТЫХ ПРЯМОУГОЛЬНЫХ СОЕДИНЕНИЯХ (по ГОСТу 1139—58)

Отклонения размеров профиля отверстия и вала отсчитываются от номинальных размеров d , D и b , приведенных в табл. 1—3.

Для диаметров поверхности центрирования d (табл. 4) или D (см. табл. 8), для ширины впадин отверстия и для толщины зубьев вала (см. табл. 5, 9 и 12), а также для нецентрирующих диаметров (см. табл. 13) устанавливаются следующие предельные отклонения:

а) предельное суммарное отклонение (нижнее — для размеров отверстия и верхнее — для размеров вала), определяющее соответствующий номинальный размер комплексного калибра, и б) верхнее и нижнее предельные отклонения (диаметра центрирующей поверхности) ширины впадин отверстия и толщины зубьев вала.

Разности между предельными отклонениями размеров нижними и суммарными — отверстия и суммарными и верхними — вала компенсируют погрешности расположения элементов профиля зубьев и эксцентриситет поверхности центрирования относительно зубьев. Указанные в таблицах стандарта верхние предельные отклонения толщины зубьев вала и нижние — ширины впадин отверстия не являются обязательными и могут корректироваться на основании опытных данных завода-изготовителя.

Посадки по поверхности центрирования (диаметра d или D) устанавливаются из числа посадок в системе отверстия по соответствующим стандартам на посадки гладких цилиндрических поверхностей (ОСТ 1012*, ОСТ 1013*, ОСТ НКМ 1016*), а посадки по боковым сторонам зубьев — по системе отверстия, причем с нулевой линией совмещается суммарное отклонение ширины впадин отверстия.

4. Предельные отклонения диаметра d центрирования отверстий и валов
(по ГОСТу 1139—58)

Условные обозначения полей допусков	Наименования предельных отклонений	Интервалы внутренних диаметров d в мм					
		Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	
		в мк					
Отверстий	A	Верхнее	+19	+23	+27	+30	+35
		Нижнее	0	0	0	0	0
		Суммарное	-9	-10	-12	-14	-16
	A _{2a}	Верхнее	+27	+33	+39	+46	+54
		Нижнее	0	0	0	0	0
		Суммарное	-9	-10	-12	-14	-16
Валов	Г	Суммарное	+33	+40	+47	+54	+60
		Верхнее	+24	+30	+35	+40	+45
		Нижнее	+12	+15	+18	+20	+23
	П	Суммарное	+15	+17	+20	+24	+28
		Верхнее	+6	+7	+8	+10	+12
		Нижнее	-6	-7	-8	-10	-12
	С	Суммарное	+9	+10	+12	+14	+16
		Верхнее	0	0	0	0	0
		Нижнее	-12	-14	-17	-20	-23
	Д	Суммарное	+3	+2	+2	+2	+2
		Верхнее	-6	-8	-10	-12	-15
		Нижнее	-18	-22	-27	-32	-38
	Х	Суммарное	-8	-10	-13	-16	-24
		Верхнее	-16	-20	-25	-30	-40
		Нижнее	-33	-40	-50	-60	-75
	Л	Суммарное	-21	-30	-38	-50	-65
		Верхнее	-30	-40	-50	-65	-80
		Нижнее	-55	-70	-85	-105	-125
	C _{2a}	Суммарное	+9	+10	+12	+14	+16
		Верхнее	0	0	0	0	0
		Нижнее	-18	-21	-25	-30	-35
	Л _{2a}	Суммарное	-8	-10	-13	-16	-24
		Верхнее	-32	-40	-50	-60	-72
		Нижнее	-75	-92	-112	-134	-159

ГОСТ 1139—58 не распространяется на допуски и посадки зубчатых соединений с натягом и с центрированием по D , если втулка закалена.

Центрирование по внутреннему диаметру d соединения. При центрировании по d предельные отклонения размеров d и b отверстий и валов устанавливаются по табл. 4 и 5.

Допускаемые стандартом сочетания полей допусков размеров d и b при центрировании по d см. табл. 6.

Помимо сочетаний валов с отверстиями, указанных в табл. 6, допускаются и другие сочетания предусмотренных в таблице валов и отверстий, например, $\frac{A_{2a}}{C} \cdot \frac{U_1}{S_1 C_1}$ и др.

При центрировании по d стандарт рекомендует для преимущественного применения сочетания полей допусков размеров d и b , указанные в табл. 7.

Центрирование по наружному диаметру D соединения. Установленные стандартом предельные отклонения размеров D и b отверстий и валов при центрировании по D приведены в табл. 8 и 9.

Допускаемые стандартом сочетания полей допусков размеров D и b при центрировании по D приведены в табл. 10.

При центрировании по D рекомендуются для преимущественного применения сочетания полей допусков размеров D и b , приведенные в табл. 11.

Центрирование по размеру b соединения. Предельные отклонения ширины впадин отверстия и толщины зубьев вала при центрировании по b (по боковым сторонам зубьев) приведены в табл. 12.

При центрировании по b допускаются любые сочетания полей допусков отверстия (U_3 ; U_4) и полей допусков вала ($S_1 P$; $S_1 X$; $S_2 P$, $S_2 X$), причем для преимущественного применения стандарт рекомендует поле допуска отверстия U_3 и поля допусков вала $S_1 P$ и $S_1 X$.

5. Предельные отклонения ширины b при центрировании по диаметру d соединения
(по ГОСТу 1139—58)

Условные обозначения полей допусков		Наименование предельных отклонений	Интервалы внутренних диаметров d в мм					Условные обозначения полей допусков		Наименование предельных отклонений	Интервалы внутренних диаметров d в мм				
			Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120				Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120
			в мкм								в мкм				
Ширины впадин отверстий	U_1	Верхнее	+50	+60	+70	+90	+110	Толщины зубьев валов	S_1X	Суммарное	0	0	0	0	0
		Нижнее	+30	+35	+40	+55	+70			Верхнее	-14	-17	-22	-30	-40
	U_2	Суммарное	0	0	0	0	0			Нижнее	-32	-40	-50	-60	-75
		Верхнее	+75	+95	+115	+140	+170		S_2C	Суммарное	+14	+17	+22	+30	+40
Толщины зубьев валов	$S_1\Pi$	Нижнее	+40	+50	+65	+80	+100			Верхнее	0	0	0	0	0
		Суммарное	0	0	0	0	0			Нижнее	-35	-45	-50	-60	-70
	S_2X	Верхнее	+7	+8	+8	+10	+10		S_2X	Суммарное	0	0	0	0	0
		Нижнее	-11	-14	-18	-20	-25			Верхнее	-14	-17	-22	-30	-40
Толщины зубьев валов	S_1C	Суммарное	+14	+17	+22	+30	+40			$S_2\Pi$	Суммарное	0	0	0	0
		Верхнее	0	0	0	0	0		Верхнее		-30	-35	-45	-60	-80
	$S_2\Pi$	Нижнее	-18	-21	-25	-30	-35		Нижнее		-65	-80	-95	-120	-150

6. Допускаемые стандартом сочетания полей допусков размеров d и b при центрировании по d (по ГОСТу 1139—58)

Посадка по	d	Поля допусков	отверстия	A		A; A _{2a}		A _{2a}		
			вала	Г; П	П; C; C _{2a}	П; C; C _{2a} ; Д; X; Л	C _{2a}	Л	Л _{2a}	
	b		отверстия	U ₁				U ₂		
			вала	S _{1П}	S _{1C}	S _{1X}	S _{2C}	S _{2X}	S _{2Л}	

7. Предпочтительные сочетания полей допусков размеров d и b при центрировании по d (по ГОСТу 1139—58)

Посадка по	a	Поля допусков	отверстия	A		
	b		вала	II	X	Л
			отверстия	U ₁		
			вала	S _{1II}	S _{1X}	S _{2X}

8. Предельные отклонения диаметра D центрирования отверстий и валов
(по ГОСТу 1139—58)

Условные обозначения полей допусков		Наименования предельных отклонений	Интервалы наружных диаметров D в мм					
			Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180
			в мк					
Отверстий	A	Верхнее Нижнее Суммарное	+19 0 -9	+23 0 -10	+27 0 -12	+30 0 -14	+35 0 -16	+40 0 -20
	A _s	Верхнее Нижнее Суммарное	+35 0 -9	+45 0 -10	+50 0 -12	+60 0 -14	+70 0 -16	+80 0 -20
Валов	G	Суммарное Верхнее Нижнее	+33 +24 +12	+40 +30 +15	+47 +35 +18	+54 +40 +20	+60 +45 +23	+72 +52 +25
	H	Суммарное Верхнее Нижнее	+15 +6 -6	+17 +7 -7	+20 +8 -8	+24 +10 -10	+28 +12 -12	+34 +14 -14
	C	Суммарное Верхнее Нижнее	+9 0 -12	+10 0 -14	+12 0 -17	+14 0 -20	+16 0 -23	+20 0 -27
	D	Суммарное Верхнее Нижнее	+3 -6 -18	+2 -8 -22	+2 -10 -27	+2 -12 -32	+2 -15 -38	+2 -18 -45
	H	Суммарное Верхнее Нижнее	-8 -16 -33	-10 -20 -40	-13 -25 -50	-16 -30 -60	-24 -40 -75	-30 -50 -90
	L	Суммарное Верхнее Нижнее	-8 -30 -55	-10 -40 -70	-13 -50 -85	-16 -65 -105	-24 -80 -125	-30 -100 -155
	Ш	Суммарное Верхнее Нижнее	-8 -45 -75	-10 -60 -95	-13 -75 -115	-16 -95 -145	-24 -120 -175	-30 -150 -210
	C _{2a}	Суммарное Верхнее Нижнее	+9 0 -18	+10 0 -21	+12 0 -25	+14 0 -30	+16 0 -35	+20 0 -40
	L _{2a}	Суммарное Верхнее Нижнее	-8 -32 -75	-10 -40 -92	-13 -50 -112	-16 -60 -134	-24 -72 -159	-30 -85 -185

9. Предельные отклонения ширины b при центрировании по диаметру D соединения (по ГОСТу 1139—58)

Условные обозначения полей допусков		Наименование предельных отклонений	Интервалы внутренних диаметров d в мм				
			Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120
			в мкм				
Ширины впадин отверстий	U_s	Верхнее Нижнее Суммарное	$+33$ $+14$ 0	$+40$ $+17$ 0	$+50$ $+22$ 0	$+60$ $+30$ 0	$+75$ $+40$ 0
	U_4	Верхнее Нижнее Суммарное	$+50$ $+14$ 0	$+60$ $+17$ 0	$+70$ $+22$ 0	$+90$ $+30$ 0	$+110$ $+40$ 0
Толщины зубьев валов	$S_1\Pi$	Суммарное Верхнее Нижнее	$+20$ $+7$ -11	$+25$ $+8$ -14	$+30$ $+8$ -18	$+40$ $+10$ -20	$+50$ $+10$ -25
	S_1C	Суммарное Верхнее Нижнее	$+14$ 0 -18	$+17$ 0 -21	$+22$ 0 -25	$+30$ 0 -30	$+40$ 0 -35
	S_1X	Суммарное Верхнее Нижнее	0 -14 -32	0 -17 -40	0 -22 -50	0 -30 -60	0 -40 -75
	$S_2\Pi$	Суммарное Верхнее Нижнее	$+20$ $+7$ -30	$+25$ $+8$ -35	$+30$ $+8$ -40	$+40$ $+10$ -50	$+50$ $+10$ -60
	S_2C	Суммарное Верхнее Нижнее	$+14$ 0 -35	$+17$ 0 -45	$+22$ 0 -50	$+30$ 0 -60	$+40$ 0 -70
	S_2X	Суммарное Верхнее Нижнее	0 -14 -50	0 -17 -60	0 -22 -70	0 -30 -90	0 -40 -110
	$S_3\Pi$	Суммарное Верхнее Нижнее	0 -30 -65	0 -35 -80	0 -45 -95	0 -60 -120	0 -80 -150
	S_3X	Суммарное Верхнее Нижнее	0 -30 -80	0 -35 -100	0 -45 -120	0 -60 -150	0 -80 -185

10. Допускаемые сочетания полей допусков размеров D и b при центрировании по D (по ГОСТу 1139—58)

Посадка по	D	Поля допусков	отверстия	A			A ₃			
			вала	Г	II; C; (C _{2a})	II; C; C _{2a} ; Д; X; Л	(C); C _{2a}	Л; III; (X)	Л _{2a}	
	b		отверстия	U ₃			U ₄			
			вала	S ₁ II; S ₂ II	S ₁ II; S ₁ C; S ₂ C	S ₁ X; S ₂ X	S ₂ X; S ₂ Л	S ₂ X; S ₂ Л	S ₂ Л; S ₃ Л	

Примечание. Сочетания полей допусков, указанные в скобках, по возможности не применять.

Наряду с сочетаниями валов с отверстиями AU_3 и A_3U_4 , указанными в табл. 10, допускаются также сочетания тех же валов с отверстиями A_3U_4 и AU_3 .

11. Предпочтительные сочетания полей допусков размеров D и b при центрировании по D (по ГОСТу 1139—58)

Поля допусков	Посадка					
	по D			по b		
	A			U_3		
отверстия						
вала	Π	X	$X; \mathcal{L}$	$S_1\Pi$	S_1X	S_2X

12. Предельные отклонения размера b при центрировании по боковым сторонам зубьев (по ГОСТу 1139—58)

Условные обозначения полей допусков		Наименования предельных отклонений	Интервалы внутренних диаметров d в мм						Условные обозначения полей допусков		Наименования предельных отклонений	Интервалы внутренних диаметров d в мм					
			До 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	До 18				Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120		
			в мкм									в мкм					
Ширины впадин отверстий	U_3	Верхнее	+33	+40	+50	+60	+75	Толщины зубьев валов	S_1X	Суммарное	0	0	0	0	0		
	Нижнее	-14	+17	+22	+30	+40	Верхнее			-14	-17	-22	-30	-40			
	U_4	Верхнее	+50	+60	+70	+90	+110		$S_2\Pi$	Суммарное	+20	+25	+30	+40	+50		
	Нижнее	-14	+17	+22	+30	+40	Верхнее			+7	+8	+8	+10	+10			
Толщины зубьев валов	$S_1\Pi$	Суммарное	+20	+25	+30	+40	+50	S_2X	Суммарное	0	0	0	0	0			
		Верхнее	+7	+8	+8	+10	+10		Верхнее	-14	-17	-22	-30	-40			
		Нижнее	-11	-14	-18	-20	-25			Нижнее	-50	-60	-70	-90	-110		

13. Предельные отклонения нецентрирующих * диаметров (по ГОСТу 1139—58)

Нецентрирующий диаметр	Центрирование	Наименование предельных отклонений		Предельные отклонения нецентрирующих диаметров d или D						
				Обозначения	Интервалы отклонения нецентрирующих диаметров в мм					
					Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180
D	По d или по b	Отверстие	Верхнее	X_3	+360	+420	+500	+600	+700	+800
			Нижнее		+120	+140	+170	+200	+230	+260
		Вал	Суммарное	X_4	+60	+70	+80	+100	+120	+130
			Верхнее		+60	+70	+80	+100	+120	+130
d	По D или по b	Отверстие	Верхнее	A_3	+240	+280	+340	+400	+460	+530
			Нижнее		0	0	0	0	0	0
		Вал	Суммарное	A_4	-60	-70	-80	-100	-120	-130
			Нижнее		-60	-70	-80	-100	-120	-130

См. размер d_1 в табл. 1-3.

* Если не требуется более высокой точности.

* Если не требуется более высокой точности.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ
ЗУБЧАТЫХ ПРЯМОБОЧНЫХ
СОЕДИНЕНИЙ

(по ГОСТу 1139—58)

В обозначении зубчатого (шлицевого) соединения (отверстий, валов и их соединений) должны быть указаны: а) поверхность центрирования; б) номинальный размер отверстия, вала или соединения; в) поля допусков (посадок) по центрирующему диаметру и по боковым сторонам зубьев.

Примеры условных обозначений прямо-боочных зубчатых (шлицевых) соединений

при центрировании по d :

$$d6 \times 28 \times 34 \frac{A}{\Pi} \cdot \frac{U_1}{S_1 \Pi};$$

при центрировании по D :

$$D8 \times 36 \times 40 \frac{A}{X} \cdot \frac{U_3}{S_1 X};$$

при центрировании по b :

$$b10 \times 28 \times 35 \frac{U_3}{S_1 \Pi}.$$

Примеры условных обозначений валов:

при центрировании по d :

$$d6 \times 28 \times 34 \Pi \cdot S_1 \Pi;$$

при центрировании по D :

$$D8 \times 36 \times 40 X \cdot S_1 X;$$

при центрировании по b :

$$b10 \times 28 \times 35 S_1 \Pi.$$

Примеры условных обозначений отверстий:

при центрировании по d :

$$d6 \times 28 \times 34 A \cdot U_1;$$

при центрировании по D :

$$D8 \times 36 \times 40 A \cdot U_3;$$

при центрировании по b :

$$b10 \times 28 \times 35 U_3.$$

СОЕДИНЕНИЯ ЗУБЧАТЫЕ

ЭВОЛЬВЕНТНЫЕ

(по ГОСТу 6033—51)

ГОСТ 6033—51 распространяется на вновь проектируемые изделия с зубчатыми (шлицевыми) соединениями, имеющими зубья эвольвентного профиля (рис. 2 и 3), расположенные параллельно оси соединения.

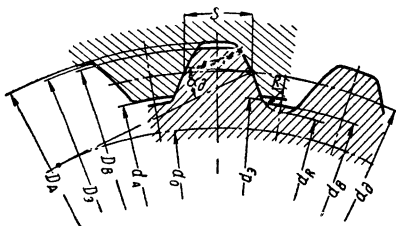
Центрирование по S 

Рис. 2. Соединение зубчатое эвольвентное, центрирование по боковым сторонам зубьев

По стандарту угол давления на делительной окружности (профильный угол исходного контура рейки) $\alpha_d = 30^\circ$.

Втулка может центрироваться на валу либо по эвольвентным профи-

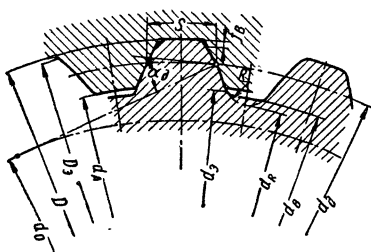
Центрирование по D 

Рис. 3. Соединение зубчатое эвольвентное, центрирование по наружному диаметру

лям зубьев — *центрирование по S* (рис. 2), либо по наружному диаметру соединения — *центрирование по D* (рис. 3). При центрировании по D зубья вала должны иметь фаски у кромок по всей длине.

Впадина между зубьями вала, очерченная дугой окружности диаметра d_a (рис. 2), называется «плоской», а очерченная дугой радиуса R (рис. 3) — «закругленной».

ГОСТ 6033—51 не распространяется на те изделия, для которых стандартизованы специальные размеры эвольвентных зубчатых соединений.

Сохранение размеров эвольвентных зубчатых соединений по чертежам ранее выпускавшихся машин допускается при модернизации машин и необходимости сохранения взаимозаменяемости деталей.

Применение эвольвентных зубчатых соединений нестандартных размеров допускается также с особого разрешения Комитета стандартов, мер и измерительных приборов при Совете Министров Союза ССР, если необходимость этого достаточно обоснована.

Параметры эвольвентных зубчатых соединений по ГОСТу 6033—51 приведены в табл. 14.

Величины номинального наружного диаметра D , модуля m , числа зубьев z и смещения исходного контура x в зависимости от D , m и z должны соответствовать размерному ряду соединений по ГОСТу 6033—51 (табл. 15).

ДОПУСКИ И ПОСАДКИ
ДЛЯ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ
СОЕДИНЕНИЙ

(рекомендуемые ГОСТом 6033—51)

Для ширины впадин отверстия и толщины зубьев вала стандарт рекомендует:

а) предельное суммарное отклонение (нижнее — для ширины впадин отверстия и верхнее — для толщины зубьев вала), которое определяет соответственно толщину зубьев и ширину впадин комплексных калибров (пробки и кольца), и б) верхнее и нижнее предельные отклонения лишь одного размера — ширины впадин для отверстия или толщины зубьев для вала.

Отклонения ширины впадин отверстия и толщины зубьев вала отсчитываются от общего номинального размера S по делительной окружности (см. табл. 14).

Разность между предельным отклонением по комплексному калибру и верхним отклонением толщины зуба вала (или соответственно — нижним отклонением ширины впадины отвер-

ствия) компенсирует ошибки профиля и расположения зубьев.

Вал считается годным, если комплексный калибр-кольцо проходит и толщина зуба не выходит за установ-

ленный нижний предел. Аналогично, отверстие считается годным, если комплексный калибр-пробка проходит и ширина впадины не выходит за установленный верхний предел.

14. Параметры эвольвентных зубчатых (шлицевых) соединений (по ГОСТу 6033-51)

Наименования параметров	Обозначения	Величины и зависимости
<i>Исходные параметры соединений</i>		
Модуль	m	
Число зубьев	z	
Диаметр делительной окружности	d_d	$d_d = mz$
Угол давления на делительной окружности (профильный угол исходного контура рейки)	α_d	$\alpha_d = 30^\circ$
Диаметр основной окружности	d_o	$d_o = d_d \cos \alpha_d$
Номинальный наружный диаметр соединения	D	
Смещение исходного контура рейки	x	$x = \frac{D - m(z + 1)}{2}$
Шаг (по дуге делительной окружности)	t	$t = \pi m$
Номинальная толщина зуба вала и ширина впадины отверстия по делительной окружности	S	$S = \frac{\pi m}{2} + 2x \lg \alpha_d$
<i>Номинальные диаметры</i>		
Вал:		
наружный (окружности выступов)	D_B	$D_B = D$
внутренний (окружности впадин):		
при плоской впадине	d_B	$d_B = D - 2,4m$
при закругленной впадине	d_R	$d_R = D - 2,77m$
Отверстие:		
наружный (окружности впадин)		
при центрировании по D	D	
при центрировании по S	D_A	$D_A = D + 0,4m$
внутренний (окружности выступов)	d_A	$d_A = D - 2m$
<i>Прочие параметры</i>		
Диаметр окружности через начальные точки переходных кривых отверстия:		
при центрировании по D	D_s	$D_s \geq D - 0,2m$
при центрировании по S	D_s	$D_s \geq D$
вала	d_s	$d_s \leq d_A$
Высота фаски у кромки зуба вала при центрировании по D	f_B	$f_B = 0,1m$
Радиус закругления впадины	R	$R = 0,47m$
<p>Примечания: 1. При центрировании по S и обработке отверстия инструментом с размерами применительно к центрированию по D принимается $D_B = D - 0,2m$.</p> <p>2. Радиус R указан для исходного контура зубчатой рейки.</p>		

15. Размерный ряд эвольвентных зубчатых (шлицевых) соединений
(по ГОСТу 6033-51)

Размеры в мм

Номинальный наружный диаметр D	$m = 1$		$m = 1,5$		$m = 2$		$m = 2,5$		$m = 3,5$		$m = 5$		$(m = 7)$		$m = 10$	
	z	x	z	x	z	x	z	x	z	x	z	x	z	x	z	x
12	11	0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
13	12	0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
15	14	0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
17	16	0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
20	18	0,5	12	0,25	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
22	20	0,5	14	-0,25	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
25	24	0	16	-0,25	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
28	26	0,5	18	-0,25	12	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
30	28	0,5	18	0,75	14	0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
32	30	0,5	20	0,25	14	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
35	34	0	22	0,25	16	0,5	12	1,25	—	—	—	—	—	—	—	—
38	36	0,5	24	0,25	18	0	14	0,25	—	—	—	—	—	—	—	—
40	38	0,5	26	-0,25	18	1	14	1,25	—	—	—	—	—	—	—	—
42	—	—	26	0,75	20	0	16	-0,25	—	—	—	—	—	—	—	—
45	—	—	28	0,75	22	-0,5	16	1,25	—	—	—	—	—	—	—	—
50	—	—	32	0,25	24	0	18	1,25	—	—	—	—	—	—	—	—
55	—	—	36	-0,25	26	0,5	20	1,25	14	1,25	—	—	—	—	—	—
60	—	—	38	0,75	28	1	22	1,25	16	0,25	—	—	—	—	—	—
65	—	—	—	—	32	-0,5	24	1,25	18	-0,75	—	—	—	—	—	—
70	—	—	—	—	34	0	26	1,25	18	1,75	12	2,5	—	—	—	—
75	—	—	—	—	36	0,5	28	1,25	20	0,75	14	0	—	—	—	—
80	—	—	—	—	38	1	30	1,25	22	-0,25	14	2,5	—	—	—	—
85	—	—	—	—	—	—	32	1,25	24	-1,25	16	0	—	—	—	—
90	—	—	—	—	—	—	34	1,25	24	1,25	16	2,5	—	—	—	—
95	—	—	—	—	—	—	36	1,25	26	0,25	18	0	—	—	—	—
100	—	—	—	—	—	—	38	1,25	28	-0,75	18	2,5	—	—	—	—
110	—	—	—	—	—	—	42	1,25	30	0,75	20	2,5	14	2,5	—	—
120	—	—	—	—	—	—	46	1,25	34	-1,25	22	2,5	16	0,5	—	—
130	—	—	—	—	—	—	50	1,25	36	0,25	24	2,5	18	-1,5	—	—
140	—	—	—	—	—	—	—	—	38	1,75	26	2,5	18	3,5	—	—
150	—	—	—	—	—	—	—	—	42	-0,25	28	2,5	20	1,5	14	0

Примечания: 1. В таблице приведены данные для наиболее широко применяемых соединений с $D \leq 150$ мм. Для соединений с $D = 160 \div 400$ мм см. табл. 2 ГОСТа 6033-51.

2. Модуль 7 по возможности не применять.

Величины верхнего отклонения толщины зуба и нижнего отклонения ширины впадины являются ориентировочными.

Предельное отклонение ширины впадин отверстия по комплексному калибру принято равным нулю, т. е. посадки по S осуществляются по системе отверстия. Поля допусков ширины впадин отверстия и их обозначения приведены в табл. 16, а поля допусков толщины зубьев вала — в табл. 17.

Для соединений с центрированием по D предельные отклонения наруж-

ного диаметра вала и отверстия следует назначать по стандартам на посадки гладких цилиндрических поверхностей в системе отверстия. ГОСТ 6033-51 рекомендует посадки:

$$\frac{A}{F}; \frac{A}{H}; \frac{A}{C=B}; \frac{A}{D}; \frac{A_{2a}}{F};$$

$$\frac{A_{2a}}{C=B}; \frac{A_{2a}}{D}; \frac{A_{2a}}{X}.$$

Рекомендуемые посадки по S при центрировании по D

$$\frac{S_{3a}}{S_{3a}X} \text{ и } \frac{S_4}{S_{4III}}.$$

**16. Поля допусков ширины впадин
отверстия в эвольвентных зубчатых
(шлицевых) соединениях,
рекомендуемые ГОСТом 6033—51**

Модули	Обозначения полей допусков отверстий		
	S_3	S_{3a}	S_4
	Предельные отклонения в мк		
1 и 1,5	$\begin{smallmatrix} +45 \\ +20 \\ 0 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} +70 \\ +30 \\ 0 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} +100 \\ +40 \\ 0 \end{smallmatrix}$
2, 2,5 и 3,5	$\begin{smallmatrix} +55 \\ +25 \\ 0 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} +85 \\ +35 \\ 0 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} +125 \\ +45 \\ 0 \end{smallmatrix}$
5 и (7)	$\begin{smallmatrix} +65 \\ +30 \\ 0 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} +100 \\ +40 \\ 0 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} +150 \\ +50 \\ 0 \end{smallmatrix}$
10	$\begin{smallmatrix} +80 \\ +40 \\ 0 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} +120 \\ +50 \\ 0 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} +180 \\ +60 \\ 0 \end{smallmatrix}$

**17. Поля допусков толщины зубьев вала
в эвольвентных зубчатых (шлицевых)
соединениях, рекомендуемые
ГОСТом 6033—51**

Модули	Обозначения полей допусков валов						
	S_3H	S_3C	S_3X	$S_{3a}H$	$S_{3a}C$	$S_{3a}X$	$S_4\Pi$
	Предельные отклонения в мк						
1 и 1,5	$\begin{smallmatrix} +45 \\ +25 \\ 0 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} +20 \\ 0 \\ -25 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} 0 \\ -20 \\ -45 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} +70 \\ +40 \\ 0 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} +30 \\ 0 \\ -40 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} 0 \\ -30 \\ -70 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -30 \\ -60 \\ -120 \end{smallmatrix}$
2, 2,5 и 3,5	$\begin{smallmatrix} +55 \\ +30 \\ 0 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} +25 \\ 0 \\ -30 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} 0 \\ -25 \\ -55 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} +85 \\ +50 \\ 0 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} +35 \\ 0 \\ -50 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} 0 \\ -35 \\ -85 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -35 \\ -70 \\ -150 \end{smallmatrix}$
5 и (7)	$\begin{smallmatrix} +65 \\ +35 \\ 0 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} +30 \\ 0 \\ -35 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} 0 \\ -30 \\ -65 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} +100 \\ +60 \\ 0 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} +40 \\ 0 \\ -60 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} 0 \\ -40 \\ -100 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -40 \\ -80 \\ -180 \end{smallmatrix}$
10	$\begin{smallmatrix} +80 \\ +40 \\ 0 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} +40 \\ 0 \\ -40 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} 0 \\ -40 \\ -80 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} +120 \\ +70 \\ 0 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} +50 \\ 0 \\ -70 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} 0 \\ -50 \\ -120 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -50 \\ -110 \\ -230 \end{smallmatrix}$

Для нецентрирующих диаметров D_B и d_A установлены следующие предельные отклонения, если не требуется более высокой точности: D_B — по X_3 (ОСТ 1013*) или C_4 (ОСТ 1014*); d_A — по A_3 (ОСТ 1013*), A_{3a} (ОСТ НКМ 1017*) или A_4 (ОСТ 1014*).

7 Детали машин, т. 1

При назначении допусков по табл. 16 и 17 в обозначение соединения вала и отверстия должны входить: буквы «Эв», номинальный диаметр соединения, модуль, число зубьев, обозначения полей допусков размеров D и S при центрировании по D , размера S при центрировании по S .

Примеры:

Обозначение соединения диаметром $D = 60$ мм с модулем $m = 3,5$, числом зубьев 16, с центрированием по D и посадкой $\frac{A}{\Pi}$ по D и $\frac{S_{3a}}{S_{3a}X}$ по S :

$$\text{Эв. } 60 \times 3,5 \times 16 \frac{A}{\Pi} \cdot \frac{S_{3a}}{S_{3a}X}.$$

То же, при центрировании по S :

$$\text{Эв. } 60 \times 3,5 \times 16 \frac{S_{3a}}{S_{3a}X}.$$

Обозначение вала того же соединения при центрировании по S :

$$\text{Эв. } 60 \times 3,5 \times 16 S_{3a}X.$$

То же, отверстия:

$$\text{Эв. } 60 \times 3,5 \times 16 S_{3a}.$$

**СОЕДИНЕНИЯ ЗУБЧАТЫЕ
ТРЕУГОЛЬНЫЕ**

Треугольные зубчатые (шлицевые) соединения применяются главным образом для неподвижных соединений при передаче небольших крутящих моментов.

Профиль зуба в плоскости, перпендикулярной оси соединения, — треугольник, биссектриса угла при вершине которого проходит через центр сечения (рис. 4).

Чаще всего эти соединения используются с целью избежать прессовых посадок, применение которых по каким-либо причинам нежелательно, а также при тонкостенных втулках.

Наряду с цилиндрическими применяются и конические соединения этого типа. Конусность обычно принимается равной $\frac{1}{16}$ (угол уклона по дну впадины — $1^\circ 47'$), размеры

зубьев нормируются по большему основанию конуса.

Основные параметры треугольных зубчатых (шлицевых) соединений: число зубьев от 20 до 70, модуль $m = 0,2 \div 1,5$ мм; угол при вершине

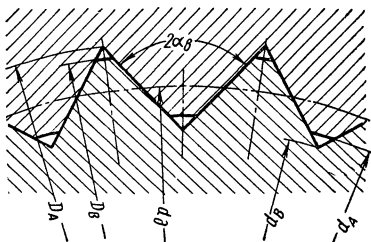


Рис. 4. Соединение зубчатое треугольное

впадины вала 90, 72 и 60°; центрирование втулки относительно вала — только по боковым сторонам; делительная окружность делит теоретическую высоту зуба пополам.

18. Основные размеры треугольных зубчатых (шлицевых) соединений по нормали автотракторной промышленности
Размеры в мм

Номинальный диаметр D	Диаметр делительной окружности d_g	Внутренний диаметр отверстия d_A	Внутренний диаметр вала d_B
5	4,851	4,72	4,69
6	5,863	5,65	5,63
8	7,793	7,52	7,49
10	9,721	9,38	9,35
12	11,674	11,26	11,23
15	14,556	14,04	14,01
18	17,430	16,81	15,78
20	19,339	18,66	18,63
22	21,527	20,97	20,94
25	24,455	23,82	23,79
28	27,373	26,66	26,63
30	29,325	28,57	28,54
32	31,277	30,47	30,42
35	34,195	33,31	33,26
38	37,113	36,15	36,10
40	39,064	38,05	38,00
42	41,016	39,95	39,90
45	43,944	42,81	42,76
50	48,833	47,57	47,52
55	53,722	52,33	52,28
60	58,621	57,10	57,05
65	63,519	61,88	61,83
70	68,409	66,64	66,59
75	73,298	71,40	71,35

Соединения этого типа в СССР не стандартизованы. Основные размеры их по нормали автотракторной промышленности СССР приведены в табл. 18. Для всех указанных в этой таблице номинальных диаметров $D = 5 \div 75$ мм угол впадин (рис. 4) $2\alpha_g = 90^\circ$ и наружный диаметр вала $D_B = D$; число зубьев $z = 36$ для $D = 5 \div 20$ мм и $z = 48$ для $D = 22 \div 75$ мм; наружный диаметр отверстия $D_A = D + 0,03$ мм для $D = 5 \div 30$ мм и $D_A = D + 0,05$ мм для $D = 32 \div 75$ мм.

РАСЧЕТ ПРОЧНОСТИ ЗУБЧАТЫХ СОЕДИНЕНИЙ

От передаваемой нагрузки зубья вала и втулки испытывают силу давления, приложенную на боковой поверхности зубьев.

Пренебрегая радиальным зазором между вершиной и впадиной сопряженных зубьев, можно принять, что зуб в основании работает на срез (сдвиг), а его боковая поверхность испытывает напряжения смятия. Зазоры, контактные деформации и неизбежный эксцентриситет между осями

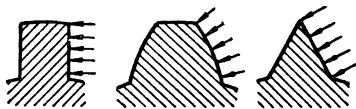


Рис. 5. Расчетная схема зубчатого соединения

вала и втулки являются причиной относительного скольжения по боковой поверхности сопряженных зубьев, следовательно, и износа их поверхностей. Поэтому несущая способность зубчатого (шлицевого) соединения определяется износостойкостью боковой поверхности зубьев. Условно расчет прочности этих поверхностей производят по смятию, исходя из условия (для любого профиля зубьев, рис. 5)

$$\sigma_{см} = \frac{M_{\pi}}{\psi z h l r_{cp}} \leq [\sigma]_{см};$$

здесь $[\sigma]_{см}$ — допускаемое напряжение смятия (см. табл. 19); M_k — наибольший крутящий момент, передаваемый соединением; $\psi = 0,7 \div 0,8$ — коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки по зубьям; z — число зубьев; l — рабочая длина зуба, измеренная в осевом направлении; h — высота поверхности контакта сопряженных зубьев, измеренная по радиусу; $r_{ср}$ — средний радиус — расстояние от центра сечения вала (или втулки) до середины высоты h .

19. Допускаемые напряжения смятия на боковых поверхностях зубьев зубчатых (шлицевых) соединений

Условия работы соединения	Условия эксплуатации	Термообработка рабочих поверхностей зубьев	
		не производится	производится:
		$[\sigma]_{см}$ в кг/см ²	
Соединение неподвижное	а	350—500	400—700
	б	600—1000	1000—1400
	в	800—1200	1200—2000
Соединение подвижное не под нагрузкой	а	150—200	200—350
	б	200—300	300—600
	в	250—400	400—700
Соединение подвижное под нагрузкой	а	—	30—100
	б	—	50—150
	в	—	100—200

Примечание. а — условия эксплуатации тяжелые: нагрузка знакопеременная, с ударами в обоих направлениях; вибрации большой частоты и амплитуды; условия смазки (для подвижных соединений) плохие; поверхности невысокой твердости; невысокая точность обработки, то же в отношении соосности вала и втулки; б — условия эксплуатации средние; в — условия эксплуатации хорошие.

Для прямобочного зубчатого (шлицевого) соединения (см. рис. 1)

$$h = \frac{D - d}{2} - 2f; \quad r_{ср} = \frac{D + d}{4}.$$

Для эвольвентного зубчатого (шлицевого) соединения с центрированием

7*

по боковым сторонам S (см. рис. 2)

$$h = \frac{D_B - d_A}{2}; \quad r_{ср} = \frac{D_B + d_A}{4} = \frac{d_{\partial}}{2};$$

с центрированием по наружному диаметру D (см. рис. 3)

$$h = \frac{D_B - d_A}{2} - f; \quad r_{ср} = \frac{D_B + d_A - 2f}{4}.$$

УСЛОВНЫЕ ИЗОБРАЖЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ СОЕДИНЕНИЙ

(по ГОСТу 9510—60*)

Условные изображения зубчатых (шлицевых) валов и втулок на рабочих и сборочных чертежах стандартизованы ГОСТом 9510—60*.

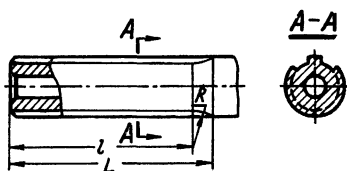


Рис. 6

Образующие поверхности вала, на которой расположены вершины зубьев, и окружности вершин зубьев вала и втулки показаны сплошными основными линиями (рис. 6—12), а

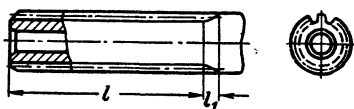


Рис. 7

образующие поверхности вала, на которой расположены впадины, и окружности впадин вала и втулки — сплошными тонкими линиями (рис. 6, 7, 9, 12).

На продольных разрезах вала и втулки образующие поверхности

впадин, а также образующие поверхности втулки, на которой расположены вершины зубьев, показаны сплош-

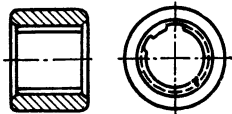


Рис. 8

ными основными линиями (рис. 6, 7, 9, 11).

Граница между зубчатой (шлицевой) и остальной поверхностью вала,

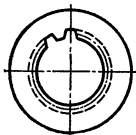


Рис. 9

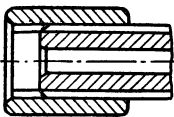


Рис. 10

а также между зубьями полного профиля и сбегом, показана сплошной тонкой линией (рис. 6 и 7).

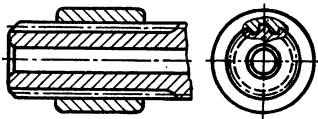


Рис. 11

Указание длины l зубьев полного профиля (без сбега) является обяза-

тельным (рис. 6 и 7). Указывать полную длину L зубьев (рис. 6), длину l_1 сбега (рис. 7) и радиус скругления R (рис. 6) не обязательно.

На чертежах деталей с зубьями стандартного профиля, полученных проектированием на плоскость, перпендикулярную к оси вала или втулки, нужно изображать (как на рабочих, так и на сборочных чертежах) профили одного зуба и двух впадин упрощенно (без фасок, проточек и т. п., рис. 6—9 и 11), но указывать необходимые размеры профиля. Допускается, однако, изображать большее число зубьев и впадин.

Радиальный зазор между зубом вала и впадиной втулки обычно на чертежах не показывается.

При изображении зубчатого соединения в сборе показывается лишь часть поверхности зубьев втулки, не закрытая валом (рис. 12).

При нанесении размеров зубчатого соединения на сборочных чертежах, если это необходимо, размеры указывают условными обозначениями по соответствующим стандартам.

На чертежах деталей заводьентных зубчатых (шлицевых) соединений делительные окружности и образующие делительных поверхностей показывают тонкой штрих-пунктирной линией (см. рис. 7, 9 и 11).

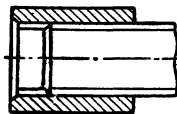


Рис. 12

ЛИТЕРАТУРА И ИСТОЧНИКИ

1. Соединения шпоночные и шлицевые. Сборник стандартов. Издание официальное. М., изд-во Гос. комитета стандартов, мер и измерительных приборов СССР, 1985.
2. Детали машин. Сборник материалов по расчету и конструированию, кн. 1. Под ред. Н. С. Ачеркана. М., Машгиз, 1953.

3. Решетов Д. Н. Детали машин. М., Машгиз, 1963.
4. Серенсен С. В., Коганов В. П., Козлов Л. А., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. М., Машгиз, 1963.

КЛИНОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Соединительной деталью в клиновом соединении является клин, располагаемый вдоль или поперек оси соединения. Соединение клином — разъемное и может быть напряженным или ненапряженным. Напряженное клиновое соединение используется в большинстве случаев при переменном или знакопеременном нагружении.

Характерные особенности клинового соединения: простота конструкции и, сравнительно с винтовым соединением, быстрота сборки и разборки; ударный характер сборки, не допустимый в ряде случаев, в частности в конструкциях малой жесткости.

К клинью, располагаемому вдоль оси соединения, относятся, например, шпонки клиновые и тангенциальные (см. стр. 172, 175). Ниже рассматриваются соединения поперечными клиньями; они используются, в частности, в поршневых машинах (насосы, компрессоры) для соединения поршневого штока с крейцкопфом.

ТИПОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ КЛИНОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

(рис. 1—7)

Соединение поперечным клином двух деталей может быть выполнено либо непосредственно, для чего одна из деталей снабжается осевым отверстием для другой, сопрягаемой детали (рис. 1—3), либо посредством промежуточной детали — втулки или стержня — анкера (рис. 4 и 5). Отверстие для стержня может быть цилиндрическим или коническим.

При цилиндрическом отверстии передача осевого усилия сопряженной детали происходит по торцу самого

стержня (рис. 1) или заплечика (буртика) (рис. 3), при коническом от-

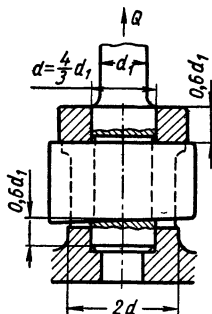


Рис. 1. Клиновое соединение «на торец» стержня

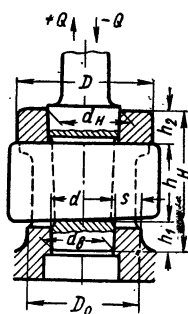


Рис. 2. Клиновое соединение «на конус»

верстия. — по боковой поверхности конуса (рис. 2). Соединение на конус дает хорошее центрирование и упро-

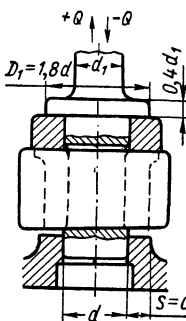


Рис. 3. Клиновое соединение «на торец заплечика»

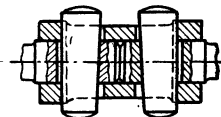


Рис. 4. Клиновое соединение со втулкой

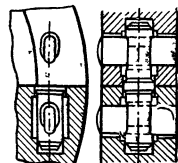


Рис. 5. Клиновое соединение маховика

щает разборку соединения. Обычно принимают конусность $k = 1 : 15$ или $1 : 10$. Посадка стержня в ци-

цилиндрическое отверстие — скользящая или плотная 2-го класса точности.

На рис. 5 представлено клиновое соединение частей маховика с использованием анкера; анкер цилиндрический, что обеспечило простоту и точность обработки.

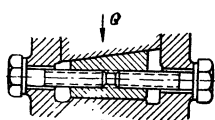


Рис. 6. Регулировка положения детали клином

На рис. 6 показано применение клина в качестве установочного элемента. Конструкция по рис. 7, с использованием причеки (приклинка), позволяет изготовлять отверстие без уклона.

Геометрия клина. Теоретическая форма сечения клина — прямоугольник. Форму опорной поверхности клина — прямо-

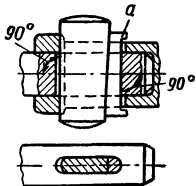
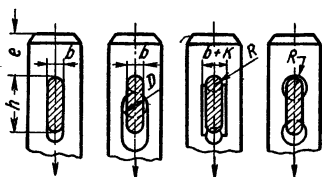


Рис. 7. Клинковое соединение с причекой (приклинком): а — причека (приклинок)



Рис. 8. Формы поперечного сечения клина

угольник или цилиндр (рис. 8) — выбирают с учетом простоты изготовления клина и отверстия для него (рис. 9) и величины концентрации на-



$$D = (4,05 \div 1,1) b \quad K = 1 \div 3 \text{ мм} \quad R = (0,6 \div 0,65) b \\ R = 0,5 b$$

Рис. 9. Форма отверстия в деталях, соединяемых клином

пряжений в соединяемых деталях, вызванной отверстием.

Сложность изготовления клина с закругленными полуцилиндрическими опорными поверхностями компен-

сируется меньшей концентрацией напряжений и упрощением в ряде случаев изготовления отверстия для клина.

Односкосный (рис. 10, а) и двухскосный (рис. 10, б) клинья по своему действию равноценны. Рекомендуется применение односкосного клина из-за простоты изготовления. Уклон клина (рис. 10).

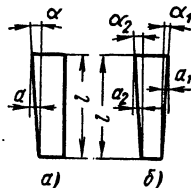


Рис. 10. Клинья: а — односкосный; б — двухскосный

$i = \operatorname{tg} \alpha = \frac{a}{l}$
зависит от типа клина.

Самотормозящиеся клинья выполняют обычно с уклоном $i = \frac{1}{100}$; $\frac{1}{40}$; $\frac{1}{30}$, реже с $i = \frac{1}{24}$; $\frac{1}{20}$, а установочные клинья — с уклоном $i = \frac{1}{10}$; $\frac{1}{6}$; $\frac{1}{4}$ и др., в зависимости от условий работы.

Толщина клина (рис. 8)

$$b = \left(\frac{1}{4} \div \frac{1}{3} \right) d,$$

где d — диаметр стержня.

Высота клина h (рис. 8) определяется из условия прочности клина на изгиб; обычно $h \leq 2,5 b$.

Силы в клиновом соединении. Обозначения (рис. 1—3 и 10): α_1 , α_2 — углы наклона рабочих граней относительно оси клина; Q — внешняя нагрузка на соединение — сила, действующая по оси стержня; P — сила, необходимая для перемещения клина; f_1 , f_2 — коэффициенты трения на опорных поверхностях клина; $\rho_1 = \arcsin f_1$; $\rho_2 = \arcsin f_2$ — углы трения, соответствующие коэффициентам трения f_1 и f_2 . При расчетах можно принимать $f_1 = f_2 = f$ и тогда

$$\rho_1 = \rho_2 = \rho = \arcsin f.$$

Сила, необходимая для забивания двухскосного клина при действии нагрузки,

$$P = Q [\operatorname{tg} (\alpha_1 + \rho_1) + \operatorname{tg} (\alpha_2 + \rho_2)], \quad (1)$$

а для выколачивания двухскосного клина при действии нагрузки

$$P' = Q[\operatorname{tg}(\alpha_1 - \rho_1) + \operatorname{tg}(\alpha_2 - \rho_2)]. \quad (2)$$

Соответствующие формулы для однокосного клина получаются из выражений (1) и (2) при $\alpha_2 = 0$.

Условия самоторможения. При самоторможении клин удерживается в соединении от продольного перемещения только трением на его опорных поверхностях. Условие самоторможения двухскосного клина

$$(\alpha_1 + \alpha_2) \leq 2\rho,$$

однокосного клина

$$\alpha_1 \leq 2\rho.$$

Коэффициент трения скольжения на опорных поверхностях клина при хорошей их обработке $f = 0,1$.

По опытным данным $f = 0,04 \div 0,07$ для стали по стали при смазке консистентной мазью и тщательной обработке опорных поверхностей; $f = 0,2 \div 0,22$ — для стали по стали при сухих обезжиренных поверхностях.

Трудность определения величины коэффициента трения, с которым будет работать соединение, часто заставляет фиксировать также и самотормозящийся клин. Это особенно важно, когда соединение испытывает вибрации или когда наблюдение за клином затруднено или невозможно.

РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ КЛИНОВОГО СОЕДИНЕНИЯ НА ПРОЧНОСТЬ

Клиновое соединение нагружается силой, поперечной относительно оси клина.

В ненапряженном соединении элементы соединения рассчитывают на максимальное значение внешней нагрузки. При расчете напряженного соединения, учитывая предварительную затяжку, расчетную нагрузку принимают больше максимальной внешней нагрузки на 15—25%.

Клин. Поперечное сечение клина рассчитывается на изгиб, опорные поверхности — на смятие. Расчет клина на срез не производят, так как его несущую способность лимитирует изгиб. Остаточный прогиб превы-

чайно затрудняет извлечение клина из отверстия. Расчетное поперечное сечение клина $a - a$ (рис. 11). Условие прочности на изгиб

$$\sigma_u = \frac{Q}{4} \cdot \frac{2l - d}{2} \cdot \frac{6}{bh^2} = \frac{3}{4} Q \times \frac{2l - d}{bh^2} \leq [\sigma]_u,$$

где $l = \frac{D + d}{2}$ при цилиндрическом посадочном конце стержня. В этом случае $2l - d = D$.

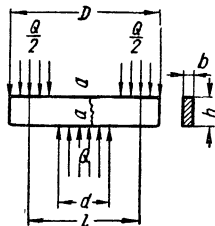


Рис. 11. Схема для расчета клина на прочность при изгибе

Опорные поверхности (рис. 2). Условие прочности на смятие: а) для клина и стержня

$$\sigma_{см} = \frac{Q}{bd} \leq [\sigma]_{см};$$

б) для клина и втулки

$$\sigma_{см} = \frac{Q}{2bs} \leq [\sigma]_{см}.$$

Стержень (шток). Условие прочности поперечного сечения на растяжение (сечение по отверстию)

$$\sigma_p = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} d^2 - bd} \leq [\sigma]_p.$$

Коэффициент концентрации напряжений от наличия отверстия $k_\sigma \approx 1,25$.

Условие прочности на смятие опорного торца заплечика при цилиндрической посадке штока в отверстие (рис. 3).

$$\sigma_{см} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} (D_1^2 - d^2)} \leq [\sigma]_{см}.$$

Условие прочности на смятие боковой опорной поверхности конического конца штока (рис. 2).

$$\sigma_{см} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} (d_n^2 - d_s^2)} \leq [\sigma]_{см}.$$

Размер e (рис. 9) определяется из условия прочности на срез

$$\tau_{ср} = \frac{Q}{2ed} \leq [\tau]_{ср}.$$

Втулка (рис. 2). Для втулки стального литья рекомендуется принимать $D = 1,8d$; $D_0 = D - (20 \div 25)$ мм.

Поперечное сечение по отверстию проверяется на растяжение.

Чека (рис. 12). Рабочие стороны чеки параллельны; ее поперечное сечение — прямоугольник.

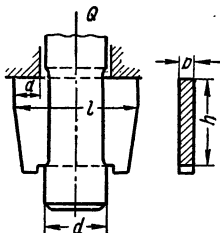


Рис. 12. Чека

Толщина чеки

$$b = (0,2 \div 0,25) d,$$

где d — диаметр стержня (штока).

Поперечное сечение чеки проверяется на прочность при изгибе по уравнению

$$\sigma_u = \frac{3}{4} Q \frac{2l - d}{bh^2} \leq [\sigma]_u.$$

Опорные поверхности проверяются на прочность по смятию:

а) для чеки и стержня

$$\sigma_{см} = \frac{Q}{bd} \leq [\sigma]_{см};$$

б) для чеки и опорной детали

$$\sigma_{см} = \frac{Q}{2ab} \leq [\sigma]_{см}.$$

Из условий равенства рабочих напряжений смятия на опорных поверхностях при однородных материалах

стержня и опорной поверхности следует

$$a = 0,5d.$$

Материал клина и допускаемые напряжения. Материал клина — углеродистая сталь с $\sigma_s \geq 50 \div 60$ кг/мм².

Допускаемые напряжения: а) $[\sigma]_u = 1500$ кг/см² и более, но не больше 0,8 σ_T , где σ_T — предел текучести материала; б) $[\sigma]_{см}$ — до 2000 кг/см².

ШТИФТЫ

Штифты цилиндрической и конической формы применяются в конструкциях в качестве соединительных или координирующих элементов (табл. 1—7).

Штифт цилиндрический (рис. 13) используется в качестве элемента соединения, передающего поперечное относительно его оси усилие с одной детали на другую, а также в качестве установочного — координирующего — элемента. Штифт удерживается в отверстии трением, создаваемым монтажным натягом, а в отдельных случаях — в сочетании и с другими средствами, например, расклепкой концов, пластинами, закрывающими

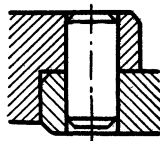


Рис. 13. Штифт цилиндрический

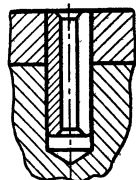


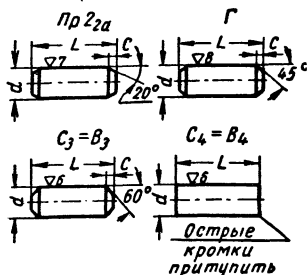
Рис. 14. Штифт цилиндрический полый разрезной

отверстие и пр. Штифт цилиндрический полый разрезной (рис. 14) — имеет долевой с одной стороны разрез, он применяется, как и штифт цилиндрический сплошного поперечного сечения. Перед постановкой на место его диаметр больше диаметра отверстия на величину посадочного натяга, что обеспечивает стабильное положение штифта за счет его упругости.

1. Штифты цилиндрические (по ГОСТу 3128—60)

Размеры в мм

▽ 4 остальное



d	c	L	d	c	L
0,6	0,1	2,5—8	6	1	12—120
0,8	0,1	2,5—14	8	1,2	16—160
1	0,2	2,5—18	10	1,5	20—160
1,2	0,2	2,5—25	12	1,8	25—160
(1,5)	0,3	3—30	(13)	1,8	25—250
1,6	0,3	3—30	16	2	30—280
2	0,4	4—40	20	2,5	40—280
2,5	0,5	5—50	25	3	50—280
3	0,6	6—60	30	4	60—280
4	0,7	8—80	40	5	80—280
5	0,8	10—100	50	6	100—280

Примеры условных обозначений цилиндрического штифта диаметром 16 мм и длиной 120 мм, предельные отклонения диаметра Г:

Штифт цилиндрический 16Г×120

ГОСТ 3128—60;

Цилиндрического штифта диаметром 16 мм и длиной 120 мм, предельные отклонения диаметра $C_3 = B_3$:

Штифт цилиндрический 16C₃×120

ГОСТ 3128—60.

1. Предельные отклонения диаметра d должны соответствовать указанным на рисунке табл. 1, для штифтов с $d < 1$ мм — также Н по ГОСТу 3047—66. Штифты с различными предельными отклонениями диаметра должны отличаться формами концов, установленными ГОСТом 3128—60.

2. Предельные отклонения длины L штифтов — по В, Ост 1010.

3. Применение штифтов с размерами диаметра, заключенными в скобки, при проектировании новых конструкций не допускается.

4. Материал: сталь марки 45 — по ГОСТу 1050—60, марки А12 — по ГОСТу 1414—54.

Материалы других марок могут применяться по согласию сторон.

Продолжение табл. 1

5. Термообработка штифтов должна быть оговорена в заказе.

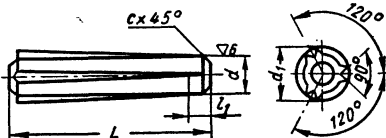
6. Штифты с предельными отклонениями диаметра по $C_4 = B_4$ должны изготавливаться только незакаленными.

7. Длину штифта следует выбирать из ряда значений, приведенных в табл. 7.

2. Штифты цилиндрические насаечные (по ГОСТу 10773—64)

Размеры в мм

▽ 4 остальное



d	d ₁ не менее	c	l ₁	L
1,6	1,7	0,3	0,5	4—22
2	2,15	0,4	0,6	4—28
2,5	2,75	0,5	0,7	5—32
3	3,25	0,6	0,8	6—40
4	4,3	0,7	1	8—50
5	5,3	0,8	1,2	10—60
6	6,3	1	1,5	12—80
8	8,35	1,2	1,8	16—100
10	10,4	1,5	2	20—120
12	12,4	1,8	2,5	25—120
16	16,5	2	3	30—120
20	20,5	2,5	4	36—120
25	25,6	3	5	45—120

Пример условного обозначения штифта диаметром 16 мм, длиной 90 мм:
Штифт 16×90 ГОСТ 10773—64.

1. Предельные отклонения d: до 3 мм — C₃ по ОСТу 1013*, св. 3 мм — C₄ по ОСТу 1014*.

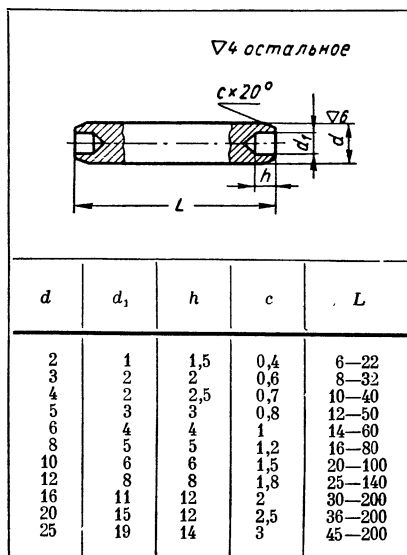
2. Материал: сталь марки 45 — по ГОСТу 1050—60*, марки А12 — по ГОСТу 1414—54, калиброванная марки 45 — по ГОСТу 7417—57, серебрянка — по ГОСТу 2589—44*. Материалы других марок могут применяться по согласию сторон.

3. Допускается изготовление насаечных штифтов со сферическими концами с высотой сферической части, равной размеру с фаски.

См. также примечания 2, 5 и 7 к табл. 1.

3. Штифты цилиндрические с заасверленными концами (заклепочные) (по ГОСТу 10774—64)

Размеры в мм



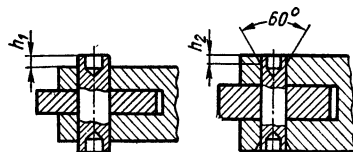
Пример условного обозначения штифта диаметром 16 мм, длиной 100 мм:

Штифт 16×100 ГОСТ 10774—64.

1. Цилиндрические штифты с заасверленными концами — по ГОСТу 10774—64 предназначаются для неразборных соединений деталей.

2. Предельные отклонения $d - C_3$ по ОСТу 1013*.

См. также примечания 2 и 7 к табл. 1 и примечание 2 к табл. 2.



Для установки штифтов рекомендуются следующие размеры в мм.

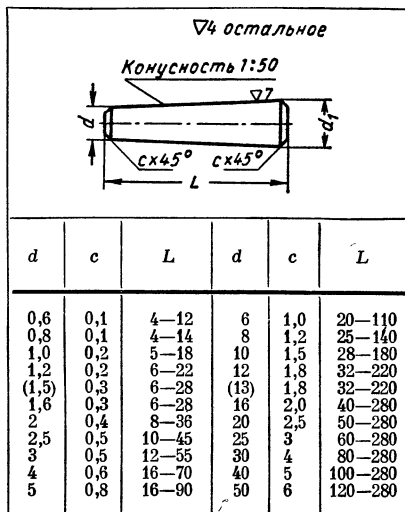
$d \dots 2 \ 3 \ 4 \ 5 \ 6 \ 8 \ 10 \ 12 \ 16 \ 20 \ 25$

$h_1 \geq \dots 0,5 \ 0,5 \ 1 \ 1,5 \ 1,5 \ 2 \ 2 \ 3 \ 3 \ 4$

$h_2 \dots 0,6 \ 1 \ 1,5 \ 1,5 \ 2 \ 2,5 \ 3 \ 4 \ 5 \ 6$

4. Штифты конические (по ГОСТу 3129—60)

Размеры в мм



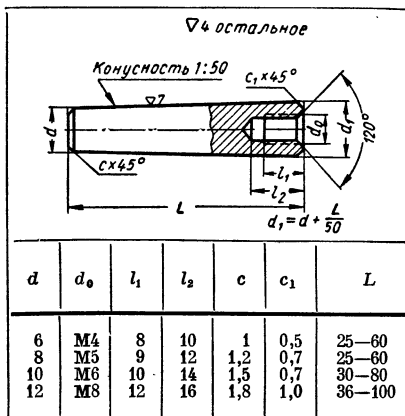
Пример условного обозначения конического штифта диаметром 16 мм и длиной 120 мм:

Штифт конический 16×120
ГОСТ 3129—60.

См. Примечания 2, 3, 4, 5 и 7 к табл. 1 и примечание 3 к табл. 2.

5. Штифты конические с внутренней резьбой (по ГОСТу 9464—60)

Размеры в мм



Продолжение табл. 5

d	d_0	l_1	l_2	c	c_1	L
(13)	M8	12	16	1,8	1,0	36—100
16	M10	16	20	2	1,0	40—120
20	M12	18	25	2,5	1,5	50—160
25	M16	24	30	3	1,5	60—200
30	M20	30	40	4	2,0	70—250
40	M20	30	40	5	2,0	80—280
50	M24	40	50	6	2,0	90—280
60	M30	50	60	7	2,5	110—280

Пример условного обозначения конического штифта диаметром 16 мм и длиной 90 мм с внутренней резьбой:

Штифт конический 16×90
ГОСТ 9464—60.

1. Предельные отклонения на резьбу — по 3-му классу точности ГОСТа 9253—59.

См. также примечания 2, 3, 4 и 7 к табл. 1 и примечание 3 к табл. 2.

Штифт цилиндрический насечной имеет на боковой поверхности три долевых желобка (насечки) переменной

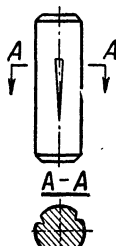
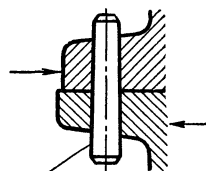


Рис. 15. Штифт цилиндрический насечной



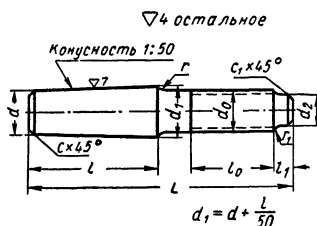
Конусность 1:50

Рис. 16. Фиксация деталей коническим штифтом

глубины (рис. 15). Насечка желобков имеет целью образование на поверхности штифта выступов, которые бла-

6. Штифты конические с резьбовой цапфой (по ГОСТу 9465—60)

Размеры в мм



$$d_1 = d + \frac{l}{50}$$

<i>d</i>	<i>d</i> ₀	<i>d</i> ₂	<i>l</i> ₀	<i>l</i> ₁	<i>c</i>	<i>c</i> ₁	<i>r</i> не более	<i>r</i> ₁ не более	<i>l</i>	<i>L</i>
4	M4	2,7	8	1,8	0,7	0,5	0,3	0,5	16	30—40
5	M5	3,5	10	2	0,8	0,5	0,3	0,5	20	36—45
6	M6	4,5	12	2,5	1,0	0,7	0,4	0,7	25	45—60
8	M8	6	16	3	1,2	1,0	0,5	0,7	32	55—80
10	M10	7,5	20	4	1,5	1,2	0,6	1,0	40	70—100
12	M12	9	25	4	1,8	1,5	0,8	1,0	50	80—140
(13) M12	9	25	25	4	1,8	1,5	0,8	1,0	60	110—160

Пример условного обозначения конического штифта диаметром 12 мм, длиной *l* = 50 мм, длиной *L* = 110 мм с резьбовой цапфой:

Штифт конический 12×50×110 ГОСТ 9465—60.

1. Предельные отклонения размеров *L*, *l*, *l*₁ и *d*₂ — В7 по ОСТу 1010.
2. Допускается изготовление штифтов со сферическими концами, с высотой сферической части, равной размерам *c* и *c*₁ фасок.

См. также примечания 3 и 7 к табл. 1 и примечание 1 к табл. 5.

7. Длина штифтов цилиндрических и конических

Размерный ряд по ГОСТу 6636—60

Длина L в мм:

2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 30; 32; 36; 40; 45; 50; 55; 60; 70; 80; 90; 100; 110; 120; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280.

годаря упругости создают лучшие условия фиксации штифта в отверстии. Насечной штифт можно ставить

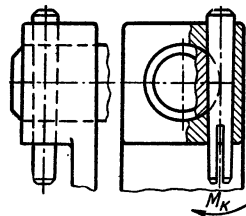


Рис. 17. Штифт конический разводной, соединяющий втулку с валом

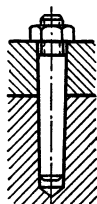


Рис. 18. Штифт конический с резьбовой цапфой

в одно и то же отверстие несколько раз. Применение насечных штифтов для фиксирования взаимного положения деталей не рекомендуется. Они

предназначены для соединения деталей.

Стандартные конические штифты имеют конусность 1 : 50, что обеспечивает их неподвижность при действии поперечных сил; используются в качестве элемента, координирующего относительное положение деталей (рис. 16), и в качестве соединительной детали (рис. 17). Для координирования следует ставить два штифта.

Конический штифт с резьбовой цапфой (рис. 18), предназначенной для извлечения штифта из отверстия, ставят в глухое отверстие или в отверстие, доступ к которому для выколачивания штифта затруднен.

Разводной конический штифт (рис. 17) дает большую гарантию против самопроизвольного выхода из отверстия; обычно используется в качестве шплинта.

БЕСШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

К этой группе относятся соединения: 1) профильные; 2) с пружинно-затяжными кольцами и 3) с гарантированным натягом (о последних см. стр. 70—79).

ПРОФИЛЬНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Профильными называются соединения, в которых передача момента осуществляется за счет некруглой формы сопрягаемых деталей (см. рис. 1 и 2). По сравнению со шпоночными и зубчатыми (шлицевыми) в

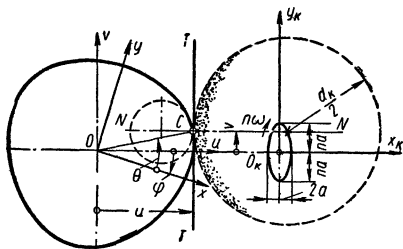


Рис. 1. Схема образования некруглого вала

профильных соединениях: а) обеспечивается лучшее центрирование сопрягаемых деталей; б) нет острых углов, канавок и резких переходов сечения, вследствие чего не ослабляются несущие сечения валов, а концентрация напряжений (учитываемая только при неподвижных посадках) и возможность появления трещин после термообработки сведены к минимуму; в) рабочие поверхности каждой из сопрягаемых деталей окончательно обрабатываются так же, как гладкие валы и отверстия круглого профиля.

Геометрия элементов соединения. Допустим, что некруглый вал шли-

фуют плоским кругом (рис. 1) и расстояние между осью вала и активной плоскостью TT круга изменяется по закону

$$u = \frac{D}{2} + a \sin n\varphi,$$

где D , a и n — постоянные, причем D — поперечник (средний диаметр) вала, a — амплитуда качания круга, n — число циклически повторяющихся участков (сторон) контура вала, φ — угол поворота заготовки вала.

Контур некруглого вала — огибающая семейства прямых TT , выражаемых в системе координат XOY , жестко связанной с заготовкой вала, уравнением

$$x \cos \varphi + y \sin \varphi - \left(\frac{D}{2} + a \sin n\varphi \right) = 0. \quad (1)$$

Отсюда получаются уравнения контурной кривой вала:

$$\left. \begin{aligned} x &= \frac{D}{2} \cos \varphi + a \sin n\varphi \cos \varphi - na \sin \varphi \cos n\varphi; \\ y &= \frac{D}{2} \sin \varphi + a \sin \varphi \sin n\varphi + na \cos \varphi \cos n\varphi. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Уравнения этой же кривой в полярных координатах:

$$\left. \begin{aligned} \rho &= \sqrt{u^2 + v^2} = \\ &= \sqrt{\left(\frac{D}{2} + a \sin n\varphi \right)^2 + n^2 a^2 \cos^2 n\varphi}; \\ \theta &= \varphi + \arctg \frac{v}{u} = \\ &= \varphi + \arctg \frac{na \cos n\varphi}{\frac{D}{2} + a \sin n\varphi}. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Центр шлифовального круга конечного диаметра должен находиться на нормали NN к контуру. Для этого он должен перемещаться по эллипсу

$$\frac{x_k^2}{a^2} + \frac{y_k^2}{n^2 a^2} = 1$$

со скоростью, в n раз превосходящей угловую скорость вращения заготовки *.

Максимальное и минимальное значения радиуса-вектора контурной кривой (см. также рис. в табл. 1):

$$\rho_{\max} = \frac{D_a}{2} = \frac{D}{2} + a$$

$$\text{и } \rho_{\min} = \frac{D_i}{2} = \frac{D}{2} - a.$$

Номинальный размер соединения — поперечник D вала или втулки — и эксцентриситет a некруглого вала:

$$D = \frac{1}{2} (D_a + D_i);$$

$$a = \frac{1}{4} (D_a - D_i).$$

Радиус кривизны контурной кривой

$$r = \frac{\left[\rho^2 + \left(\frac{d\rho}{d\theta} \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}}}{\rho^2 + 2 \left(\frac{d\rho}{d\theta} \right)^2 - \rho \frac{d^2\rho}{d\theta^2}}.$$

Точкам контурной кривой, наиболее удаленным от оси

$$\left(\varphi = \frac{\pi}{2n}; \frac{\pi}{2n} + \frac{2\pi}{n}; \frac{\pi}{2n} + \frac{4\pi}{n}; \dots \right)$$

соответствуют наименьшие значения радиуса кривизны:

$$r_{\min} = \frac{D}{2} - (n^2 - 1)a. \quad (4)$$

Рассматриваемый контур при нечетном n обладает «равноосностью»

* Соединение, основанное на использовании некруглого вала с контуром, соответствующим уравнению (2), и схема станка для шлифования элементов этого соединения были разработаны в СССР в 1949 г., см. [1], [2]. Это соединение получило теперь широкое распространение за границей, см. [6], [7] и [8], и вытеснило ранее применявшееся там «К-профильное» соединение; см. [1].

(рис. 2) — неизменностью расстояния между параллельными касательными к контуру и общей нормалью в точках касания. Для измерения такого контура служит тот же инструмент, что

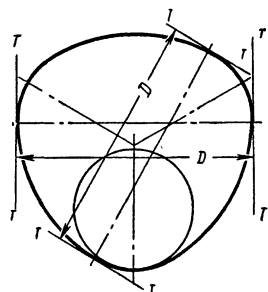


Рис. 2. Контур сечения равноосного вала

и для измерения круглых валов и отверстий.

В машиностроении используются две разновидности профильных соединений: 1) для неподвижных посадок — с контуром поперечного сечения вала в форме кривой, состоящей из трех одинаковых циклически повторяющихся участков ($n = 3$, рис. 2), и 2) для подвижных посадок — с контуром сечения вала, у которого $n = 4$.

Для контура первого вида ($n = 3$) минимальное значение радиуса кривизны контурной кривой

$$r_{\min} = \frac{D}{2} - 8a, \quad (5)$$

т.е. если $a < \frac{D}{16}$, эта контурная кривая не имеет острых углов в местах сопряжения циклических участков.

Для обработки отверстия втулки шлифовальным кругом диаметра $d_k = \frac{D}{2}$ должно соблюдаться условие

$$a \leq \frac{D}{32}; \text{ для протягиваемых отверстий эксцентриситет } a = (0,04 \div 0,05) D.$$

В нормальном ряде профильных соединений с треугольным равноосным контуром, применяемым в ФРГ и Австрии (табл. 1), принято $a = (0,034 \div 0,045) D$ и $d_k = 0,8 (D - 16a)$.

1. Нормальный ряд размеров валов и втулок с треугольным равноосным контуром поперечного сечения [6]; [7]

Вал				Втулка			
D в мм	a в мм	F в см²	J _p в см⁴	D в мм	a в мм	F в см²	J _p в см⁴
13	0,45	1,302	0,272	40	1,40	12,320	24,386
14	0,44	1,515	0,368	45	1,60	15,583	39,024
16	0,50	1,979	0,628	50	1,80	19,228	59,431
18	0,56	2,505	1,006	55	2,00	23,255	86,955
20	0,63	2,092	1,533	65	2,45	32,429	169,204
22	0,70	3,740	2,243	72	2,80	39,730	254,141
25	0,80	4,828	3,739	80	3,40	48,813	384,440
28	0,90	6,056	5,883	90	4,00	61,606	613,105
32	1,12	7,884	9,988	100	4,50	75,995	933,262
36	1,25	9,982	15,957				

Примечания: 1. $D_a \approx D + 2a$;
 $D_i \approx D - 2a$.
 2. Точность изготовления элементов соединения по ISA и по ОСТам (в скобках): вал по размеру D при неподвижном соединении — h_8 (H), при подвижном соединении (без нагрузки) — h_6 (H) или h_8 (C); втулка по размеру D при любом соединении H_7 (A). 3. Для графического построения контура $R = \frac{D}{2} + 6,5a$ и $r = \frac{D}{2} - 6,5a$.

Распорные силы во втулке с треугольным равноосным контуром отверстия с учетом сил трения (коэффициент трения $f \approx 0,2$) на поверхностях контакта (рис. 3)

$$P \approx \frac{M_{\kappa}}{9a + 0,3D}, \quad (6)$$

где M_{κ} — момент, передаваемый соединением.

Для четырехугольного криволинейного контура ($n = 4$)

$$r_{\min} = \frac{D}{2} - 15a. \quad (7)$$

При столь малых значениях r_{\min} отверстия окончательно обрабатывают

вают протяжкой. Вал выполняют с относительно большим эксцентриситетом a ; участки сопряжения его граней шлифуют по кругу.

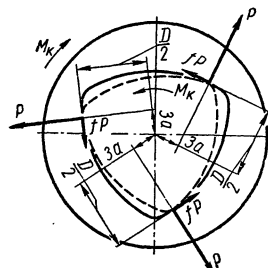


Рис. 3. Распорные силы во втулке с треугольным равноосным контуром

Распорные силы во втулке значительно меньше, чем в предыдущем случае:

$$P \approx \frac{M_{\kappa}}{16a \cos 4\varphi + 0,8 \left(\frac{D}{2} + a \sin 4\varphi \right)}, \quad (8)$$

где

$$\sin 4\varphi = \frac{1}{30a} \left[D - \sqrt{D^2 + 60 \left(16a^2 + \frac{D^2}{4} - \frac{D_a^2}{4} \right)} \right]. \quad (8a)$$

Основные технологические операции при изготовлении вала и втулки. Валы с треугольным равноосным контуром поперечного сечения при $D < 35$ мм можно предварительно обрабатывать на обычных токарных или револьверных станках, а затем шлифовать на специальных станках. Вали этой конструкции, но при $D > 35$ мм, и вали четырехугольные любого размера должны перед шлифованием обрабатываться на станках с копировальным устройством или устройством для бескопирного точения некруглых валов.

Предварительную обработку треугольных отверстий с равноосным контуром при $D < 35$ мм можно производить на обычных сверлильных или токарных станках. При $D > 35$ мм предварительная обработка

2. Формулы для расчета некруглых валов на статическую прочность

Определяемые параметры	Обозначение	Форма контурной кривой поперечного сечения	
		треугольная (равноосная)	четырёхугольная
Площадь сечения	F	$F = \frac{\pi D}{4} - 4\pi a^2.$ <p>При $a = \frac{D}{32}$</p> $F \approx 0,98 \frac{\pi D^2}{4}$	<p>Определяют как разность между площадями круга диаметром D и четырех боковых сегментов, у которых криволинейный профиль для упрощения расчетов заменяют дугой окружности</p> $R = \frac{D_i}{2} + 16a.$ <p>Подобным же методом определяют момент инерции сечения. Подробно об этом см. [7]</p>
Полярный момент инерции	J_p	$J_p = \frac{\pi D^4}{32} - \frac{3}{4} \pi D^2 a^2 - 6\pi a^4.$ <p>При $a = \frac{D}{32}$</p> $J_p = 0,97 \frac{\pi D^4}{32}$	
Осевой (экваториальный) момент инерции	J	<p>Относительно любой оси, проходящей через центр сечения,</p> $J = J_x = J_y = \frac{J_p}{2}$	$J_x = J_y = \frac{J_p}{2}$
Наибольшее нормальное напряжение от действия изгибающего момента (в точках на контуре)	σ_{\max}	$\sigma_{\max} = \frac{M}{J} \rho_{\max},$ <p>где $\rho_{\max} = \frac{D}{2} + a = \frac{D_a}{2}$</p>	$\sigma_{\max} = \frac{M}{J_x} \cdot \frac{D_a}{2}$
Наибольшее касательное напряжение при кручении	τ_{\max}	<p>В точках, где $\rho = \frac{D}{2} - a$</p> $\tau_{\max} = \frac{M_{\kappa} \left(\frac{D}{2} - 2a \right)^2}{(C_0 + J_p) \left(\frac{D}{2} - 4a \right)},$ <p>где</p> $C_0 = -\frac{3}{4} \pi a^2 D^2;$ <p>при $a = \frac{D}{32}$</p> $\tau_{\max} = 5,35 \frac{M_{\kappa}}{D^3}$	$\tau_{\max} \approx \frac{16}{\pi} \cdot \frac{M_{\kappa}}{D_i^3} = 5,09 \frac{M_{\kappa}}{D_i^3}$
Угол закручивания, находящегося на расстоянии l от торцового сечения	γ	$\gamma = \frac{M_{\kappa} l}{G (J_p + C_0)},$ <p>где G — модуль сдвига;</p> <p>при $a = \frac{D}{32}$</p> $\gamma = 1,05 \frac{M_{\kappa} l}{G \frac{\pi D^4}{32}} = 10,70 \frac{M_{\kappa} l}{G D^4}$	$\gamma = \frac{M_{\kappa} l}{G J_{\kappa}},$ <p>где $J_{\kappa} = \frac{F^4}{40 J_p}$</p>

3. Рекомендуемые значения коэффициентов концентрации для некруглых валов по [7]

Соединения	Материал вала — сталь (по ГОСТу 1050—60*)	Коэффициенты концентрации	
		при расчете на изгиб	при расчете на кручение
Неподвижные (вал треугольный с равно- осным контуром или четырехугольный)	50	1,80—1,85	1,20—1,25
	60	1,85—1,90	1,25—1,30
	70	1,90—2,0	1,30—1,38

Примечание. Для подвижных соединений с четырехугольным валом из стали марок 50, 60 и 70 коэффициенты концентрации при расчете на изгиб и на кручение принимаются равными 1,0.

этих отверстий и четырехугольных отверстий любого размера производится на протяжных станках либо на сверлильных или токарных станках, оборудованных специальным приспособлением.

Окончательная обработка отверстий производится на специальном шлифовальном или на протяжном станке. В последнем случае протяжка должна быть отшлифована на том же

валов на статическую прочность.

При расчете этих валов на выносливость значения коэффициентов концентрации напряжений в первом приближении можно принимать по табл. 3, а значения коэффициентов, учитывающих влияние абсолютных размеров и состояния поверхности, — такими же, как для круглых валов.

Максимальную радиальную деформацию втулок с треугольным равноосным контуром от действия распорных сил определяют по приближенной формуле [1]

$$\delta_{\max} = A_{\delta_{\max}} \frac{5,7M_k}{9a + 0,3D} \times \frac{1}{lE} \cdot 10^4 \text{ мк}, \quad (9)$$

где $A_{\delta_{\max}}$ — коэффициент, определяемый из диаграммы рис. 4, на которой R_e — наружный радиус втулки в см; M_k — момент, передаваемый соединением, в $\text{кг} \cdot \text{см}$; E — модуль продольной упругости в $\text{кг}/\text{см}^2$; D , a и l в см.

Должно строго соблюдаться условие, чтобы упругие формоизменения втулки находились внутри поля допуска выбранной посадки.

Втулки с четырехугольным отверстием при обычно принятых толщинах ступиц не требуют проверки на прочность и жесткость. В специальных случаях можно пользоваться расчетом, приведенным в [6].

К профильным соединениям относятся также соединения с квадратным валом и с круглым валом с лыской,

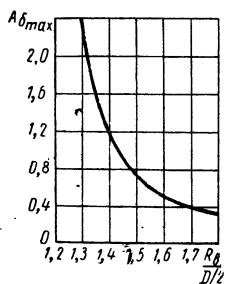


Рис. 4. К расчету радиальной деформации втулки с треугольным равноосным контуром

станке, на котором производилось шлифование вала, сопрягаемого с протягиваемой втулкой.

Для обеспечения правильного сопряжения некруглого вала и втулки их окончательная обработка должна производиться на станках, обладающих одинаковой кинематической точностью.

Расчет на прочность элементов соединений. В табл. 2 приведены основные зависимости для расчета некруг-

применяемые для посадки маховиков, рукояток, педалей (см. [5]).

Квадраты для крепления инструмента и отверстия под эти квадраты стандартизованы ГОСТом 9523—60.

СОЕДИНЕНИЯ ПРУЖИННО-ЗАТЯЖНЫМИ КОЛЬЦАМИ

Соединение осуществляется посредством конических пружинных колец, свободно вставляемых попарно в пространство между гладким

цилиндрическим валом и втулкой и затягиваемых в осевом направлении гайкой (рис. 5). Под действием осевой силы, создаваемой гайкой, происходит упругая деформация колец, при этом диаметр D наружного кольца увеличивается, а диаметр d внутреннего кольца уменьшается. Создаваемое этим радиальное давление вызывает большие силы трения на поверхностях контакта, что обеспечивает передачу заданного крутящего момента и предохраняет втулку от смещения вдоль вала.

4. Элементы соединения двумя пружинными кольцами с односторонней центральной затяжкой

Размеры в мм

Размеры натяжных
элементов

Наибольший момент M_k в кгм и осевое усилие P в кг
при среднем удельном давлении p , устанавливаемом
в зависимости от предела текучести σ_T материала вала

$d \times D$	L	l	$\frac{\sigma_T > 40}{p = 32}$ кг/мм ²		$\frac{\sigma_T > 30}{p = 24}$ кг/мм ²		$\frac{\sigma_T > 20}{p = 16}$ кг/мм ²	
			M_k		P		M_k	
			M_k	P	M_k	P	M_k	P
9×12	4,5	3,7	2,26	2 390	1,7	1 980	1,13	1 570
10×13	4,5	3,7	2,79	2 470	2,1	2 030	1,4	1 580
12×15	4,5	3,7	4	2 770	3	2 230	2	1 700
13×16	4,5	3,7	4,7	2 870	3,5	2 310	2,4	1 740
14×18	6,3	5,3	7,8	4 640	5,9	3 730	3,9	2 840
15×19	6,3	5,3	9	4 880	6,7	3 920	4,5	2 980
16×20	6,3	5,3	10,2	5 030	7,7	4 040	5,1	3 030
17×21	6,3	5,3	11,5	5 210	8,7	4 150	5,8	3 070
18×22	6,3	5,3	12,9	5 380	9,7	4 270	6,5	3 140
19×24	6,3	5,3	14,4	5 980	10,8	4 780	7,2	3 570
20×25	6,3	5,3	16	6 140	12	4 890	8	3 630
22×26	6,3	5,3	19,3	6 190	14,5	4 850	9,7	3 510
25×30	6,3	5,3	25	7 070	18,7	5 520	12,5	3 990
28×32	6,3	5,3	31,3	7 430	23,5	5 770	15,7	4 090
30×35	6,3	5,3	36	8 110	27	6 300	18	4 490
32×36	6,3	5,3	40,9	8 330	30,7	6 420	20,5	4 520
35×40	7	6	55,4	10 400	41,6	8 050	27,7	5 670
36×42	7	6	58,6	10 900	44	8 480	29,3	6 000
38×44	7	6	65,3	11 400	49	8 800	32,7	6 200
40×45	8	6,6	79,6	13 200	59,7	10 200	39,8	7 290
42×48	8	6,6	87,8	14 100	65,8	10 900	43,9	7 820
45×52	10	8,6	131	20 100	98	15 700	66	11 300
48×55	10	8,6	149	20 900	112	16 300	75	11 600
50×57	10	8,6	162	21 600	122	16 700	81	11 900

Продолжение табл. 4

Размеры натяжных элементов			Наибольший момент M_k в кгМ и осевое усилие P в кг при среднем удельном давлении p , устанавливаемом в зависимости от предела текучести σ_T материала вала					
$d \times D$	L	l	$\frac{\sigma_T > 40}{p = 32} \text{ кг/мм}^2$		$\frac{\sigma_T > 30}{p = 24} \text{ кг/мм}^2$		$\frac{\sigma_T > 20}{p = 16} \text{ кг/мм}^2$	
			M_k	P	M_k	P	M_k	P
55×62	10	8,6	196	23 400	147	18 100	98	12 800
60×68	12	10,4	282	30 800	212	23 900	141	16 800
63×71	12	10,4	311	32 100	233	24 600	156	17 300
65×73	12	10,4	331	32 800	248	25 300	166	17 700
70×79	14	12,2	451	41 500	338	31 800	225	22 300
75×84	14	12,2	517	44 100	388	33 900	259	23 600
80×91	17	15	724	58 600	543	45 100	362	31 500
85×96	17	15	817	61 800	613	47 600	409	33 200
90×101	17	15	916	64 800	687	49 600	458	34 600
95×106	17	15	1 020	67 800	765	51 800	510	35 900
100×114	21	18,7	1 410	90 500	1 060	69 400	705	48 300
110×124	21	18,7	1 710	98 400	1 280	75 300	853	52 200
120×134	21	18,7	2 030	106 000	1 520	80 800	1020	55 700
130×148	28	25,3	3 220	158 000	2 420	121 000	1610	83 800
140×158	28	25,3	3 740	168 000	2 800	128 000	1870	88 500
150×168	28	25,3	4 290	178 000	3 220	136 000	2150	93 300
160×178	28	25,3	4 880	188 000	3 660	143 000	2440	93 200
170×191	33	30	6 540	240 000	4 900	183 000	3270	125 000
180×201	33	30	7 330	252 000	5 500	191 000	3660	131 000
190×211	33	30	8 160	264 000	6 120	201 000	4080	138 000
200×224	38	34,8	10 500	325 000	7 870	247 000	5250	169 000
210×234	38	34,8	11 600	339 000	8 680	257 000	5790	176 000
220×244	38	34,8	12 700	353 000	9 520	268 000	6350	183 000
240×267	43	39,5	17 200	438 000	12 900	332 000	8580	226 000

Достоинства соединения: хорошее центрирование деталей; отсутствие шпоночных канавок и дополнительные

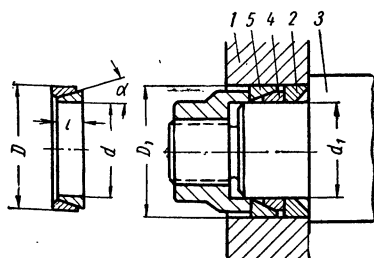


Рис. 5. Соединение пружинными кольцами с центральной затяжкой: 1 — втулка; 2 — упорное кольцо; 3 — вал; 4 — внутреннее кольцо; 5 — наружное кольцо

ной фиксации деталей в осевом направлении; простота монтажа и демонтажа; высокая герметичность, благодаря чему уменьшается опасность

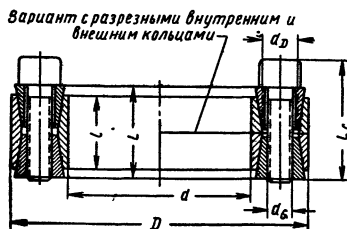
коррозии сопряженных поверхностей.

Материал колец — сталь 55; 60; 55С2; 60С2. Обработка посадочных поверхностей — не ниже $\nabla 8$. Затяжка гаек или винтов должна производиться ключами с регулируемым крутящим моментом (ГОСТ 7068—54).

Применение получили две конструкции соединений: в первой — натяжные кольца выполняют с односторонними коническими контактными поверхностями (рис. 5 и рис. к табл. 4); во второй — натяжные кольца (цельные или разрезные) имеют двусторонние конические поверхности (рис. к табл. 5). Вторая конструкция предпочтительна для тяжелого машиностроения: при затяжке этого соединения не требуется перемещать натяжные кольца под давлением и осуществляется она при меньших осевых усилиях, чем в первой конструкции. Наибольший момент для соединения с одним комплектом

5. Элементы соединения пружинными кольцами с двусторонней периферийной затяжкой

Размеры в мм



Размеры натяжных элементов				М _н в кг/м	Удельное давление p в кг/мм ²	Натяжные винты			
d × D	L	l	L _c			Количество	Резьба d _G	M _A * в кг/м	Резьба** d _D
45×75	24	20	33,5	103	10,8	12	M 8×22	4,1	M 10
50×80	24	20	33,5	126	10,7	12	M 8×22	4,1	M 10
55×85	24	20	33,5	173	12,1	14	M 8×22	4,1	M 10
60×90	24	20	33,5	200	11,8	14	M 8×22	4,1	M 10
65×95	24	20	33,5	288	14,4	16	M 8×22	4,1	M 10
70×110	28	24	39,5	420	15,2	14	M 10×25	7,8	M 12
75×115	28	24	39,5	467	14,7	14	M 10×25	7,8	M 12
80×120	28	24	39,5	513	14,2	14	M 10×25	7,8	M 12
85×125	28	24	39,5	635	15,5	16	M 10×25	7,8	M 12
90×130	28	24	39,5	690	15,1	16	M 10×25	7,8	M 12
95×135	28	24	39,5	885	17,4	18	M 10×25	7,8	M 12
100×145	30	26	44	990	16,0	14	M 12×30	13,5	M 16
110×155	30	26	44	1 100	14,7	14	M 12×30	13,5	M 16
120×165	30	26	44	1 430	16,4	16	M 12×30	13,5	M 16
130×180	38	34	52	1 900	13,9	20	M 12×35	13,5	M 16
140×190	38	34	52	2 250	14,3	22	M 12×35	13,5	M 16
150×200	38	34	52	2 700	15,2	24	M 12×35	13,5	M 16
160×210	38	34	52	3 200	15,6	26	M 12×35	13,5	M 16
170×225	44	38	60	3 420	13,2	22	M 14×40	20	M 18
180×235	44	38	60	4 150	14,0	24	M 14×40	20	M 18
190×250	52	46	68	4 750	12,2	28	M 14×45	20	M 18
200×260	52	46	68	5 400	12,4	30	M 14×45	20	M 18
220×285	56	50	74	6 700	11,6	26	M 16×50	29	M 20
240×305	56	50	74	8 500	12,8	30	M 16×50	29	M 20
260×325	56	50	74	11 000	13,8	34	M 16×50	29	M 20
280×355	66	60	86,5	12 800	11,6	32	M 18×60	39	M 22
300×375	66	60	86,5	15 000	11,8	34	M 18×60	39	M 22
320×405	78	72	100,5	17 000	9,5	32	M 20×70	50	M 24
340×425	78	72	100,5	19 000	9,7	34	M 20×70	50	M 24
360×455	90	84	116	20 200	7,8	32	M 22×80	62	M 27
380×475	90	84	116	23 600	8,3	34	M 22×80	62	M 27
400×495	90	84	116	27 500	9,2	36	M 22×80	62	M 27
420×515	90	84	116	31 000	8,8	40	M 22×80	62	M 27
440×545	102	96	130	38 000	8,6	38	M 24×90	83	M 30
460×565	102	96	130	43 500	9,0	40	M 24×90	83	M 30
480×585	102	96	130	48 000	9,05	42	M 24×90	83	M 30
500×605	102	96	130	53 000	9,7	44	M 24×90	83	M 30

* M_A — момент, который необходимо приложить к каждому винту для затяжки соединения.

** Под тремя винтами в переднем нажимном кольце нарезают резьбу d_D > d_G для отжимных винтов.

затяжных колец, независимо от их конструкции,

$$M_{\kappa} = \frac{fp \cdot \pi d^2 l}{2}. \quad (10)$$

Осевое усилие, необходимое для затяжки этих соединений,

$$P \approx p \cdot \pi d l (\operatorname{tg} \alpha + kf) = \frac{2M_{\kappa}}{d} \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha}{f} + k \right), \quad (11)$$

где $k = 2$ для первой конструкции и $k = 1$ для второй. В приведенных формулах p — удельное давление на поверхностях контакта внутреннего кольца и вала; f — коэффициент трения; принимают $f = 0,1 \div 0,16$; $\alpha = 14 \div 17^\circ$ ($\operatorname{tg} \alpha = 0,25 \div 0,3$).

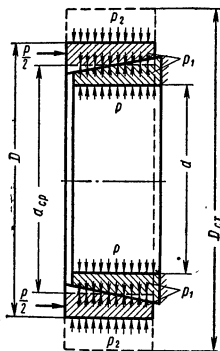


Рис. 6. К расчету соединений пружинно-затяжными кольцами

При последовательно поставленных комплектах пружинно-затяжных колец и затяжке их с одной стороны (см. рис. 5) радиальное давление отдельных колец по мере удаления от нажимной гайки падает; момент, передаваемый вторым комплектом, принимаем равным 50%, а момент, передаваемый третьим комплектом, равным 25% от момента, указанного в табл. 4 для колец данного размера.

При двусторонней затяжке каждый комплект колец и затяжных гаек считается действующим самостоятельно и передаваемый ими суммарный момент удваивается [3].

Напряжения и деформации в пружинно-затяжных кольцах приближенно определяют по формулам Ляме для толстостенных труб [4].

Заменив конические поверхности колец цилиндрическими (рис. 6) и приняв, что радиальные деформации сопряженных поверхностей вала и внутреннего кольца, а также внешнего кольца и ступицы детали попарно равны между собой, найдем

$$p_1 = p; \quad (12)$$

$$p_2 = p \frac{d_{cp}^2 (D_{ct}^2 - D^2)}{d_{ct}^2 - d_{cp}^2}. \quad (13)$$

Значения всех букв, входящих в эти формулы, понятны из рис. 6. Нормальные напряжения σ_t в радиальном сечении и σ_r — в цилиндрическом для рабочих поверхностей элементов соединения, вычисленные по формулам Ляме, приведены в табл. 6.

6. Напряжения в элементах пружинно-затяжного соединения

(обозначения см. на рис. 6)

Элементы соединения	Рабочие поверхности	Напряжения	
		σ_t	σ_r
Вал	d	$-p$	$-p$
Внутреннее пружинное кольцо	d	$-p$	$-p$
	d_{cp}	$-p$	$-p$
Внешнее пружинное кольцо	d_{cp}	$p \frac{D_{ct}^2 + d_{cp}^2}{D_{ct}^2 - d_{cp}^2}$	$-p$
	D	$p \frac{d_{cp}^2 (D_{ct}^2 + D^2)}{D^2 (D_{ct}^2 - d_{cp}^2)}$	$-p_2$
Ступица	D	$p_2 \frac{D_{ct}^2 + D^2}{D_{ct}^2 - D^2}$	$-p_2$
	D_{ct}	$\frac{2p_2 D^2}{D_{ct}^2 - D^2}$	0

Эквивалентное напряжение определяют обычно по третьей теории прочности:

$$\sigma_{\text{эке}} = \sigma_t - \sigma_r.$$

Для удобства разборки и последующей сборки соединения необходимо, чтобы его кольца работали в области упругих деформаций, т. е. должно соблюдаться условие

$$\sigma_{\text{эке}} \leq \frac{\sigma_y}{n},$$

где σ_y — предел упругости материала колец; n — коэффициент запаса.

Напряжения и деформации в элементах соединения с четырьмя кольцами вычисляют аналогично; для определения удельного давления между элементами соединения и в этом случае следует воспользоваться условием равенства радиальных деформаций сопряженных поверхностей.

ЛИТЕРАТУРА И ИСТОЧНИКИ

1. Борович Л. С. Бесшпоночное соединение деталей машин. М., Машгиз, 1951.
2. Авторские свидетельства № 79399 и 84432 с приоритетом от 18. IV. 1949 на имя Боровича Л. С.
3. «Автомобильная и тракторная промышленность», 1956, № 11.
4. «Вестник машиностроения», 1960, № 1, с. 36—40.
5. Краткий справочник машиностроителя. «Машиностроение», 1966.
6. «Konstruktion», 1962, 14, № 6, с. 213—218.
7. «Technische Rundschau» (Bern), 1963, 55, № 8, с. 9—13. Реферат — в «Экспресс-информации», серия «Детали машин», 1963, № 21, с. 1—10.
8. «Maschinenwelt u. Elektrotechnik», 1963, 18, № 1, с. 4—7.
9. «Marine Engr. and Naval Archit.», 1955, 78, № 940, с. 113—116.
10. «Fördern u. Heben», 1956, 6, № 2, с. 144—146. Перевод — в сб. переводов и обзоров иностранной периодической литературы. «Машиностроение», 1957, № 5 (47).

ВАЛЫ И ОСИ

Основные требования, которым должны удовлетворять валы и оси: достаточные прочность и жесткость; износостойкость поверхностей, работающих на истирание; технологичность конструкции.

МАТЕРИАЛЫ ВАЛОВ И ОСЕЙ

В качестве материала для изготовления валов и осей используются чаще всего углеродистые и легированные стали, применяемые главным образом в виде проката или поковок

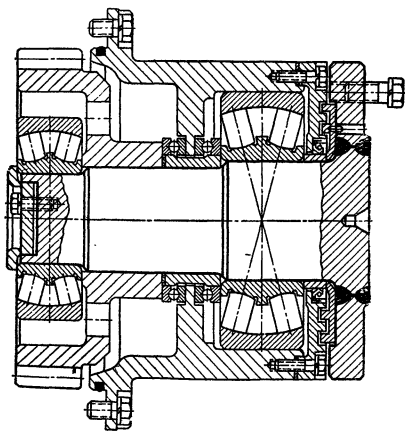


Рис. 1. Вал с приваренным фланцем

п значительно реже — стального литья. Стальное литье обладает более низким уровнем прочности, однако имеет ряд технологических преимуществ и в ряде случаев более дешево; изготовление крупных полых валов методом центробежного литья оказывается весьма рациональным. Валы

очень большого диаметра выполняют иногда сварными из труб или листов с приварными или насадными фланцами (рис. 1).

В табл. 1 приведены некоторые необходимые для расчета механические характеристики марок сталей, наиболее употребительных для изготовления валов, в зависимости от диаметра заготовок и твердости после термической обработки.

Из углеродистых сталей применяют преимущественно стали качественные марок 30; 40, 45 и 50 (ГОСТ 1050—60*); обычно их подвергают улучшению. Неответственные и малонапряженные валы и оси, а также трансмиссионные валы можно изготавливать из стали марок Ст. 3, Ст. 4 и Ст. 5 (ГОСТ 380—60*).

Легированные стали используются при необходимости ограничить вес и габариты вала или повысить износостойкость шлицевых (зубчатых) соединений; их применение может быть оправдано также конструктивными соображениями (прочность зубьев, нарезаемых непосредственно на валу, особые требования к качеству поверхностных слоев на отдельных участках вала и т. п.).

Из углеродистых сталей (35, 45) изготавливают коленчатые валы главным образом для тихоходных судовых и автотракторных двигателей; для валов быстроходных двигателей этого назначения используют легированные стали 40Х, 40ХН, иногда с поверхностной закалкой шеек. Весьма напряженные коленчатые валы авиационных двигателей изготавливают из высокопрочных легированных сталей 40ХНМА и 18ХНВА, подвергая их соответствующей химико-термической обработке.

1. Основные характеристики механической прочности сталей

Марка стали	Диаметр заготовки в мм до	Твердость не ниже НВ	Механические характеристики в кг/мм ²						
			σ_s	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	ψ_σ	ψ_τ
Ст. 5	Любой	190	52	28	15	22	13	0	0
45	Любой	200	56	28	15	25	15	0	0
	120	240	80	55	30	35	21	0,1	0
	80	270	90	65	39	38	23	0,1	0,05
40Х	Любой	200	73	50	28	32	20	0,1	0,05
	200	240	80	65	39	36	21		
	120	270	90	75	45	41	24		
40ХН	Любой	240	82	65	39	36	21	0,1	0,05
		270	92	75	45	42	25		
20	60	145	40	24	12	17	10	0	0
20Х	120	197	65	40	24	30	16	0,05	0
12ХНЗА	120	260	95	70	49	42	21	0,1	0,05
20Х2Н4А	120	300	125	107	75	63	38	0,15	0,1
18ХГТ	60	330	115	95	66,5	52	28	0,15	0,1
30ХГТ	Любой	270	95	75	52	45	26	0,1	0,05
		320	115	95	66,5	52	31	0,15	0,1
		415	150	120	84	65	33	0,2	0,1
20ХГВ	200	300	100	80	56	45	27	0,1	0,05
18ХНВА	150	340	115	85	58	54	30	0,2	0,1
40ХНМА	50	300	100	85	58	45	27	0,15	0,1

Марку легированной стали и род термической или химико-термической обработки выбирают в соответствии с требуемыми показателями прочности и износостойкости.

Получили распространение валы литые из стали, высокопрочных чугунов с шаровидным графитом (ГОСТ

туре чугуна. Меньшая прочность чугунных валов в некоторой степени компенсируется меньшей чувствительностью чугунов к концентрации напряжений.

2. Механические свойства чугунов с шаровидным графитом в кг/мм²

Содержание феррита в %	σ_s	σ_T	τ_s	σ_{-1}
5	80	60	70	33
45	67	43	56	28
80	50	36	44	26
90	50	34	40	25
100	48	32	37	24



Рис. 2. Литой коленчатый вал

7293—54) и модифицированных чугунов. Технология литья позволяет получать нужные конструктивные формы без дополнительных затрат на обработку (особенно в коленчатых валах, см. рис. 2).

В табл. 2 приведены некоторые механические характеристики чугунов с шаровидным графитом в зависимости от содержания феррита в струк-

Усталостная прочность валов в ряде случаев может быть существенно повышена за счет технологического упрочнения материала вала путем химико-термической обработки: азотирования, цементации, цианирова-

3. Повышение предела выносливости вала при различных видах поверхностного упрочнения [6, 7]

Вид поверхностной обработки	σ_s сердцевинный в кг/мм ²	Гладкие валь	Валы с малой концентрацией $\kappa_\sigma < 1,5$	Валы с большой концентрацией $\kappa_\sigma > 2,0$
Закалка с нагревом т. в. ч. (толщина слоя 0,9—1,5 мм), чугуны	60—80 80—100 —	1,5—1,7 1,3—1,5 1,2	1,6—1,7 — 1,2	2,4—2,8 — —
Азотирование (толщина слоя 0,1—0,4 мм)	90—120	1,1—1,25	1,5—1,7	1,7—2,1
Цианирование (толщина слоя 0,2 мм)	—	1,8	—	—
Цементация и закалка (толщина слоя 0,2—0,6 мм)	40—60 70—80 100—120	1,8—2,0 1,4—1,5 1,2—1,3	3 — 2	— — —
Дробеструйный наклеп	60—160	1,1—1,25	1,5—1,6	1,7—2,1
Обкатка ролином	—	1,2—1,3	1,5—1,6	1,8—2,0

Примечание. Приведенные величины повышения предела выносливости могут быть непосредственно использованы лишь при строгом соблюдении режимов упрочняющей обработки и надлежащем дефектоскопическом контроле.

ния; поверхностной закалки; наклепа поверхностного слоя: обкатки роликами, обдужки дробью и др. В табл. 3 показано, во сколько раз увеличивается предел выносливости вала при использовании того или иного метода упрочнения. Эффект поверхностного упрочнения существенно зависит от правильности проведения процесса обработки; обезуглероживание слоя при цементации, появление закалочных трещин при закалке т. в. ч. и т. п. могут вызвать снижение усталостной прочности вала.

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ПРЯМЫХ ВАЛОВ [2, 3]

Расчет валов на статическую прочность ведется по наибольшей кратковременной нагрузке, повторяемость которой настолько мала, что не может вызвать усталостного разрушения. При назначении расчетной величины этой нагрузки следует исходить из наиболее тяжелых реально воз-

можных условий работы машины, учитывая при этом динамические и ударные нагрузки.

Расчет валов на выносливость ведется по длительно действующим нагрузкам с учетом режима нагружения. Расчет можно вести по наибольшей из этих нагрузок, к которой приводятся остальные. Повторяемость длительно действующих нагрузок должна быть не менее $10^3 \div 10^4$ циклов.

Расчетные нагрузки, распределенные по длине зубьев зубчатых колес, пальцев упругих муфт, вкладышей подшипников скольжения, вдоль шпонок, зубьев шлицевых валов и т. п., при составлении расчетной схемы вала обычно принимают за сосредоточенные силы, приложенные по середине длины элементов, передающих силы или моменты. Поскольку вал и ступица работают совместно, точнее вести расчет вала на действие двух сосредоточенных сил, приложенных на расстоянии $(0,25 \div 0,35) l$

от кромок ступицы, где l — длина ступицы (рис. 3), если длина ступицы соизмерима с пролетом. Меньшие смещения точек приложения сил

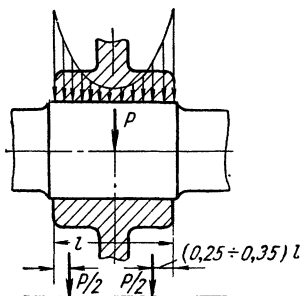


Рис. 3. Схема передачи усилий от ступицы к валу

соответствуют жестким ступицам и неподвижным посадкам, большие — податливым ступицам и подвижным посадкам.

При составлении расчетной схемы вал рассматривается обычно как балка, лежащая на шарнирно подвижных опорах и подверженная изгибу и кручению от действия расчетных нагрузок. Такая схема достаточно точна лишь для валов на подшипниках качения, установленных по одному в опоре или по два, но при условии самоустанавливаемости опор скольжения. Для длинных опор скольжения, расположенных по концам вала, эти условные шарниры следует располагать на расстоянии $0,5 d$, где d — диаметр шейки (рис. 4), но не менее $0,25-0,35$ длины подшипника от его кромки со стороны пролета.

Для уточненного расчета следует учитывать опорные моменты, возникающие при установке нескольких подшипников в опоре, и рассматривать вал как балку на упругих опорах, а при длинных подшипниках скольжения — как балку на упру-

гих основаниях, соответствующих длинам подшипников [4, 5].

Уточненный расчет вала на прочность довольно трудоемок. Между тем поперечные размеры валов далеко не всегда определяются требованиями прочности: многие валы обладают чрезмерным запасом прочности, так как необходимые размеры их определяются требованиями жесткости, долговечности опор, диаметром отверстия (канала) для пропуска через вал материала определенных размеров и т. д. Получение больших значений запасов прочности в результате уточненного поверочного расчета таких валов указывает на ненужность проведенного расчета. Необходимость выполнения расчета на прочность с той или иной степенью точности должна устанавливаться с помощью объективного критерия:

$$v_T = \frac{\sigma_T d^3 \min}{2L \sum R + 8(Ar + M_\kappa)} \leq (n_T)_{\min}; \quad (1)$$

здесь v_T — меньший действительно, в отдельных случаях равный ему, запас прочности по пределу текучести, определяемый в предположении сосредоточения всех поперечных и продольных нагрузок и полного крутящего момента по середине пролета, где условно помещается и наименьшее из сечений вала; $(n_T)_{\min}$ — минимально допустимое значение запаса прочности по пределу текучести для данных условий работы и данного материала вала; σ_T — предел текучести материала в $\kappa\Gamma/\text{см}^2$; d_{\min} — наименьший в пределах длины L диаметр вала, исключая концевые участки, заключенные на напряженной посадке во втулки деталей (в частности, в кольцо подшипников качения), в см ; l — расстояние между точками приложения наиболее удаленных друг от друга поперечных сил (независимо от пролета между опорами), как активных, так и реактивных, в см ; $\sum R$ — сумма абсолютных величин радиальных опорных реакций в $\kappa\Gamma$ (независимо от их действительного взаимного направления) или сумма абсолютных величин

активных поперечных сил (также независимо от их направления); в расчет принимается наибольшая из этих сумм в $\kappa\Gamma$; A — наибольшая из осевых сил (независимо от того, на какой части пролета она действует) в $\kappa\Gamma$; r — наибольшее из плеч приложения осевых сил в см ; M_κ — наибольший крутящий момент (независимо от того, на какой части пролета он действует) в $\kappa\Gamma\text{см}$.

Расчет вала на статическую прочность производится, если не удовлетворяется указанный критерий расчета.

Сопоставление эпюр изгибающих и крутящих моментов с чертежом вала позволяет установить, какие сечения являются опасными и подлежат расчету. В этих сечениях определяют напряжения от изгиба $\sigma = \frac{M}{W}$ и от кручения $\tau = \frac{M_\kappa}{W_\kappa}$ и вычисляют запасы прочности. Значения W и W_κ см. в табл. 4—9.

Статическая несущая способность вала определяется предельными нагрузками, которые еще могут быть восприняты валом без нарушения его работы в узле.

Обычно остаточные деформации вала недопустимы, и предельные нагрузки соответствуют напряжению, несколько меньшему предела текучести в наиболее напряженном сечении вала. В специальных случаях, когда остаточные деформации могут быть допущены, предельные нагрузки определяются по данным [3].

Коэффициенты запаса прочности составляют:

по нормальным напряжениям

$$n_{T\sigma} = \frac{\sigma_T}{\sigma}; \quad (2)$$

по касательным напряжениям

$$n_{T\tau} = \frac{\tau_T}{\tau}. \quad (3)$$

Запас прочности n_T по статической несущей способности для пластичного материала определяется из соотношения

$$n_T = \frac{n_{T\sigma} \cdot n_{T\tau}}{\sqrt{n_{T\sigma}^2 + n_{T\tau}^2}}. \quad (4)$$

4. Коэффициенты снижения момента сопротивления и площади сечения для валов с центральным каналом

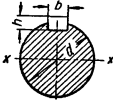
$$W = \xi_W \frac{\pi d^3}{32}; \quad W_\kappa = \xi_{W_\kappa} \frac{\pi d^3}{16};$$

$$F = \xi_F \frac{\pi d^2}{4}$$



$\frac{d_0}{d}$	ξ_W	ξ_F	$\frac{d_0}{d}$	ξ_W	ξ_F
0	1,000	1,000	0,68	0,787	0,538
0,20	0,998	0,960	0,69	0,773	0,524
0,25	0,996	0,938	0,70	0,760	0,510
0,30	0,992	0,910	0,71	0,747	0,496
0,35	0,985	0,878	0,72	0,731	0,482
0,40	0,974	0,840	0,73	0,718	0,467
0,41	0,972	0,832	0,74	0,701	0,452
0,42	0,969	0,824	0,75	0,684	0,437
0,43	0,966	0,815	0,76	0,666	0,422
0,44	0,963	0,806	0,77	0,648	0,407
0,45	0,959	0,798	0,78	0,630	0,392
0,46	0,956	0,788	0,79	0,610	0,376
0,47	0,952	0,779	0,80	0,590	0,360
0,48	0,947	0,770	0,81	0,569	0,344
0,49	0,942	0,760	0,82	0,548	0,328
0,50	0,938	0,750	0,83	0,526	0,311
0,51	0,932	0,740	0,84	0,501	0,294
0,52	0,927	0,730	0,85	0,478	0,278
0,53	0,921	0,719	0,86	0,452	0,260
0,54	0,915	0,708	0,87	0,427	0,243
0,55	0,909	0,698	0,88	0,400	0,226
0,56	0,901	0,686	0,89	0,372	0,208
0,57	0,895	0,675	0,90	0,343	0,190
0,58	0,888	0,664	0,91	0,314	0,172
0,59	0,879	0,652	0,92	0,284	0,154
0,60	0,870	0,640	0,93	0,252	0,135
0,61	0,862	0,628	0,94	0,219	0,116
0,62	0,852	0,616	0,95	0,185	0,098
0,63	0,842	0,603	0,96	0,151	0,078
0,64	0,833	0,590	0,97	0,115	0,059
0,65	0,822	0,577	0,98	0,077	0,040
0,66	0,811	0,564	0,99	0,040	0,020
0,67	0,800	0,551	1,00	0,003	0,000

5. Моменты сопротивления W и W_{κ} и площади сечений F валов, ослабленных пазом для одной стандартной шпонки $b \times h$

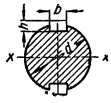


d в мм	$b \times h$ в мм	W в см ³	W_{κ} в см ³	F в см ²
20	6×6	0,655	1,440	2,96
21		0,770	1,680	3,28
22		0,897	1,940	3,62
23		1,038	2,23	3,98
24		1,192	2,55	4,34
25	8×7	1,275	2,81	4,62
26		1,453	3,18	5,03
28		2,32	4,97	6,79
32	10×8	2,73	5,94	7,64
34		3,33	7,19	8,68
35		3,66	7,87	9,22
36		4,01	8,59	8,78
37		4,27	9,24	10,27
38	12×8	4,66	10,04	10,86
40		5,51	11,79	12,09
42		6,45	13,72	13,37
44		7,25	15,61	14,58
45	14×9	7,80	16,74	15,27
46		8,38	17,93	15,99
47		8,98	19,17	16,72
48		9,62	20,5	17,47
50		10,65	22,9	18,84
52	16×10	12,10	25,9	20,4
55		14,51	30,8	23,0
58		16,81	36,0	25,4
60	18×11	18,76	40,0	27,3
62		20,9	44,3	29,2
65		24,3	51,2	32,2
68		27,5	58,4	35,1
70	20×12	30,2	63,8	37,3
72		33,0	69,7	39,5
75		37,6	79,0	43,0
78		42,6	89,2	46,6
80		44,7	95,0	48,6
82	24×14	48,4	102,5	51,1
85		54,3	114,6	55,1
88		60,6	127,5	59,1
90		65,1	136,7	61,9
92	28×16	67,9	144,3	64,2
95		75,3	159,4	68,6
98		83,1	175,5	73,2
100		88,7	186,9	76,3
105		103,7	217	84,4

Продолжение табл. 5

d в мм	$b \times h$ в мм	W в см ³	W_{κ} в см ³	F в см ²
110	32×18	117,4	248	92,2
115		135,2	285	101,0
120		154,8	342	110,3
125	36×20	172,7	364	119,1
130		195,8	412	129,1
135		221	462	139,5
140		248	517	150,3
145	40×22	272	574	160,7
150		303	634	172,3
155		336	702	184,3
160		372	774	196,7
165		409	750	209
170		450	932	223
175		484	1010	235
180	45×25	529	1101	249
185		576	1198	263
190		627	1300	278
195		680	1408	293
200		736	1521	309

6. Моменты сопротивления W и W_{κ} и площадь сечения F валов, ослабленных пазами для двух стандартных шпонок $b \times h$



d в мм	$b \times h$ в мм	W в см ³	W_{κ} в см ³	F в см ²
20	6×6	0,525	1,310	2,78
21		0,631	1,541	3,10
22		0,749	1,792	3,44
23		0,882	2,07	3,80
24		1,027	2,39	4,16
25	8×7	1,016	2,55	4,35
26		1,280	2,91	4,75
28		1,555	3,71	5,60
30		1,995	4,64	6,51
32	10×8	2,24	5,45	7,24
34		2,80	6,66	8,28
35		3,11	7,32	8,82
36		3,44	8,02	9,38
37	12×8	3,56	8,53	9,79
38		3,93	9,31	10,38
40		4,73	11,01	11,61
42		5,62	12,90	12,89

Продолжение табл. 6

d в мм	$b \times h$ в мм	W в см ³	W_K в см ³	F в см ²
44 45 46 47 48	14×9	6,13 6,65 7,20 7,77 8,38	14,49 15,59 16,75 17,96 19,24	13,95 14,64 15,36 16,09 16,84
50 52 55		9,03 10,40 12,69	21,3 24,2 29,0	18,03 19,64 22,2
58 60 62 65	18×11	14,46 16,31 18,30 21,6	33,6 36,5 41,7 48,5	24,4 26,3 28,2 31,2
68 70 72 75 78		24,1 26,7 29,4 33,8 38,6	55,0 60,3 66,0 75,2 85,2	33,9 36,1 38,3 41,8 45,4
80 82 85 88 90	24×14	39,1 42,6 48,3 54,4 58,7	89,4 96,7 108,6 121,2 130,3	46,9 49,5 53,4 57,5 60,3
92 95 98 100 105		59,3 66,3 73,9 79,2 93,7	135,7 150,5 166,2 177,4 207	62,0 66,4 71,0 74,1 82,1
110 115 120	32×18	104,1 121,1 140,0	235 270 328	89,3 98,1 107,3
125 130 135 140		153,7 175,9 199,9 226	345 392 441 495	115,5 125,5 135,9 146,7
145 150 155 160 165 170	40×22	245 275 307 341 378 417	544 606 672 743 819 899	156,3 167,9 179,9 192,3 205 218
175 180 185 190 195 200		441 485 531 580 632 687	968 1057 1153 1253 1360 1472	229 243 258 272 287 303

Величины запасов прочности n_T не должны быть менее величин, указанных в табл. 10.

Значения запаса прочности, полученные в результате расчета на статическую прочность, могут быть использованы в качестве критерия необходимости проведения дальнейшего расчета на выносливость: в тех случаях, когда наибольшая кратковременная нагрузка пропорциональна длительно действующей нагрузке, и при отсутствии неврацающихся относительно вала нагрузок, расчет вала на выносливость можно не проводить, если $n_T > v$; значения v в зависимости от типа материала, величин перегрузок и концентрации напряжений приведены в табл. 11; при пользовании ею выбирается наибольшее из значений v , соответствующих источникам концентрации напряжений для всего вала, независимо от того, для какого сечения определена величина n_T .

Расчет вала на выносливость [3] проводится при условии, если $n_T < v$, или при наличии неврацающихся нагрузок, а также в случаях, когда длительно действующие нагрузки не пропорциональны наибольшим кратковременным.

В общем случае амплитуда напряжений цикла

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}; \quad (5)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}$$

и среднее напряжение цикла

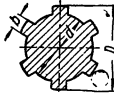
$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}; \quad (6)$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}.$$

Опасные сечения при расчете на выносливость следует выбрать с учетом напряженности сечения вала и величины концентрации напряжений в этом сечении. Для таких сечений составляется таблица величин

$$\varphi = \alpha \frac{\sqrt{M_a^2 + M_{ак}^2}}{W}, \quad (7)$$

7. Моменты сопротивления W и W_K и площадь сечения F валов, ослабленных z шлицами (зубьями) шириной b



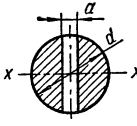
Серия														
легкая						средняя						тяжелая		
d в мм	D в мм	b в мм	z	W в см ³	W_K в см ³	F в см ²	D в мм	b в мм	z	W в см ³	W_K в см ³	F в см ²	D в мм	b в мм
42	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	52	6
46	50	9	8	10,46	20,92	18,06	54	9	8	11,47	22,94	19,5	56	7
52	58	10	8	15,54	31,08	23,6	60	10	8	16,13	32,26	24,4	60	5
56	62	10	8	18,94	37,9	27,0	65	10	8	19,9	39,8	28,2	65	5
62	68	12	8	25,8	51,6	33,1	72	12	8	27,6	55,2	35,0	72	6
72	78	12	10	40,3	80,6	44,3	82	12	10	43,0	86,0	46,7	82	7
82	88	12	10	57,8	115,6	56,4	92	12	10	60,5	121,0	58,8	92	6
92	98	14	10	81,3	162,6	70,7	102	14	10	85,1	170,2	73,5	102	7
102	108	16	10	110,6	221,2	86,5	112	16	10	115,3	230,6	89,7	115	8
112	120	18	10	148,8	297,6	105,7	125	18	10	156,3	312,6	110,2	125	9
120	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
125	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
130	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
140	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
150	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
160	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
170	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
180	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
190	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
200	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
210	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
220	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
230	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
240	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
250	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
260	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
270	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
280	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
290	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
300	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
310	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
320	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
330	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
340	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
350	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
360	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
370	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
380	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
390	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
400	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
410	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
420	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
430	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
440	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
450	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
460	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
470	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
480	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
490	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
500	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
510	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
520	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
530	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
540	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
550	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
560	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
570	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
580	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
590	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
600	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
610	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
620	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
630	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
640	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
650	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
660	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
670	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
680	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
690	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
700	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
710	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
720	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
730	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
740	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
750	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
760	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
770	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
780	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
790	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
800	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
810	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
820	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
830	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
840	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
850	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
860	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
870	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
880	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
890	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
900	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
910	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
920	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
930	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
940	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
950	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
960	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
970	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
980	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
990	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

8. Моменты сопротивления W и W_K и площадь сечения F валов, ослабленных лысками под ключ

The diagram shows a cross-section of a shaft with a keyway. The shaft has a diameter d and a keyway width S . The keyway has a depth y from the outer surface. The keyway is defined by a circular arc with radius W and a chord length W_K . The keyway is also defined by a circular arc with radius W' and a chord length W'' . The keyway is also defined by a circular arc with radius F and a chord length F . The keyway is also defined by a circular arc with radius W and a chord length W_K .

d в мм	S в мм	W в см ³	W в см ³	W' в см ³	W'' в см ³	F в см ²	d в мм	S в мм	W в см ³	W в см ³	W' в см ³	W'' в см ³	F в см ²
20	17	0,719	0,638	1,265	1,455	2,91	88	75	61,5	54,5	108,1	124,3	56,4
22	19	0,973	0,863	1,711	1,969	3,57	92	80	71,6	63,5	125,9	144,9	62,9
25	22	1,455	1,290	2,56	2,94	4,70	98	85	86,3	76,6	151,8	174,6	71,2
32	27	2,92	2,59	5,13	5,91	7,39	105	90	105,0	93,0	184,5	212	80,8
38	32	4,89	4,33	8,60	10,00	10,40	110	95	121,7	107,9	214	246	89,3
42	36	6,72	5,96	11,81	13,59	12,93	115	100	140,0	124,1	246	283	98,3
48	41	10,00	8,86	17,58	20,2	16,83	120	105	160,0	141,8	281	324	107,7
52	46	13,16	11,67	23,1	26,6	20,5	130	110	196,7	174,4	346	398	122,3
58	50	17,80	15,78	31,3	36,0	24,8	135	115	222,0	197,0	391	449	132,8
65	55	24,5	21,8	43,2	49,6	30,6	140	120	249,0	220,0	437	503	143,6
70	60	31,1	27,6	54,7	62,9	35,9	150	130	310	275	545	627	166,7
75	65	38,7	34,3	58,1	78,3	41,7	155	135	343	304	603	693	178,7
82	70	49,8	44,2	87,6	100,8	49,1	165	145	418	371	735	845	204

9. Коэффициенты снижения моментов сопротивления и площади сечения для валов, ослабленных поперечным отверстием

$W = \xi \frac{\pi d^3}{32};$ $W_{\kappa} = \xi_{\kappa} \frac{\pi d^3}{32};$ $F = \xi_F \frac{\pi d^2}{4}$			
			
$\frac{a}{d}$	ξ	ξ_{κ}	ξ_F
0	1,000	1,000	1,000
0,05	0,925	0,964	0,936
0,10	0,850	0,926	0,873
0,15	0,775	0,884	0,809
0,20	0,700	0,840	0,746
0,25	0,625	0,791	0,682
0,30	0,550	0,740	0,618
0,35	0,475	0,686	0,555
0,40	0,400	0,630	0,490
0,45	0,330	0,573	0,426
0,50	0,270	0,515	0,364
0,55	0,215	0,458	0,300
0,60	0,170	0,400	0,235

10. Минимально допустимые значения запаса прочности при расчете на статическую прочность

Условия изготовления, расчета и точность экспериментальных данных	n_{\min}
Повышенная пластичность ($\sigma_T/\sigma_s < 0,6$), высокая точность определения напряжений, достоверность механических характеристик, однородность технологии	1,1—1,3
Пластичный материал ($\sigma_T/\sigma_s = 0,6 \div 0,8$), приближенная расчетная схема, умеренная однородность технологии, осредненные механические свойства	1,3—1,5
Умеренная пластичность ($\sigma_T/\sigma_s = 0,8 \div 0,9$), пониженная точность расчета, неоднородность технологии	1,5—2,0
Валы из материалов, склонных к хрупкому разрушению, литые валы	2,0—3,0

где M_a и $M_{a\kappa}$ — соответственно амплитудные изгибающий и крутящий моменты в сечении; W — момент сопротивления при изгибе; α — коэффициент, характеризующий кон-

центрацию напряжений в рассматриваемом сечении, дается в табл. 12.

Сечения, в которых величина α имеет наибольшее значение или значение, отличающееся от наибольшего не более чем на 30%, являются опасными и подлежат расчету на выносливость.

При переменном режиме длительных нагрузок для расчета используются приведенные амплитуды напряжений:

$$(\sigma_a)_{np} = (\sigma_a)_{наиб} k_{долг}^{\sigma};$$

$$(\tau_a)_{np} = (\tau_a)_{наиб} k_{долг}^{\tau}, \quad (8)$$

где $(\sigma_a)_{наиб}$, $(\tau_a)_{наиб}$ — амплитуды напряжений циклов от действия наибольшей длительно действующей нагрузки;

$$k_{долг}^{\sigma} = \sqrt[m]{\sum \frac{n_i}{a N_0} \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a наиб}} \right)^m} \quad (9a)$$

— коэффициент долговечности по нормальным напряжениям;

$$k_{долг}^{\tau} = \sqrt[m]{\sum \frac{n_i}{a N_0} \left(\frac{\tau_{ai}}{\tau_{a наиб}} \right)^m} \quad (9b)$$

коэффициент долговечности по касательным напряжениям. Здесь n_i — общее число циклов нагружений при

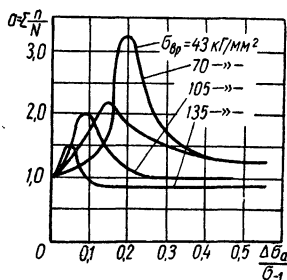


Рис. 5. График коэффициента α в зависимости от режима нагружения

напряжения σ_{ai} ; τ_{ai} ; m — показатель степени уравнения кривой усталости; N_0 — число циклов, соответствующее точке излома кривой усталости; значения m и N_0 приведены в табл. 13; a — коэффициент сопротивления перегрузкам [6], для одноступенчатого изменения напряжений [7] значения a приведены на

11. Значения критерия необходимости проведения расчета на выносливость ν для различных случаев концентрации напряжений

Материал	Характеристика материала $\sigma_{\text{т}}$ $\sigma_{\text{в}}$	$M_{\text{наиб. крат.}}$ $M_{\text{наиб. длит}}$	Критерий ν							
			Прессовая посадка	Напряженная посадка	Скользящая посадка	Шпонки	Шлицы	Галтель, выточка $r/d \approx 0,02$ и поперечные отверстия	Галтель, выточка $r/d \approx 0,1$	Гладкий вал
Углеродистые стали	1,2	4 3 2 1,5 1	2 3,5 5 7,5	1,5 2,5 3,5 5,5	1,25 1,5 3,5 5	1,5 2 3,5 5,5	2,5 3 3,5 7,5	2 3 4 5 7,5	1,5 2 3 3,5 5,5	— 1,5 2 3 3,5
		4 3 2 1,5 1	2,75 3,5 5,5 7,5 11	2 3 4 5,5 8	2 3 3,5 5 7,5	2 3 4 5,5 8	2,5 3,5 5,5 7,0 10	2,5 3,5 5,5 7 10	1,75 2 3,5 5 7	— 1,5 2 3,5 4
Легированные стали	1,5	4 3 2 1,5 1	3 4 6 8 12	2,25 3 5 6 9	2 3 4 5,5 8	2,25 3 4 5,5 9	2,5 3,5 5,5 7 10	2,75 3,5 5,5 7 11	1,75 3,0 3,5 5 7	— 1,5 3 3,5 5
		4 3 2 1,5 1	4,25 5,5 9 11,5 17	3,25 4 6 8 13	3,75 3,5 5,5 7,5 11	3 4 6 8 11,5	3,5 5 7 9 13,5	3,5 5 7 9 13,5	2,5 3,5 5 6 9,5	— 2 3 3,5 5,5
	2,1	4 3 2 1,5 1	5,5 7,5 11 15 21,5	4 5,5 8 11 16	3,5 5 7,5 9,5 14	3,75 5 7,5 10 15	3,75 5 7,5 10 15	4 5,5 8 10 15,5	2,75 3,5 5,5 9,75 11	— 2 3,5 4 6

рис. 5 в зависимости от перепада напряжений ступеней $\frac{\Delta \sigma_a}{\sigma_{-1}}$ при одинаковой длительности ступеней. При более сложных случаях изменения напряжений в процессе эксплуатации вала впрямь до накопления экспериментальных данных можно при-

нимать $a = 1$. При установившемся режиме длительно действующих нагрузок коэффициенты долговечности

$$k_{\sigma_{\text{долг}}} = \sqrt[m]{\frac{\sum n_i}{aN_0}}; \quad (10)$$

$$k_{\tau_{\text{долг}}} = \sqrt[m]{\frac{\sum n_i}{aN_0}}.$$

12. Значения коэффициента α , характеризующего концентрацию напряжений в сечении

Галтель $r/d \approx 0,02$	Поперечное отверстие	Шпонки	Шлицы	Посадка	
				подшипника	шестерни
2,0	2,1	2,0	2,5	3,0	2,0

Значения коэффициентов долговечности ограничены пределами

$$0,6 \leq k_{\sigma_{\text{долг}}} \leq 1.$$

Пределы выносливости вала (в данном сечении) составляют

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(k_{\sigma})_D}; \quad (\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(k_{\tau})_D}, \quad (11)$$

13. Значения показателя степени m и абсциссы N_0 точки излома кривой усталости при изгибе для конструктивных сталей

Виды образцов	m	N_0
Образцы без концентрации напряжений полированные	9—18	$(1 \div 4) \cdot 10^6$
Образцы с концентрацией напряжений полированные	6—10	$(1 \div 4) \cdot 10^6$
Вал с напрессовкой	6—10	$(6 \div 10) \cdot 10^6$
При наличии поверхностного упрочнения	18—20	$(1 \div 5) \cdot 10^6$

Примечания: 1. Увеличение абсолютных размеров или повышение концентрации напряжений снижает значение показателя степени m и увеличивает значение N_0 .

2. При отсутствии данных о значении показателя степени m при кручении можно принимать значения, приведенные для изгиба.

3. При наличии экспериментальных данных для деталей и подобных им моделей величины m и N_0 следует определять непосредственно по кривым усталости.

где коэффициенты концентрации для данного сечения вала

$$(k_{\sigma})_D = \frac{k_{\sigma} + k_n^{\sigma} - 1}{\varepsilon_{\sigma}};$$

$$(k_{\tau})_D = \frac{k_{\tau} + k_n^{\tau} - 1}{\varepsilon_{\tau}}. \quad (12)$$

Значения коэффициентов концентрации напряжений k_{σ} и k_{τ} для наиболее употребительных конструктивных форм прямых валов даны в табл. 14—20. В табл. 14, 15 приведены данные по коэффициентам концентрации для галтельных переходов; эти данные могут быть использованы для определения коэффициентов концентрации в галтельном переходе при коротком бурте по формулам

$$\left. \begin{aligned} k_{\sigma l} &= 1 + \xi_{\sigma} (k_{\sigma} - 1); \\ k_{\tau l} &= 1 + \xi_{\tau} (k_{\tau} - 1); \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

где ξ_{σ} и ξ_{τ} даны на рис. 6 в зависимости от длины бурта и от отноше-

ния радиуса галтели к диаметру вала [8].

Коэффициенты влияния шероховатости поверхности $k_n^{\sigma} \approx k_n^{\tau}$ даны в табл. 21.

Особое значение имеет обработка поверхности валов из высокопрочных легированных сталей.

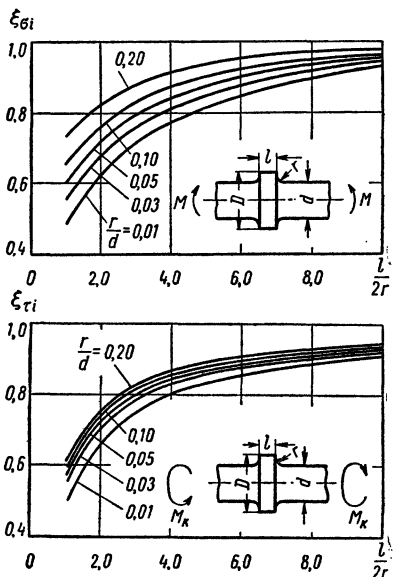


Рис. 6. Коэффициенты ξ_{σ} и ξ_{τ} в зависимости от длины бурта l и от отношения радиуса галтели к диаметру вала r/d

Значения коэффициентов влияния абсолютных размеров валов ε_{σ} и ε_{τ} приведены в табл. 22. При наличии посаженной на вал детали коэффициент состояния поверхности в месте посадки не учитывается, а влияние абсолютных размеров носит специфический характер; в связи с этим в табл. 23 для посаженных деталей приведены значения $\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}}$ и $\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}}$.

Если в одном и том же сечении вала действует несколько источников концентрации напряжений, то следует принимать в расчет те из них, которые дают наибольшие значения коэффициентов $(k_{\sigma})_D$ и $(k_{\tau})_D$.

14. Эффективные коэффициенты концентрации при изгибе k_σ для валов с галтельным переходом

σ_θ в кг/мм ²	Отношение h/r													
	1					2					3		5	
	Отношение r/d													
	0,01	0,02	0,03	0,05	0,10	0,01	0,02	0,03	0,05	0,01	0,02	0,03	0,01	0,02
40	1,34	1,41	1,59	1,54	1,38	1,51	1,76	1,76	1,70	1,86	1,90	1,89	2,07	2,09
50	1,36	1,44	1,63	1,59	1,44	1,54	1,81	1,82	1,76	1,90	1,96	1,96	2,12	2,16
60	1,38	1,47	1,67	1,64	1,50	1,57	1,86	1,88	1,82	1,94	2,02	2,03	2,17	2,23
70	1,40	1,49	1,71	1,69	1,55	1,59	1,91	1,94	1,88	1,99	2,08	2,10	2,23	2,30
80	1,41	1,52	1,76	1,73	1,61	1,62	1,96	1,99	1,95	2,03	2,13	2,16	2,28	2,38
90	1,43	1,54	1,80	1,78	1,66	1,64	2,01	2,05	2,01	2,08	2,19	2,23	2,34	2,45
100	1,45	1,57	1,84	1,83	1,72	1,67	2,06	2,11	2,07	2,12	2,25	2,30	2,39	2,52
120	1,49	1,62	1,92	1,93	1,83	1,72	2,16	2,23	2,19	2,21	2,37	2,44	2,50	2,66

15. Эффективные коэффициенты концентрации при кручении k_τ для валов с галтельным переходом (см. эскизы табл. 14)

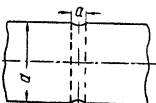
σ_θ в кг/мм ²	Отношение h/r													
	1					2				3			5	
	Отношение r/d													
	0,01	0,02	0,03	0,05	0,1	0,01	0,02	0,03	0,05	0,01	0,02	0,03	0,01	0,02
40	1,26	1,33	1,39	1,42	1,37	1,37	1,53	1,52	1,50	1,54	1,59	1,61	2,12	2,03
50	1,28	1,35	1,40	1,43	1,38	1,39	1,55	1,54	1,53	1,57	1,62	1,65	2,18	2,08
60	1,29	1,36	1,42	1,44	1,39	1,40	1,58	1,57	1,57	1,59	1,66	1,68	2,24	2,12
70	1,29	1,37	1,44	1,46	1,42	1,42	1,59	1,59	1,59	1,61	1,69	1,72	2,3	2,17
80	1,30	1,37	1,45	1,47	1,43	1,43	1,61	1,61	1,62	1,64	1,72	1,74	2,37	2,22
90	1,30	1,38	1,45	1,50	1,45	1,44	1,62	1,64	1,65	1,66	1,75	1,77	2,42	2,26
100	1,31	1,39	1,48	1,51	1,46	1,46	1,65	1,66	1,68	1,68	1,79	1,81	2,48	2,31
120	1,32	1,42	1,52	1,54	1,50	1,47	1,68	1,71	1,74	1,73	1,86	1,88	2,6	2,40

16. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с выточкой

<div> σ_{θ} в кг/мм^2 </div>	При изгибе k_{σ}														При кручении k_{τ}											
	Отношение h/r														Отношение r/d											
	0,5					1					2															
	Отношение r/d																									
	0,01	0,02	0,03	0,05	0,10	0,01	0,02	0,03	0,05	0,01	0,02	0,03	0,05	0,10	0,01	0,02	0,03	0,05	0,10	0,10						


40	1,88	1,79	1,72	1,61	1,44	2,09	1,99	1,91	1,79	2,29	2,18	2,10	2,38	2,28	1,60	1,51	1,44	1,34	1,17	
50	1,93	1,84	1,77	1,66	1,48	2,15	2,05	1,97	1,85	2,36	2,25	2,16	2,47	2,35	1,70	1,60	1,52	1,40	1,20	
60	1,98	1,89	1,82	1,71	1,52	2,21	2,11	2,03	1,91	2,43	2,32	2,22	2,56	2,42	1,80	1,69	1,60	1,46	1,23	
70	2,04	1,95	1,87	1,77	1,55	2,27	2,17	2,08	1,97	2,50	2,38	2,28	2,64	2,49	1,90	1,77	1,67	1,52	1,26	
80	2,09	2,00	1,92	1,82	1,59	2,37	2,23	2,14	2,03	2,56	2,45	2,35	2,73	2,56	2,00	1,86	1,75	1,57	1,28	
90	2,15	2,06	1,97	1,88	1,62	2,39	2,28	2,19	2,09	2,63	2,51	2,41	2,81	2,63	2,10	1,94	1,82	1,63	1,31	
100	2,20	2,11	2,02	1,93	1,66	2,45	2,35	2,25	2,15	2,70	2,58	2,47	2,90	2,70	2,20	2,03	1,90	1,60	1,34	
120	2,31	2,22	2,12	2,04	1,73	2,57	2,49	2,36	2,27	2,84	2,71	2,59	3,07	2,84	2,40	2,20	2,05	1,81	1,40	

17. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с поперечными отверстиями



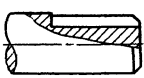

σ_{θ} в кг/мм^2	$\frac{a}{d} =$ $=0,05 \div 0,15$	$\frac{a}{d} =$ $=0,15 \div 0,25$	$\frac{a}{d} =$ $=0,05 \div 0,25$
	k_{σ} (изгиб)		k_{τ} (кручение)
40	1,90	1,70	1,70
50	1,95	1,75	1,75
60	2,00	1,80	1,80
70	2,05	1,85	1,80
80	2,10	1,90	1,85
90	2,15	1,95	1,90
100	2,20	2,00	1,90
120	2,30	2,10	2,00

18. Эффективные коэффициенты концентрации для валов со шлицами



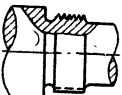
σ_{θ} в кг/мм^2	k_{σ} (изгиб)	k_{τ} (кручение)	
		прямобо- чные шлицы	эвольвент- ные шпи- цы и зубья валов — шестерен
40	1,35	2,10	1,40
50	1,45	2,25	1,43
60	1,55	2,36	1,46
70	1,60	2,45	1,49
80	1,65	2,55	1,52
90	1,70	2,65	1,55
100	1,72	2,70	1,58
120	1,75	2,80	1,60

19. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов со шпоночным пазом

	σ_{σ} в кг/мм ²	k_{σ} (изгиб)		k_{τ} (кру- чение)
		a	б	
	40	1,51	1,30	1,20
	50	1,64	1,38	1,37
	60	1,76	1,46	1,54
	70	1,89	1,54	1,71
	80	2,01	1,62	1,88
	90	2,14	1,69	2,05
	100	2,26	1,77	2,22
	120	2,50	1,92	2,39

Обозначения: а — для шпоночных пазов, выполненных торцовой фрезой; б — для пазов, выполненных дисковой фрезой.

20. Эффективные коэффициенты концентрации при изгибе для валов с метрической резьбой

	σ_{σ} в кг/мм ²	k_{σ}	σ_{σ} в кг/мм ²	k_{σ}
	40	1,45	80	2,32
	50	1,78	90	2,47
	60	1,96	100	2,61
	70	2,20	120	2,90

Примечание. Значение k_{τ} (кручение) принимается равным единице.

21. Коэффициенты состояния поверхности k_n (при изгибе и кручении)

Вид обработки	σ_{σ} в кг/мм ²		
	40	80	120
	k_n		
Шлифование $\nabla 9 \div \nabla 10$	1	1	1
Обточка $\nabla 6 \div \nabla 8$	1,05	1,1	1,25
Облировка $\nabla 3 \div \nabla 5$	1,2	1,25	1,5
Необработанная поверхность (окалина и т. д.)	1,3	1,5	2,2

22. Коэффициенты влияния абсолютных размеров

Наименьший из примыкающих к зоне концентрации диаметр вала d в мм	Углеродистые стали		Легированные стали
	ε_{σ}	ε_{τ}	ε_{σ}
Св. 20 до 30	0,91	0,89	0,83
> 30 > 40	0,88	0,81	0,77
> 40 > 50	0,84	0,78	0,73
> 50 > 60	0,81	0,76	0,70
> 60 > 70	0,78	0,74	0,68
> 70 > 80	0,75	0,73	0,66
> 80 > 100	0,73	0,72	0,64
> 100 > 120	0,70	0,70	0,62
> 120 > 150	0,68	0,68	0,60
> 150 > 500	0,60	0,60	0,54

Примечание. Значения ε_{τ} для легированных сталей те же, что для углеродистых.

Коэффициенты запаса прочности по нормальным напряжениям

$$n_{\sigma} = \frac{(\sigma_{-1})_D}{(\sigma_a)_{np} + (\psi_{\sigma})_D \sigma_m}; \quad (14a)$$

по касательным напряжениям

$$n_{\tau} = \frac{(\tau_{-1})_D}{(\tau_a)_{np} + (\psi_{\tau})_D \tau_m}. \quad (14б)$$

Здесь

$$(\psi_{\sigma})_D = \frac{\psi_{\sigma}}{(k_{\sigma})_D}; \quad (\psi_{\tau})_D = \frac{\psi_{\tau}}{(k_{\tau})_D}. \quad (15)$$

Общий запас прочности по пределу выносливости для валов из пластичных материалов

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}. \quad (16)$$

Величины запасов прочности по пределу выносливости для валов, полученные в результате расчета, не должны быть ниже величин, полученных на основе изучения опыта эксплуатации и конструирования валов аналогичных машин.

Если отсутствуют соответствующие величины минимально допу-

23. Коэффициенты концентрации $(k_{\sigma})_D$ и $(k_{\tau})_D$ для валов с посаженными деталями

Диаметр в мм	Посадка	σ в кг/мм ²							
		40	50	60	70	80	90	100	120
$k_{\sigma}(D)$ (изгиб)									
30	Пр	2,25	2,5	2,75	3,0	3,25	3,5	3,75	4,25
	Н	1,69	1,83	2,06	2,25	2,44	2,63	2,82	3,19
	С	1,46	1,63	1,79	1,95	2,11	2,28	2,44	2,76
50	Пр	2,75	3,05	3,36	3,66	3,96	4,28	4,60	3,20
	Н	2,06	2,28	2,52	2,75	2,97	3,20	3,45	3,90
	С	1,80	1,98	2,18	2,38	2,57	2,78	3,0	3,40
100 и более	Пр	2,95	3,28	3,60	3,94	4,25	4,60	4,90	5,6
	Н	2,22	2,46	2,70	2,96	3,20	3,46	3,98	4,20
	С	1,92	3,13	2,34	2,56	2,76	3,0	3,18	3,64
$(k_{\tau})_D$ (кручение)									
30	Пр	1,75	1,9	2,05	2,2	2,35	2,5	2,65	2,95
	Н	1,41	1,53	1,64	1,75	1,86	1,98	2,09	2,31
	С	1,28	1,38	1,47	1,57	1,67	1,77	1,86	2,06
50	Пр	2,05	2,23	2,52	2,60	2,78	3,07	3,26	3,62
	Н	1,64	1,87	2,03	2,15	2,28	2,12	2,57	2,74
	С	1,48	1,60	1,71	1,83	1,95	2,07	2,20	2,42
100 и более	Пр	2,17	2,37	2,56	2,76	2,95	3,16	3,34	3,76
	Н	1,63	1,88	2,04	2,18	2,32	2,48	2,80	2,92
	С	1,55	1,68	1,83	1,94	2,06	2,20	2,31	2,58
Примечания: 1. Для посадки колец подшипников качения следует принимать значения $(k_{\sigma})_D$ и $(k_{\tau})_D$ по строке соответствующей прессовой посадки (Пр). 2. Значения $(k_{\sigma})_D$ и $(k_{\tau})_D$ для промежуточных величин диаметров определяются интерполяцией.									

СТИМЫХ запасов прочности, то принимают:

При высокой точности определения напряжений, достоверных механических характеристиках, однородности технологии 1,3—1,5

При приближенной расчетной схеме, осредненных механических характеристиках, умеренных требованиях к технологии 1,5—1,8

При пониженной точности расчета, пониженной однородности материала и технологии, для валов большого диаметра ($d > 200$ мм) 1,3—2,5

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ

Методика определения газовых и инерционных сил, сил от колебаний

и от смещения опор подробно рассмотрена в ряде руководств [10, 9]. Для расчета вала на прочность необходимо располагать величинами радиальных и тангенциальных нагрузок на колено, сил инерции противовесов и шек и величинами моментов, скручивающих коренные шейки колена.

Наиболее распространенным является расчет вала по разрезной схеме, т. е. когда коленчатый вал рассматривается состоящим из отдельных колен, разрезанных по средним сечениям коренных шеек. Такая схема оказывается наиболее простой и, вместе с тем, дает близкие к действительности результаты

24. Усилия в опасных сечениях коленчатого вала

Элементы коленчатого вала	Изгиб	Кручение
Коренные шейки	—	$M_{\kappa i}$
Шатунные шейки (по середине шейки)	<p>В плоскости колена</p> $M_x = X_i a_1 - P_{j1x} (a_1 - m_1 - s_1) + P_{j2y} (a_1 - m_1). \quad (17)$ <p>В перпендикулярной плоскости</p> $M_y = Y_i a_1 - P_{j1y} (a_1 - m_1 - s_1) \quad (18)$	$M_{\kappa i} = M_{\kappa i} - Y_i R \quad (19)$
Щеки (сечение 1-2)	<p>В плоскости колена</p> $M_x = m_1 X_i + P_{j1x} s_1. \quad (20)$ <p>В перпендикулярной плоскости $M_{\kappa i}$</p> <p style="text-align: center;">—</p>	—
	Растяжение (сжатие)	
	$S = P_{j1x} - X_i \quad (21)$	
Опорные реакции		
	$X_i = \frac{a_2}{L} Z_c + \frac{L - m_1 - s_1}{L} P_{j1x} + \frac{m_2 + s_2}{L} P_{j2x} - \frac{L - m_1 + m_2}{L} P_{j2y}; \quad (22)$	
	$Y_i = \frac{a_2}{L} T_c + \frac{L - m_1 - s_1}{L} P_{j1y} + \frac{m_2 + s_2}{L} P_{j2y}. \quad (23)$	
<p>Сила Z_c считается положительной, если сжимает щеку; T_c считается положительной, если направлена по вращению вала; i — порядковый номер колена.</p> <p>Примечание. Обозначения см. на рис. 7.</p>		

при податливых опорах и картере, при износе опор, при значительных зазорах в подшипниках. Эта же схема дает удовлетворительные результаты для валов, у которых напряженность шеек от кручения существенно превышает напряженность от изгиба (например, в рядных авиационных двигателях [10]).

В табл. 24 приведены формулы для определения реакций опор и изгибающих и крутящих моментов в характерных точках колена при расчете коленчатого вала по разрезной схеме. Радиальная и тангенциальная нагрузки считаются приложенными в середине длины шатунной шейки, реакции — в середине коренных.

Коленчатые валы, как правило, рассчитываются на усталость от пе-

ременных напряжений изгиба и кручения. Опасными являются сечения в шейках по отверстию для смазки, в щеках — по галтели сопряжения шейки и щеки с внутренней стороны шейки; в случае толстых и узких щек разрушение может начаться с угла щеки. На рис. 7 представлена схема опасных сечений вала.

Коренная шейка промежуточного колена рассчитывается только на кручение и номинальное напряжение

$$\tau = \frac{M_{\kappa i}}{W_{\kappa}}, \quad (24)$$

$$\text{где } W_{\kappa} = \frac{\pi}{16} D^3 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right]; \quad (25)$$

наличие масляного канала (сверления) не учитывается; D и d — соот-

ветственно наружный и внутренний диаметр коренной шейки.

Шатунная шейка рассчитывается на кручение и изгиб, опасным сечением является сечение по смазочному отверстию (рис. 7).

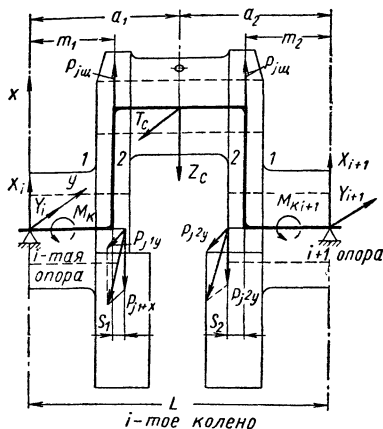


Рис. 7. Схема нагружения и опасных сечений колена вала

Номинальное напряжение от кручения

$$\tau = \frac{M_{\kappa ш}}{W_{\kappa}}. \quad (26)$$

Номинальные напряжения от изгиба

$$\sigma_x = \frac{M_x}{W}; \quad \sigma_y = \frac{M_y}{W}, \quad (27)$$

где

$$W = \frac{\pi}{32} D^3 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right]. \quad (28)$$

За счет влияния шек коленчатого вала распределение напряжений в среднем сечении шейки отличается от номинального. В табл. 25 приведены коэффициенты, отражающие влияние различных конструктивных параметров колена вала на распределение напряжений в шейке [11].

Неравномерность распределения напряжений по поверхности вала в расчетном сечении учитывается коэффициентами β , также приведенными в табл. 25. Напряжения в шейках вала с учетом общей неравномер-

ности распределения напряжений составляют от кручения

$$\tau = \beta_{\kappa} \frac{M_{\kappa}}{W_{\kappa}}, \quad (29)$$

а от изгиба в некоторой точке поверхности вала, определяемой углом θ ,

$$\sigma = \frac{M_x}{W} \beta_1 + \frac{M_y}{W} \beta_2. \quad (30)$$

Значения изгибающих и крутящих моментов меняются от минимального до максимального в зависимости от угла поворота кривошипа. Максимальные и минимальные значения напряжений от изгиба в общем случае определяются сочетанием некоторых значений изгибающих моментов в плоскости колена и в перпендикулярной к ней плоскости; они вычисляются обычно для угла θ , соответствующего расположению отверстия для смазки, так как в этой точке сечения имеет место значительная концентрация напряжений. Максимальные и минимальные значения касательных и нормальных напряжений определяют амплитуды и средние напряжения цикла, см. стр. 221, формулы (5) и (6).

Кручение шейки с отверстием для смазки вызывает появление по контуру отверстия нормальных напряжений; суммирование этих напряжений с напряжениями от изгиба может быть проведено по формуле

$$(\sigma)_{\text{сум}} = \eta_{\alpha} \sigma_{\alpha} + \eta_{\kappa} \alpha_{\kappa} \tau_{\alpha}, \quad (31)$$

где α и α_{κ} — коэффициенты концентрации напряжений в поперечном

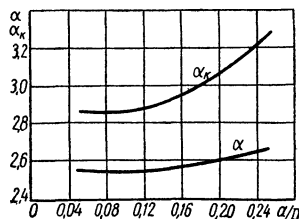
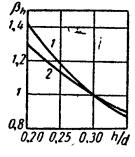
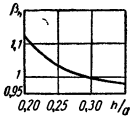
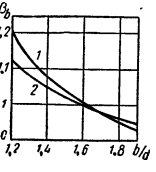
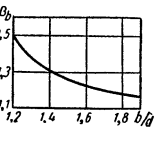
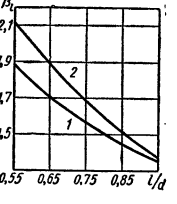
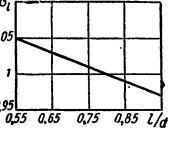
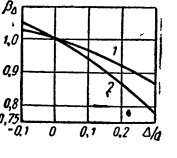
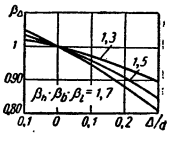


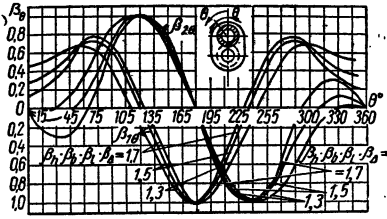
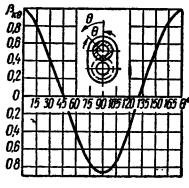
Рис. 8. Коэффициенты концентрации напряжений в поперечном отверстии при изгибе (α) и при кручении (α_{κ})

отверстия соответственно при изгибе и при кручении, приведенные на рис. 8, в зависимости от отношения

25. Влияние конструктивных параметров колена вала на распределение напряжений в шейке

Коэффициент	Конструктивный параметр коленчатого вала	Изгиб в плоскости колена (1) и в перпендикулярной плоскости (2)	Кручение
β_h	Толщина щеки h/d		
β_b	Ширина щеки b/d		
β_l	Длина шейки l/d		
β_Δ	Степень перекрытия Δ/d		

Продолжение табл. 25

Коэф- фициент	Конструктивный параметр коленчатого вала	Изгиб в плоскости колена (1) и в перпендикулярной плоскости (2)	Кручение
β_θ	Угол расположения смазочного отверстия θ		
β	Коэффициент общей неравномерности распределения напряжений	$\beta = \beta_\theta \beta_h \beta_b \beta_l \beta_\Delta$	$\beta_\kappa = 1 +$ $+ \beta_\theta [\beta_h \beta_b \beta_l \beta_\Delta - 1] =$ $= 1 + \beta - \beta_\theta$

диаметра отверстия a к диаметру шейки D ; η и η_κ — коэффициенты, характеризующие относительную напряженность на кромке попереч-

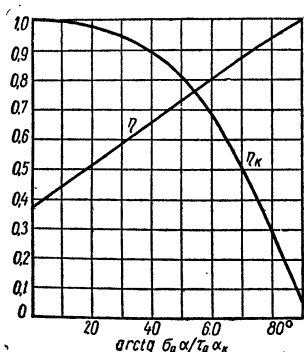


Рис. 9. Коэффициенты η и η_κ относительной напряженности на кромке поперечного отверстия

ного отверстия в месте расположения наибольших суммарных напряжений; определяются по рис. 9 в зависимости от отношения $\frac{\sigma_a \alpha}{\tau_a \alpha_\kappa}$ для случая, когда ось отверстия перпендикулярна оси шейки вала.

Щека по галтели сопряжения с шейкой рассчитывается на изгиб в плоскости колена, в этом же сечении действуют касательные напряжения от кручения шейки. Номинальные напряжения от изгиба и растяжения (сжатия) щеки в галтели сопряжения составляют (см. рис. 7)

$$\sigma_{щ} = \mp \frac{M_{щ}}{W} + \frac{S}{F}; \quad (32)$$

здесь

$$W = \frac{bh^3}{6}; \quad F = bh. \quad (33)$$

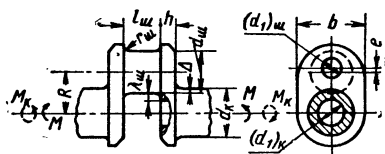
Номинальные напряжения от кручения в галтели сопряжения

$$\tau_{щ} = \frac{M_\kappa}{W_\kappa}, \quad (34)$$

где W_κ определяется по формуле (25).

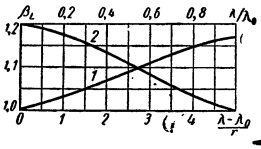
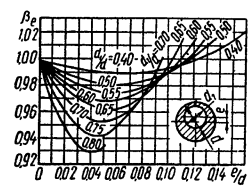
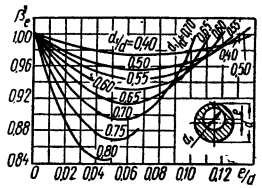
За счет влияния конфигурации вала, конструктивных особенностей щек и шеек на напряженное состояние должна быть учтена общая неоднородность распределения напряжений в сечении щеки и шейки. В табл. 26 приведены значения коэффициентов, отражающих влияние различных конструктивных параметров на общую неравномерность распределения напряжений [12].

26. Влияние конструктивных параметров колена вала на распределение напряжений в сопряжении щеки и шейки



Коэф- фици- ент	Конструктивный параметр коленчатого вала	Изгиб	Кручение
β_b	Ширина щеки b/d		
β_{d_1}	Диаметр отверстия шейки d_1/d		—
β_h	Толщина щеки h/d	—	
β_Δ	Степень перекры- тия Δ/d		

Продолжение табл. 26

Коэффициент	Конструктивный параметр коленчатого вала	Изгиб	Кручение
β_L	Удаленность галтели от отверстия в щеке λ/λ_0		—
β_e	Эксцентриситет e/d		
β	Коэффициент общей неравномерности распределения напряжений	$\beta = \beta_b \beta_{d_1} \beta_{\Delta} \beta_L \beta_e$	$\beta_k = \beta_b \beta_h \beta_{\Delta} \beta_e$

Примечание. Оптимальная удаленность λ_0 облегчающего отверстия в зависимости от степени перекрытия приблизительно определяется по формуле.

$$\lambda_0 = 3 \left(1 - 2,25 \frac{\Delta}{d} \right) r. \quad (35)$$

Если фактическая удаленность отверстия в смежной щеке λ больше оптимальной ($\lambda/\lambda_0 > 1$), то β_L определяется по кривой 1, если λ меньше λ_0 , то β_L определяется по кривой 2.

Напряжения в сечении щек от изгиба в плоскости колена составляют

$$\sigma = \sigma_{\psi} \beta. \quad (36)$$

Напряжения в шейке от кручения

$$\tau = \tau_{\psi} \beta_k. \quad (37)$$

Максимальные и минимальные значения напряжений соответствуют максимальным и минимальным значениям изгибающих и крутящих мо-

ментов, по ним определяются амплитуды и средние напряжения цикла.

Местная неравномерность (концентрация) напряжений в галтельном переходе определяется при изгибе отношением радиуса галтели к толщине щеки (r/h), при кручении — отношением радиуса галтели к диаметру шейки (r/d). Коэффициенты концентрации напряжений в галтельном переходе при изгибе α определяются по рис. 10, при кручении α_k — по рис. 11.

С учетом концентрации напряжений в галтельном сопряжении щеки с шейкой амплитуды напряжений составляют

$$\sigma_a = \sigma_{aщ} \beta_a; \quad \tau_a = \tau_{aщ} \beta_k \alpha_k. \quad (38)$$

Угловые точки щеки напряжены от изгиба в двух плоскостях и от растя-

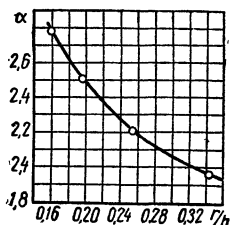


Рис. 10. Коэффициент концентрации напряжений в галтели при изгибе (α)

жения (сжатия), и расчетные напряжения составляют

$$\sigma = \frac{M_{щ}}{W_x} + \frac{M_{ки}}{W_y} + \frac{S}{F}. \quad (39)$$

Учитывать неравномерность распределения напряжений в угловых точках не обязательно.

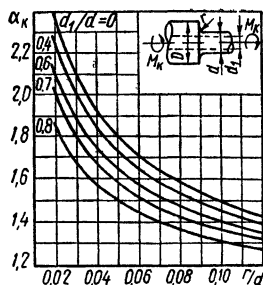


Рис. 11. Коэффициент концентрации напряжений в галтели при кручении (α_k)

Коэффициенты концентрации напряжений α и α_k в галтели сопряжения щеки и шейки и в отверстии для смазки в шейке получены тензо-

метрированием. Значения эффективных коэффициентов концентрации для расчета вала на усталость определяются из зависимостей

$$k_\sigma = 1 + q_\sigma (\alpha_\sigma - 1); \quad k_\tau = 1 + q_\tau \times (\alpha_\tau - 1), \quad (40)$$

где q — коэффициент чувствительности, определяемый из диаграммы рис. 12 в зависимости от предела прочности стали, отношения предела текучести к пределу прочности

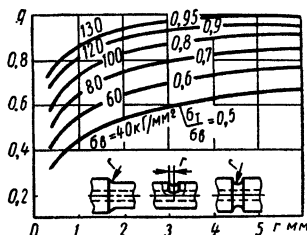


Рис. 12. Коэффициент чувствительности q в зависимости от предела прочности стали σ_s (отношения σ_T/σ_s) и от радиуса надреза

и градиента напряжений в зоне концентрации [13]:

$$q_\sigma = \frac{(q)_{\sigma_s} + (q)_{\sigma_T/\sigma_s}}{2} \quad \text{и} \quad q_\tau = (q)_{\sigma_T/\sigma_s}. \quad (41)$$

Переменность режима нагрузок на вал можно учитывать так же, как и для прямых валов, коэффициентом долговечности $k_{долг}$ (см. стр. 223), влияние состояния поверхности и абсолютных размеров — по данным табл. 13 и 22.

Запас прочности коленчатого вала при расчете на выносливость определяется по формулам:

в зоне поперечного отверстия

$$n = \frac{\sigma_{-1} e_\sigma}{k_\sigma \eta \sigma_a + k_\tau \eta_k \tau_a + \psi_\sigma (\eta \sigma_m + \eta_k \tau_m)}; \quad (42)$$

в зоне галтели сопряжения щеки и шейки

$$\begin{aligned} n_{\sigma} &= \frac{\sigma_{-1}\varepsilon_{\sigma}}{k_{\sigma}\beta_{\sigma}\sigma_a + \psi_{\sigma}\beta_{\sigma}\sigma_m}; \\ n_{\tau} &= \frac{\tau_{-1}\varepsilon_{\tau}}{k_{\tau}\beta_{\tau}\tau_a + \psi_{\tau}\beta_{\tau}\tau_m}; \\ n &= \frac{n_{\sigma}n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}; \end{aligned} \quad (43)$$

в угловой точке щеки

$$\begin{aligned} n_{\sigma} &= \frac{\sigma_{-1}\varepsilon_{\sigma}}{\sigma_a + \psi_{\sigma}\sigma_m}; \\ n_{\tau} &= \frac{\tau_{-1}\varepsilon_{\tau}}{\tau_a + \psi_{\tau}\tau_m}; \\ n &= \frac{n_{\sigma}n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}. \end{aligned} \quad (44)$$

Величины запаса прочности по выносливости коленчатых валов двигателей при расчете их по разрезной схеме не должны быть меньше указанных в табл. 27 ([14, 10]).

27. Минимально допустимые значения запаса прочности по выносливости коленчатых валов двигателей

В элементах коленчатого вала	Авиационные двигатели	Судовые и автотракторные двигатели
В коренных шейках	2,5—4,0	3—5
В шатунных шейках	1,7—3,0	2,0—3,0
В щеке (в галтели)	1,3—1,5	1,5—2,0
В щеке (угловая точка)	1,5—2,0	1,5—2,0

Разделение уровней запасов прочности в известной мере условно. Величины, приведенные в табл. 27, учитывают различный уровень технологии производства валов — ковки, механической и термической обработки. Они приняты также с учетом того, что крутильные и изгибные колебания валов в расчете обычно не учитываются.

РАСЧЕТ ВАЛОВ НА ЖЕСТКОСТЬ

Жесткость вала (изгибная и крутильная) может иметь значение в тех случаях, когда его деформации су-

щественно влияют на работоспособность сопряженных с валом деталей, и в случаях, когда число оборотов вала может оказаться близким к критическому.

Расчет на жесткость сводится к определению величин прогибов и углов поворота при изгибе или углов закручивания при кручении вала и к сопоставлению полученных при этом значений с допускаемыми для валов, не несущих зубчатых колес (случай I). Или же расчет вала на жесткость имеет целью оценку влияния перемещений на работу связанных с валом зубчатых колес путем расчета последних с использованием данных о перемещениях вала (случай II).

В случае I расчет на жесткость неконсольного стального вала можно не проводить, если

$$\sigma_{\max} \leq 2500 \frac{d_{\max}}{l}, \quad (45)$$

где σ_{\max} — наибольшее напряжение изгиба (номинальное) в материале вала в кг/см^2 ; d_{\max} — наибольший из диаметров ступеней вала в см ; l — расстояние между опорами вала в см .

В случае I (для консольных валов и при $\sigma_{\max} > 2500 \frac{d_{\max}}{l}$ для неконсольных валов) грубо приближенные (завышенные) значения перемещений могут быть найдены по следующим формулам: для неконсольного вала

$$\left. \begin{aligned} \phi &= \frac{l}{d_{\max}^4} (3l\Sigma P + 16Ar) \times \\ &\quad \times 10^{-6} \text{ рад}; \\ v &= -\frac{l^2}{d_{\max}^4} (l\Sigma P + 3Ar) 10^{-6} \text{ см}; \end{aligned} \right\} \quad (46)$$

для консольного вала

$$\left. \begin{aligned} \phi &= \frac{l}{d_{\max}^4} (16a\Sigma Q + 3l\Sigma P + \\ &\quad + 16Ar) 10^{-6} \text{ рад}; \\ v &= -\frac{a}{d_{\max}^4} [16a(a+l)\Sigma Q + \\ &\quad + 3l^2\Sigma P + 8(3a+2l)Ar] 10^{-6} \text{ см}; \end{aligned} \right\} \quad (47)$$

здесь l — расстояние между опорами вала в см; d_{\max} — наибольший из диаметров ступеней вала, исключая узкие бурты, в см; ΣP — сумма абсолютных величин активных поперечных сил (независимо от их действительного взаимного расположения и направления), приложенных в пролете, в кг; ΣQ — то же, приложенных на консоли, в кг; A — наибольшая из осевых сил (независимо от того, на какой части пролета или консоли она действует) в кг; r — наибольшее из плеч осевых сил относительно оси вала в см; a — длина консоли — расстояние от точки приложения крайней нагрузки до ближайшей опоры в см; ϕ — наибольший угол наклона упругой линии вала на опоре в рад; v — наибольший прогиб вала в см.

Если $[\phi]$ — допустимый угол наклона упругой линии вала на опоре (в случае разных допустимых величин для разных опор — наименьшая из них) в рад; $[y]_n$ — допустимый прогиб вала в пролете в см; $[y]_k$ — допустимый прогиб вала на конце консоли в см, то при $\phi \leq [\phi]$ и $v \leq [y]$ расчет вала на жесткость не нужен; при $\phi > [\phi]$ или $v > [y]$ расчет вала на жесткость необходим. При наличии второй нагруженной консоли действующие на нее силы включают в сумму ΣP при определении ϕ и v для первой консоли; при определении ϕ и v для второй консоли в сумму ΣP включают силы, действующие на первую консоль.

В случае I (при необходимости проведения расчета на жесткость) и в случае II перемещения для валов рекомендуется определять графо-аналитическим методом (см. ниже пример расчета прямого вала).

При наличии на валу посаженных без зазора деталей диаметр эквивалентного по изгибной жесткости участка вала определяется по рис. 13

в зависимости от натяга $\frac{\delta}{d}$ и от

отношения $\frac{B}{d}$ длины участка (длины ступицы) к диаметру d вала при значении диаметра посаженной детали $D \approx 2d$.

При действии на вал нагрузок, расположенных в различных плоскостях, так же как и при определении моментов в сечении вала, их следует разложить на составляющие в двух взаимно перпендикулярных плоскостях и определить перемещения в каждой из этих плоскостей.

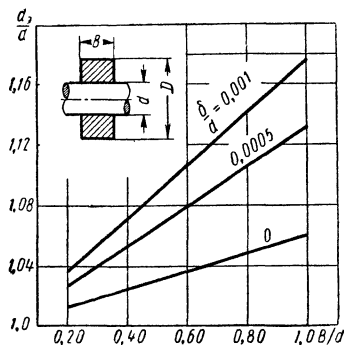


Рис. 13. Относительный эквивалентный по изгибной жесткости диаметр вала

Полное перемещение находится как геометрическая сумма этих перемещений.

Допустимые значения максимальных прогибов для валов, осуществляющих передачу движения, лежат в пределах 0,0001—0,0005 длины пролета. Значения прогибов в местах расположения зубчатых колес не должны превышать 0,01—0,03 модуля этих колес.

Допустимые значения прогибов рабочих валов технологических машин должны назначаться в соответствии со специфическими условиями их работы.

Допустимость полученных расчетом значений углов ϕ в местах посадки зубчатых колес оценивается по влиянию этого угла на нагрузочную способность зубчатой передачи с помощью коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца. Угол ϕ наклона вала под зубчатыми колесами не должен превышать 0,001 рад; в редких случаях допускается ϕ до 0,002 рад.

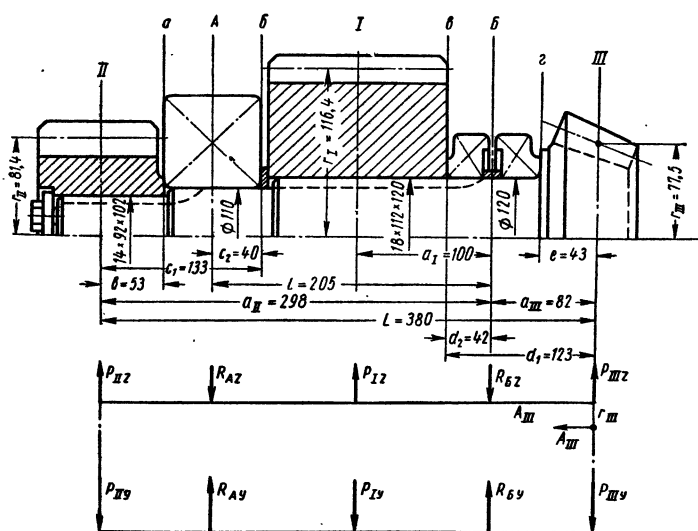
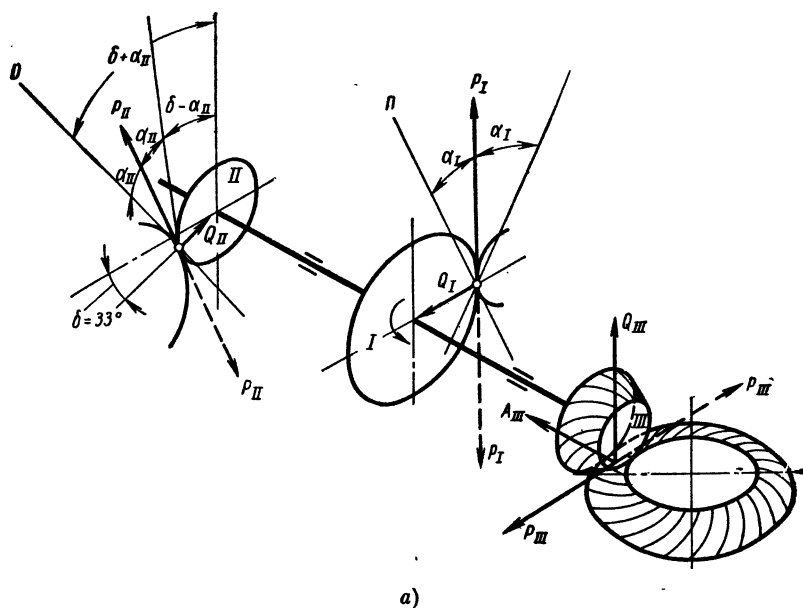


Рис. 14. Вал машины-орудия: а — схема нагружения; б — расчетная схема

Значения угла наклона вала на опорах качения не должны превышать в радианах: для цилиндрических роликоподшипников 0,0025, для конических 0,0016, для однорядных шарикоподшипников 0,005, для сферических подшипников 0,05; для двухрядных конических 0,0006.

Величина угла закручивания вала определяется по формуле

$$\varphi = \frac{32}{\pi G} \sum \frac{M_{\kappa i} l_i}{d_i^4 - d_{i0}^4} \text{ рад.} \quad (48)$$

где суммирование ведется по участкам вала. Здесь $M_{\kappa i}$ — крутящий момент, действующий на i -й участок вала, в $\kappa\text{Гсм}$; l_i — длина i -го участка вала в см ; d_i — диаметр этого участка вала в см ; d_{i0} — диаметр отверстия (канала) в см ; G — модуль сдвига материала вала в $\kappa\text{Г/см}^2$.

Расчет критических скоростей вала в связи с крутильными и изгибными колебаниями подробно рассмотрен в ряде руководств применительно к прямым и коленчатым валам [15], [16].

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ВАЛОВ

Пример 1. Произвести поверочный расчет промежуточного вала машины-орудия (рис. 14).

Индексы: А и Б — сечения вала на опорах; а, б, в, г — промежуточные сечения вала; 1, 2, 3 — ступени режима нагрузки; I, II, III — зубчатые колеса.

Крутящий момент подводится к валу через колесо I и отбирается через шестерню II для привода основного рабочего органа и через шестерню III для привода вспомогательного рабочего органа. Основной и вспомогательный рабочие органы, а также другие (не связанные с данным валом) органы машины приводятся в движение от общего электродвигателя с коэффициентом перегрузки $K = M_{\text{наиб. крат}} : M_{\text{наиб. длит}} = 2,6$. При нормальной работе машины двигатель развивает наибольший длительный момент $M_{\text{наиб. длит}}$, причем 0,67 этого момента отбирается через шестерню II и 0,33 — через шестерню III. В случаях резкого возрастания сопротивлений на основном рабочем органе двигатель развивает наибольший кратковременный момент $M_{\text{наиб. крат}}$, которому на колесе I соответствует крутящий момент $M_I = 168\,500 \kappa\text{Гсм}$, причем в этих случаях сопротивление остальных органов машины принимается пренебрежимо малым, поэтому момент M_I реализуется целиком на части I—II вала. Такие случаи в дальнейшем обозначены СII. В случае резкого возрастания сопротивлений на

вспомогательном рабочем органе двигатель также развивает наибольший кратковременный момент, которому на колесе I также соответствует крутящий момент $M_I = 168\,500 \kappa\text{Гсм}$, причем в этих случаях крутящий момент со стороны основного рабочего органа принимается соответствующим наибольшему длительному моменту двигателя, т. е. принимается равным

$$M_{II} = 0,67 \frac{M_I}{K} = 0,67 \frac{168\,500}{2,6} = 43\,500 \kappa\text{Гсм};$$

со стороны же вспомогательного рабочего органа крутящий момент в этих случаях составляет

$$M_{III} = M_I - M_{II} = 168\,500 - 43\,500 = 125\,000 \kappa\text{Гсм}.$$

Такие случаи в дальнейшем обозначены СIII. Вал реверсируется, работая одинаковое время при прямом (II) и обратном

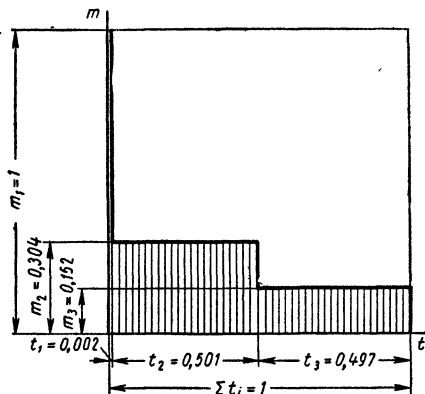


Рис. 15. График режима нагрузки для части I—II вала

(О) вращения. Таким образом, всего имеется четыре режима работы вала: СIII, СIIО, СIIIП и СIIОО. На рис. 14, а силы, соответствующие прямому направлению вращения, а также — обоим направлениям вращения, показаны сплошными линиями, силы же, соответствующие обратному направлению вращения, — штриховыми. Изменение во времени относительных величин крутящих моментов соответствует упрощенным (ступенчатым) графикам рис. 15 (для части I—II вала) и рис. 16 (для части I—III вала), причем значения m_i выражают величины крутящих моментов, отнесенные соответственно к величинам M_I и M_{III} , а значения t_i — продолжительность действия соответствующих крутящих моментов, отнесенные к полному сроку службы машины (вала) $T = 5000 \text{ ч}$. Углы зацепления в передачах для зубчатых колес I, II и III: $\alpha_I = 26^\circ 29'$; $\alpha_{II} = 25^\circ 48'$; $\alpha_{III} = 20^\circ$, кроме того, для шестерни III средний угол наклона зуба

$\beta_m = 10^\circ$ и половина угла при вершине делительного конуса $\varphi = 29^\circ 28' 30''$.

1. Исходные данные:

- а) $L = 38$ см; $d_{\text{заг}} = 13$ см; $d_{\text{min}} = 9,2$ см.
 б) Для СШП и СШО: $M_I = 168\,500$ кгсм; $M_{III} = 0$; $P_I = M_I : r_I = 168\,500 : 11,64 = 14\,500$ кг; $P_{II} = M_I : r_{II} = 168\,500 : 8,14 = 20\,700$ кг; $P_{III} = 0$; $Q_I = P_I \tan \alpha_I = 14\,500 \cdot 0,498 = 7220$ кг; $Q_{II} = P_{II} \tan \alpha_{II} = 20\,700 \cdot 0,483 = 10\,000$ кг; $Q_{III} = A_{III} = 0$;

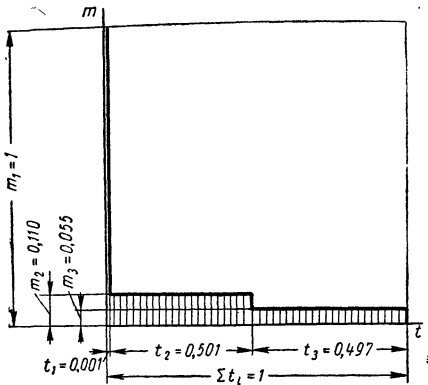


Рис. 16. График режима нагрузки для части I—III вала

для СШП: $M_I = 168\,500$ кгсм; $M_{II} = 43\,500$ кгсм; $M_{III} = 125\,000$ кгсм; $P_I = M_I : r_I = 14\,500$ кг (см. выше); $P_{II} = M_{II} : r_{II} = 43\,500 : 8,14 = 5350$ кг; $P_{III} = M_{III} : r_{III} = 125\,000 : 7,75 = 16\,100$ кг; $Q_I = P_I \tan \alpha_I = 14\,500 \times 0,498 = 7220$ кг; $Q_{II} = P_{II} \tan \alpha_{II} = 5350 \cdot 0,483 = 2590$ кг; $Q_{III} = P_{III} (-\sin \beta_m \sin \varphi + \tan \alpha_{nIII} \cos \varphi) : \cos \beta_m = 16\,100 (0,1736 \cdot 0,492 + 0,364 \times 0,870) : 0,985 = 3800$ кг; $A_{III} = P_{III} (\sin \beta_m \cos \varphi + \tan \alpha_{nIII} \sin \varphi) : \cos \beta_m = 16\,100 (0,1736 \cdot 0,870 + 0,364 \times 0,492) : 0,985 = 5470$ кг;

для СШО: $M_I = 168\,500$ кгсм; $M_{II} = 43\,500$ кгсм; $M_{III} = 125\,000$ кгсм; $P_I = 14\,500$ кг; $P_{II} = 5350$ кг; $P_{III} = 16\,100$ кг; $Q_I = 7220$ кг; $Q_{II} = 2590$ кг; $Q_{III} = P_{III} (\sin \beta_m \sin \varphi + \tan \alpha_{nIII} \cos \varphi) : \cos \beta_m = 1610 (0,1736 \cdot 0,492 + 0,364 \times 0,870) : 0,985 = 6560$ кг; $A_{III} = P_{III} (-\sin \beta_m \cos \varphi + \tan \alpha_{nIII} \sin \varphi) : \cos \beta_m = 16\,100 (-0,1736 \cdot 0,870 + 0,364 \times 0,492) : 0,985 = 460$ кг.

в) Материал — сталь 20Х2Н4А; цементация и закалка до твердости поверхности не ниже HRC 58 и сердцевины не ниже HB 350; $\sigma_s = 12\,700$ кг/см²; $\sigma_T = 10\,700$ кг/см²; $\sigma_{-1} = 6300$ кг/см².

г) Опоры качения: А — сферический роликоподшипник; В — двуслойный конический роликоподшипник.

д) $M_{\text{наиб. крат}} : M_{\text{наиб. длит}} = 2,6$.

е) Специальные требования не предъявляются; с учетом приближенной расчетной схемы и умеренных требований к технологии изготовления принимаем в качестве минимально допустимых значений запаса прочности по пределу текучести и по пределу выносливости $(n_T)_{\text{min}} = n_{\text{min}} = 1,7$.

2. Схема нагрузок — рис. 14, а.

3. Расчетная схема — рис. 14, б.

4. Для СШП суммарные составляющие усилий в плоскостях XZ и XY: $P_{Iz} = P_I = 14\,500$ кг; $P_{IIz} = P_{II} \cos \delta + Q_{II} \sin \delta = 20700 \cdot 0,839 + 10000 \cdot 0,545 = 22\,810$ кг; $P_{IIIz} = Q_{III} = 0$; $P_{Iy} = Q_I = 7220$ кг; $P_{IIy} = P_{II} \sin \delta - Q_{II} \cos \delta = 20700 \cdot 0,545 - 10000 \cdot 0,839 = 2870$ кг; $P_{IIIy} = P_{III} = 0$; суммарные поперечные силы: $S_I = \sqrt{P_I^2 + Q_I^2} = \sqrt{14500^2 + 7220^2} = 16\,200$ кг; $S_{II} = \sqrt{P_{II}^2 + Q_{II}^2} = \sqrt{20700^2 + 10000^2} = 23\,000$ кг; $S_{III} = \sqrt{P_{III}^2 + Q_{III}^2} = 0$;

сумма абсолютных величин активных поперечных сил $(\Sigma R)'' = S_I + S_{II} + S_{III} = 16200 + 23000 = 39\,200$ кг; составляющие опорных реакций в плоскостях XZ и XY: $R_{Az} = P_{Iz} a_{II} + P_{IIz} a_{III} - P_{IIIz} a_{II} + A_{III} a_{III} = 22810 \cdot 29,8 + 14500 \cdot 10 = 825\,000$ кгсм; $R_{Az} = 825000 : 20,5 = 40\,200$ кг; $R_{Bz} = P_{Iz} + P_{IIz} + P_{IIIz} - R_{Az} = 14500 + 22810 - 40200 = -2890$ кг; $R_{Ay} = P_{Iy} a_{II} + P_{IIy} a_{III} - P_{IIIy} a_{III} = 7220 \times 29,8 + 2870 \cdot 10 = 157\,700$ кгсм; $R_{Ay} = 157\,700 : 20,5 = 7700$ кг; $R_{By} = P_{Iy} + P_{IIy} + P_{IIIy} - R_{Ay} = 7220 + 2870 - 7700 = 2390$ кг; опорные реакции: $R_A = \sqrt{R_{Az}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{40200^2 + 7700^2} = 40\,800$ кг; $R_B = \sqrt{R_{Bz}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{2890^2 + 2390^2} = 3750$ кг; сумма абсолютных величин радиальных опорных реакций $(\Sigma R)' = R_A + R_B = 40800 + 3750 = 44\,550$ кг; большее значение $\Sigma R = (\Sigma R)' = 44\,550$ кг;

для СШО: суммарные составляющие усилий в плоскостях XZ и XY: $P_{Iz} = -P_I = -14\,500$ кг; $P_{IIz} = -P_{II} \cos \delta + Q_{II} \sin \delta = -20700 \cdot 0,839 + 10000 \cdot 0,545 = -11\,910$ кг; $P_{IIIz} = Q_{III} = 0$; $P_{Iy} = Q_I = 7220$ кг; $P_{IIy} = -P_{II} \sin \delta - Q_{II} \cos \delta = -20700 \times 0,545 - 10000 \cdot 0,839 = -19\,650$ кг; $P_{IIIy} = -P_{III} = 0$; сумма абсолютных величин активных поперечных сил $(\Sigma R)'' =$

= 39 200 кГ; составляющие опорных реакций в плоскостях ХЗ и ХУ: $R_{Az}^I = P_{IIz}^I + P_{Iz}^I - P_{IIIz}^I + A_{III}^I = -11\,910 \cdot 29,8 - 14\,500 \times 10 = -500\,000$ кГсм; $R_{Az} = -500\,000$; $20,5 = -24\,400$ кГ; $R_{Bz} = P_{Iz} + P_{IIz} + P_{IIIz} - R_{Az} = -14\,500 - 11\,910 + 24\,400 = -2010$ кГ; $R_{Ay}^I = P_{IIy}^I + P_{Iy}^I - P_{IIIy}^I = -19\,650 \cdot 29,8 + 7220 \cdot 10 = -512\,800$ кГсм; $R_{Ay} = -512\,800$; $20,5 = -25\,000$ кГ; $R_{By} = P_{Iy} + P_{IIy} + P_{IIIy} - R_{Ay} = 7220 - 19\,650 + 25\,000 = 12\,570$ кГ; опорные реакции: $R_A = \sqrt{R_{Az}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{24400^2 + 25000^2} = 34\,900$ кГ; $R_B = \sqrt{R_{Bz}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{2010^2 + 12570^2} = 12\,700$ кГ; сумма абсолютных величин радиальных опорных реакций (ΣR)' = $R_A + R_B = 34\,900 + 12\,700 = 47\,600$ кГ; большее значение $\Sigma R = (\Sigma R)' = 47\,600$ кГ; для СIII: суммарные составляющие усилий в плоскостях ХЗ и ХУ: $P_{Iz} = P_I = 14\,500$ кГ; $P_{IIz} = P_{Icos} \delta + Q_{II} \sin \delta = 5350 \cdot 0,839 + 2590 \cdot 0,545 = 5900$ кГ; $P_{IIIz} = Q_{III} = 3800$ кГ; $P_{Iy} = Q_I = 7220$ кГ; $P_{IIy} = P_{II} \sin \delta - Q_{IIcos} \delta = 5350 \cdot 0,545 - 2590 \cdot 0,839 = 750$ кГ; $P_{IIIy} = P_{III} = 16\,100$ кГ; суммарные поперечные силы: $S_I = \sqrt{P_I^2 + Q_I^2} = \sqrt{14500^2 + 7220^2} = 16\,200$ кГ; $S_{II} = \sqrt{P_{II}^2 + Q_{II}^2} = \sqrt{5350^2 + 2590^2} = 5940$ кГ; $S_{III} = \sqrt{P_{III}^2 + Q_{III}^2} = \sqrt{16100^2 + 3800^2} = 16\,500$ кГ; сумма абсолютных величин активных поперечных сил (ΣR)' = $S_I + S_{II} + S_{III} = 16\,200 + 5940 + 16\,500 = 38\,640$ кГ; составляющие опорных реакций в плоскостях ХЗ и ХУ: $R_{Az}^I = P_{IIz}^I + P_{Iz}^I - P_{IIIz}^I + A_{III}^I = 5900 \cdot 29,8 + 14\,500 \cdot 10 - 3800 \cdot 8,2 + 5470 \cdot 7,75 = 331\,500$ кГсм; $R_{Az} = 331\,500$; $20,5 = 16\,200$ кГ; $R_{Bz} = P_{Iz} + P_{IIz} + P_{IIIz} - R_{Az} = 14\,500 + 5900 + 3800 - 16\,200 = 8000$ кГ; $R_{Ay}^I = P_{IIy}^I + P_{Iy}^I - P_{IIIy}^I = 750 \cdot 29,8 + 7220 \cdot 10 - 16\,100 \cdot 8,2 = -37\,400$ кГсм; $R_{Ay} = -37\,400$; $20,5 = -1820$ кГ; $R_{By} = P_{Iy} + P_{IIy} + P_{IIIy} - R_{Ay} = 7220 + 750 + 16\,100 + 1820 = 25\,890$ кГ; опорные реакции: $R_A = \sqrt{R_{Az}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{16200^2 + 1820^2} = 16\,300$ кГ; $R_B = \sqrt{R_{Bz}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{8000^2 + 25890^2} = 27\,100$ кГ; сумма абсолютных величин поперечных опорных реакций (ΣR)' = $R_A + R_B = 16\,300 + 27\,100 = 43\,400$ кГ; большее значение $\Sigma R = (\Sigma R)' = 43\,400$ кГ; для СIIО: суммарные составляющие усилий в плоскостях Хз и Ху: $P_{Iz} = -P_I = -14\,500$ кГ; $P_{IIz} = -P_{IIcos} \delta + Q_{II} \sin \delta = -5350 \cdot 0,839 + 2590 \cdot 0,545 =$

= -3070 кГ; $P_{IIIz} = Q_{III} = 6560$ кГ; $P_{Iy} = Q_I = 7220$ кГ; $P_{IIy} = -P_{II} \sin \delta - Q_{IIcos} \delta = -5350 \cdot 0,545 - 2590 \cdot 0,839 = -5090$ кГ; $P_{IIIy} = -P_{III} = -16\,100$ кГ; сумма абсолютных величин активных поперечных сил (ΣR)' = 38 640 кГ; составляющие опорных реакций в плоскостях ХЗ и ХУ: $R_{Az}^I = P_{IIz}^I + P_{Iz}^I - P_{IIIz}^I + A_{III}^I = -3070 \cdot 29,8 - 14\,500 \cdot 10 - 6560 \cdot 8,2 + 460 \cdot 7,75 = -286\,700$ кГсм; $R_{Az} = -286\,700$; $20,5 = -1400$ кГ; $R_{Bz} = P_{Iz} + P_{IIz} + P_{IIIz} - R_{Az} = -14\,500 - 3070 + 6560 + 1400 = 2990$ кГ; $R_{Ay}^I = P_{IIy}^I + P_{Iy}^I - P_{IIIy}^I = -5090 \cdot 29,8 + 7220 \cdot 10 + 16\,100 \cdot 8,2 = 52\,200$ кГсм; $R_{Ay} = 52\,200$; $20,5 = 2550$ кГ; $R_{By} = P_{Iy} + P_{IIy} + P_{IIIy} - R_{Ay} = 7220 - 5090 - 16\,100 - 2550 = -16\,520$ кГ; опорные реакции: $R_A = \sqrt{R_{Az}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{14000^2 + 2550^2} = 14\,200$ кГ; $R_B = \sqrt{R_{Bz}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{2990^2 + 16520^2} = 16\,800$ кГ; сумма абсолютных величин радиальных опорных реакций (ΣR)' = $R_A + R_B = 14\,200 + 16\,800 = 31\,000$ кГ; большее значение $\Sigma R = (\Sigma R)' = 38\,640$ кГ; полученные значения ΣR в кГ: для СIII 44 550; для СIIО 47 400; для СIIIП 43 400; для СIIО 38 640; для расчета принимаем наибольшее значение $\Sigma R = 47\,400$ кГ.

5. Условный запас прочности

$$\nu_T = \frac{\sigma_T d^3 \min}{2l \Sigma R + 8(Ar + M_K)} = \frac{10700 \cdot 9,23}{2 \cdot 38 \cdot 47\,400 + 8(5390 \cdot 7,75 + 168\,500)} = 1,58 < 1,7 = (\nu_T)_{\min},$$

следовательно, необходимо произвести расчет вала на статическую несущую способность.

6. Дополнительные исходные данные для расчета на статическую несущую способность:

а) одно, наиболее опасное сочетание нагрузок из сочетаний СIII, СIIО, СIIIП и СIIО без расчета выявить нельзя, поэтому рассматриваем все эти сочетания; б) размеры вала — по рис. 14, б; в) $\tau_T = 7500$ кГ/см².

7. При данной конструкции вала и данной схеме его нагружения расчет удобно вести без построения эпюр изгибающих и крутящих моментов; поэтому ниже все значения моментов определены аналитически по данным рис. 14, б.

Для СIII: изгибающие моменты в плоскости ХЗ: в сечении а $M_{az} = P_{IIz}^b = 22810 \cdot 5,3 = 121\,000$ кГсм; в сечении б $M_{bz} = P_{IIz}^{c_1} - R_{Az}^{c_2} = 22180 \cdot 13,3 - 40200 \cdot 4 = 142\,000$ кГсм; в сечении в $M_{bz} = -R_{Bz}^{d_2} = 2890 \cdot 4,2 = 12\,100$ кГсм; в сечении г $M_{zz} = 0$; изгибающие моменты

в плоскости XY : $M_{ay} = P_{IIy}b = 2870 \times 5,3 = 15200 \text{ кгсм}$; $M_{by} = P_{IIy}c_1 - R_{Ay}c_2 = 2870 \cdot 13,3 - 7700 \cdot 4 = 7400 \text{ кгсм}$; $M_{ey} = -R_{By}d_2 = -2390 \cdot 4,2 = -10000 \text{ кгсм}$; $M_{zy} = 0$; суммарные изгибающие моменты в сечениях $a, б, в, г$: $M_a = \sqrt{M_{az}^2 + M_{ay}^2} = \sqrt{1421000^2 + 15200^2} = 122000 \text{ кгсм}$; $M_b = \sqrt{M_{bz}^2 + M_{by}^2} = \sqrt{142000^2 + 7400^2} = 142000 \text{ кгсм}$; $M_v = \sqrt{M_{vz}^2 + M_{vy}^2} = \sqrt{142100^2 + 10000^2} = 157000 \text{ кгсм}$; $M_g = 0$;

для СНО:
изгибающие моменты в плоскости XZ : $M_{az} = P_{IIz}b = -11910 \cdot 5,3 = -63100 \text{ кгсм}$; $M_{bz} = P_{IIz}c_1 - R_{Az}c_2 = -11910 \times 13,3 + 24400 \cdot 4 = -60900 \text{ кгсм}$; $M_{vz} = -R_{Bz}d_2 = 2010 \cdot 4,2 = 8350 \text{ кгсм}$; $M_{gz} = 0$; изгибающие моменты в плоскости XY : $M_{ay} = P_{IIy}b = -19650 \cdot 5,3 = -104000 \text{ кгсм}$; $M_{by} = P_{IIy}c_1 - R_{Ay}c_2 = -18650 \cdot 13,3 + 25000 \cdot 4 = -162000 \text{ кгсм}$; $M_{ey} = -R_{By}d_2 = -12570 \cdot 4 = -52900 \text{ кгсм}$; $M_{zy} = 0$; суммарные изгибающие моменты: $M_a = \sqrt{M_{az}^2 + M_{ay}^2} = \sqrt{63100^2 + 104000^2} = 121600 \text{ кгсм}$; $M_b = \sqrt{M_{bz}^2 + M_{by}^2} = \sqrt{60900^2 + 162000^2} = 173000 \text{ кгсм}$; $M_v = \sqrt{M_{vz}^2 + M_{vy}^2} = \sqrt{8350^2 + 52900^2} = 55500 \text{ кгсм}$; $M_g = 0$;

для СШП:
изгибающие моменты в плоскости XZ : $M_{az} = P_{IIz}b = 5900 \cdot 5,3 = 31300 \text{ кгсм}$; $M_{bz} = P_{IIz}c_1 - R_{Az}c_2 = 5900 \cdot 13,3 - 16200 \cdot 4 = 13700 \text{ кгсм}$; $M_{vz} = P_{IIz}d_1 - R_{Bz}d_2 - A_{IIIV}III = 3800 \cdot 12,3 - 8000 \times 4,2 - 5470 \cdot 7,75 = -28500 \text{ кгсм}$; $M_{gz} = P_{IIz}c - A_{IIIV}III = 3800 \cdot 4,3 - 5470 \times 7,75 = -25400 \text{ кгсм}$; изгибающие моменты в плоскости XY : $M_{ay} = P_{IIy}b = 5900 \times 5,3 = 31200 \text{ кгсм}$; $M_{by} = P_{IIy}c_1 - R_{Ay}c_2 = 5900 \cdot 13,3 + 1820 \cdot 4 = 85800 \text{ кгсм}$; $M_{ey} = P_{IIy}d_1 - R_{By}d_2 = 16100 \cdot 12,3 - 25890 \cdot 4,2 = 89000 \text{ кгсм}$; $M_{zy} = P_{IIy}c - A_{IIIV}III = 16100 \cdot 4,3 - 69200 \text{ кгсм}$; суммарные изгибающие моменты: $M_a = \sqrt{M_{az}^2 + M_{ay}^2} = \sqrt{31300^2 + 31200^2} = 44200 \text{ кгсм}$; $M_b = \sqrt{M_{bz}^2 + M_{by}^2} = \sqrt{13700^2 + 85800^2} = 87000 \text{ кгсм}$; $M_v = \sqrt{M_{vz}^2 + M_{vy}^2} = \sqrt{28500^2 + 89000^2} = 93500 \text{ кгсм}$; $M_g = \sqrt{M_{gz}^2 + M_{gy}^2} = \sqrt{25400^2 + 69200^2} = 73700 \text{ кгсм}$;

для СШО:
изгибающие моменты в плоскости XZ : $M_{az} = P_{IIz}b = -3070 \cdot 5,3 = -16300 \text{ кгсм}$; $M_{bz} = P_{IIz}c_1 - R_{Az}c_2 = -3070 \times 13,3 + 14000 \cdot 4 = -1200 \text{ кгсм}$; $M_{vz} = P_{IIz}d_1 - R_{Bz}d_2 - A_{IIIV}III = 6560 \cdot 12,3 -$

$-2990 \cdot 4,2 - 460 \cdot 7,75 = 64600 \text{ кгсм}$; $M_{gz} = P_{IIz}c - A_{IIIV}III = 6560 \cdot 4,3 - 460 \times 7,75 = 24600 \text{ кгсм}$; изгибающие моменты в плоскости XY : $M_{ay} = P_{IIy}b = -5090 \times 5,3 = -27000 \text{ кгсм}$; $M_{by} = P_{IIy}c_1 - R_{Ay}c_2 = -5090 \cdot 13,3 - 2350 \cdot 4 = -77900 \text{ кгсм}$; $M_{ey} = P_{IIy}d_1 - R_{By}d_2 = -16100 \cdot 12,3 + 16520 \cdot 4,2 = -128700 \text{ кгсм}$; $M_{zy} = P_{IIy}c - A_{IIIV}III = -16100 \cdot 4,3 - 69300 \text{ кгсм}$; суммарные изгибающие моменты: $M_a = \sqrt{M_{az}^2 + M_{ay}^2} = \sqrt{16300^2 + 27000^2} = 31500 \text{ кгсм}$; $M_b = \sqrt{M_{bz}^2 + M_{by}^2} = \sqrt{1200^2 + 77900^2} = 79500 \text{ кгсм}$; $M_v = \sqrt{M_{vz}^2 + M_{vy}^2} = \sqrt{64600^2 + 128700^2} = 144000 \text{ кгсм}$; $M_g = \sqrt{M_{gz}^2 + M_{gy}^2} = \sqrt{24600^2 + 69300^2} = 73500 \text{ кгсм}$;

для СШ крутящий момент слева от сечения I $M_{ka} = M_{kg} = 168500 \text{ кгсм}$;

для СШ крутящий момент слева от сечения I , т. е. в сечениях a и b , $M_{ka} = M_{kg} = M_{II} = 43500 \text{ кгсм}$; справа от сечения I , т. е. в сечениях v и g , $M_{kv} = M_{kg} = M_{III} = 125000 \text{ кгсм}$.

8. Для сечений $a, б, в, г$ определяем уровень напряженности (с целью выбора опасных сечений) по приведенному моменту $\sqrt{M^2 + M_k^2}$ и экваториальным моментам сопротивления: для сечения a $W = 85,1 \text{ см}^3$ (см. табл. 7); для сечения b $W \approx 0,1 \cdot 11^3 = 134 \text{ см}^3$; для сечения v $W \approx 148,8 \text{ см}^3$ (см. табл. 7); для сечения g $W \approx 0,1 \cdot 12^3 = 173 \text{ см}^3$. Сводка моментов и показателей напряженности приведена в табл. 28. Замечаем, что опасным является сечение a для СШП.

9. Номинальное напряжение от изгиба в сечении a для СШП

$$\sigma = \frac{M_a}{W} = \frac{122000}{85,1} = 1433 \text{ кг/см}^2.$$

Полярный момент сопротивления сечения a $W_k = 170,2 \text{ см}^3$ (см. табл. 7). Номинальное напряжение кручения в сечении a для СШП

$$\tau = \frac{M_{ka}}{W_k} = \frac{168500}{170,2} = 990 \text{ кг/см}^2.$$

10. Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$n_T \sigma = \frac{\sigma_T}{\sigma} = \frac{10700}{1433} = 7,43; \quad n_T \tau = \frac{\tau_T}{\tau} = \frac{7500}{990} = 7,57.$$

Запас прочности по статической несущей способности

$$n_T = \frac{n_T \sigma n_T \tau}{\sqrt{n_T^2 \sigma + n_T^2 \tau}} = \frac{7,43 \cdot 7,57}{\sqrt{7,45^2 + 7,57^2}} = 5,3 > 1,7 = (n_T)_{\min},$$

следовательно, статическая несущая способность вала может считаться обеспеченной.

28. Сводка моментов и показателей напряженности (к примеру I)

M_a	СИП	СИО	СИПН	СИПО
	122 000	121 600	87 000	79 500
M_b	142 000	173 000	87 000	79 500
M_{σ}	15 700	53 500	93 500	144 000
M_{σ_2}	0	0	73 700	73 500
$M_{\kappa a}$	168 500	168 500	43 500	43 500
$M_{\kappa b}$	168 500	168 500	43 500	43 500
$M_{\kappa \sigma}$	0	0	125 000	125 000
$M_{\kappa \sigma_2}$	0	0	125 000	125 000
$\sqrt{\frac{M_a^2 + M_{\kappa a}^2}{85,1}}$	2 450	2 440	730	633
$\sqrt{\frac{M_b^2 + M_{\kappa b}^2}{134}}$	1 640	1 810	727	678
$\sqrt{\frac{M_{\sigma}^2 + M_{\kappa \sigma}^2}{148,8}}$	105	359	1 050	1 280
$\sqrt{\frac{M_{\sigma_2}^2 + M_{\kappa \sigma_2}^2}{173}}$	0	0	842	840

11. При значениях $M_{\text{наиб. крат}} : M_{\text{наиб. длит}} = 2,6$; $\sigma_T : \sigma_{-1} = 10700 : 6300 = 1,7$ по табл. 14 для опасного сечения a (скользящая посадка) находим, интерполируя между $\sigma_T : \sigma_{-1} = 1,5$ и $1,8$ и между $M_{\text{наиб. крат}} : M_{\text{наиб. длит}} = 2$ и 3 , критерий необходимости проведения расчета на выносливость $\nu = 4$.

12. Для опасного сечения a имеем $n_T = 5,3 > 4 = \nu$. Прежде чем делать вывод о необходимости проведения расчета вала на выносливость, определим число циклов действия наибольшей нагрузки. По рис. 15 заключаем, что сечение a вала работает $T_1 = t, T = 0,002 \cdot 5000 = 10$ ч при наибольшей нагрузке. Соответствующее число циклов при числе оборотов вала $n = 157$ в минуту

$$N_u = 60nT_1 = 60 \cdot 157 \cdot 10 = 94200$$

значительно превышает 10^4 , в связи с этим наибольшие нагрузки должны быть отнесены к длительно действующим, и расчет вала на выносливость должен быть

проведен несмотря на то, что $n_T > \nu$.

13. Проведенный расчет на статическую несущую способность показывает, что сечения a и g существенно меньше напряжены, чем сечения a и b , причем концентрация напряжений в сечениях a и g такая же, как в сечении b ; поэтому расчет на выносливость ведем только для сечений a и b . Дополнительные исходные данные для расчета на выносливость:

а) без расчета нельзя выбрать сочетание нагрузок, дающее наименьший запас прочности, поэтому оставляем для расчета на выносливость те же сочетания нагрузок: СИП, СИО, СИПН и СИПО; б) режимы нагрузки — рис. 15 и 16; средний срок службы вала $T = 5000$ ч; в) коэффициенты ψ_{σ} и ψ_{τ} для стали 20Х2Н4А берем из табл. 13: $\psi_{\sigma} = 0,15$ и $\psi_{\tau} = 0,1$; г) состояние поверхности для сечений a и b соответственно $\nabla 6$ и $\nabla 7$; поверхности подвергнуты цементации и закалке до твердости не ниже HRC 58; д) $\tau_1 = 3200$ кг/см².

14. Выше (п. 12) было выяснено, что наибольшие нагрузки должны быть отнесены к длительно действующим; поэтому графики рис. 15 и 16 могут быть непосредственно использованы для расчета на выносливость.

15. Выше (п. 13) было выяснено, что расчету на выносливость подлежат сечения a и b . Коэффициенты α (ориентировочные значения коэффициентов концентрации напряжений) для этих сечений (табл. 12): для сечения a (край посаженной детали при скользящей посадке) $\alpha = 2$; для сечения b (край посаженной детали при прессовой посадке) $\alpha = 3$. Показатель напряженности

$$\varphi = \alpha \frac{\sqrt{M^2 + M_{\kappa}^2}}{W}$$

определяем умножением на α соответствующих значений из табл. 28:

$$\left. \begin{array}{l} \text{СИП} \\ \text{СИО} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{для сеч. } a \quad \frac{\sqrt{M^2 + M_{\kappa}^2}}{W} = \\ = 2 \cdot 2450 = 4900 \text{ кг/см}^2, \\ \text{для сеч. } b \quad \frac{\sqrt{M^2 + M_{\kappa}^2}}{W} = \\ = 3 \cdot 1640 = 4920 \text{ кг/см}^2 \\ \text{СИПН} \\ \text{СИПО} \end{array} \left\{ \begin{array}{l} \text{для сеч. } a \quad \frac{\sqrt{M^2 + M_{\kappa}^2}}{W} = \\ = 2 \cdot 2440 = 4880 \text{ кг/см}^2 \\ \text{для сеч. } b \quad \frac{\sqrt{M^2 + M_{\kappa}^2}}{W} = \\ = 3 \cdot 1810 = 5430 \text{ кг/см}^2 \end{array} \right.$$

Для СШ показатель напряженности не определяем, так как из табл. 28 видно, что для сечений *a* и *b* напряжения в этих случаях много ниже. Более опасным является сечение *б*, для которого далее проводится расчет.

16. Номинальные напряжения определены выше (п. 9): $\sigma = 1435 \text{ кг/см}^2$; $\tau = 990 \text{ кг/см}^2$. При симметричном знакопеременном напряжении изгиба (невыращающиеся относительно вала нагрузки отсутствуют) амплитуды и средние напряжения цикла для изгиба:

$$\sigma_a = \sigma = 1435 \text{ кг/см}^2; \sigma_m = 0.$$

По графикам рис. 15 видно, что напряжения кручения (изменяющиеся пропорционально нагрузке) близки к пульсирующим, поэтому можно принять

$$\tau_a = \tau_m = \frac{1}{2} \tau = \frac{1}{2} 990 = 495 \text{ кг/см}^2.$$

17. По графику рис. 16 (относящемуся к части I—II вала, заключающей сечение б) находим

$$\frac{\sigma_{a1}}{\sigma_{a \text{ наиб}}} = m_1 = 1; \quad \frac{\sigma_{a2}}{\sigma_{a \text{ наиб}}} = m_2 = 0,304;$$

$$\frac{\sigma_{a3}}{\sigma_{a \text{ наиб}}} = m_3 = 0,152.$$

Общее число циклов за расчетный срок службы вала

$$N_u = 60nT = 60 \cdot 157 \cdot 5000 = 47 \cdot 10^6;$$

отсюда

$$n_1 = t_1 N_u = 0,002 \cdot 47 \cdot 10^6 = 0,094 \cdot 10^6;$$

$$n_2 = t_2 N_u = 0,501 \cdot 47 \cdot 10^6 \approx 23,5 \cdot 10^6;$$

$$n_3 = t_3 N_u = 0,497 \cdot 47 \cdot 10^6 \approx 23,4 \cdot 10^6.$$

Параметры кривой усталости при наличии поверхностного упрочнения (цементация и закалка) по средним цифрам табл. 13:

$$N_0 = 3 \cdot 10^6; m = 19.$$

Уточненные данные по величинам N_0 и m при кручении отсутствуют; принимаем их также равными $3 \cdot 10^6$ и 19. Для сложного аperiodического изменения напряжений во времени принимаем $\alpha = 1$. Определяем коэффициенты долговечности. Для изгиба

$$k_{\sigma \text{ долг}} = \sqrt[m]{\sum \frac{n_i}{\alpha N_0} \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a \text{ наиб}}} \right)^m} =$$

$$= \sqrt[19]{\frac{0,094 \cdot 10^6}{3 \cdot 10^6} \cdot 1,1^9 + \frac{23,5 \cdot 10^6}{3 \cdot 10^6} \cdot 0,304^{19} +$$

$$+ \frac{23,4 \cdot 10^6}{3 \cdot 10^6} \cdot 0,152^{19}} = 0,813^*.$$

* Второй и третий члены под знаком радикала ничтожно малы и помещены здесь только с целью иллюстрации применения формулы для $k_{\sigma \text{ долг}}$; величина $k_{\sigma \text{ долг}}$ вычислена далее без учета этих членов.

Для кручения

$$k_{\tau \text{ долг}} = \sqrt[19]{\frac{0,094 \cdot 10^6}{3 \cdot 10^6} \cdot 1,1^9} = 0,813.$$

Приведенные амплитуды напряжений:

$$(\sigma_a)_{np} = \sigma_{a \text{ наиб}} k_{\sigma \text{ долг}} = 1435 \cdot 0,813 = 1170 \text{ кг/см}^2;$$

$$(\tau_a)_{np} = \tau_{a \text{ наиб}} k_{\tau \text{ долг}} = 495 \cdot 0,813 = 403 \text{ кг/см}^2.$$

18. По табл. 23 для края кольца подпипника качения, как для прессовой посадки при $\sigma_s = 120 \text{ кг/мм}^2$ (близко к $\sigma_s = 127 \text{ кг/мм}^2$) и диаметре свыше 100 мм, находим коэффициенты концентрации напряжений изгиба и кручения:

$$(k_{\sigma})_D = 5,6; (k_{\tau})_D = 3,76.$$

19. По табл. 3 для случая цементации и закалки при $\sigma_s = 120 \text{ кг/мм}^2$ (близко к $\sigma_s = 127 \text{ кг/мм}^2$) для большой концентрации напряжений ($k_{\sigma} > 2$) коэффициент повышения предела выносливости не меньше, чем для случая малой концентрации напряжений, т. е. не меньше 2. С учетом среднего уровня технологии и отсутствия дефектоскопического контроля принимаем этот коэффициент равным 1,8. Пределы выносливости и коэффициенты ψ в сечении б:

$$(\sigma_{-1})_D = 1,8 \frac{\sigma_{-1}}{(k_{\sigma})_D} = 1,8 \frac{6300}{5,6} = 2020 \text{ кг/см}^2;$$

$$(\tau_{-1})_D = 1,8 \frac{\tau_{-1}}{(k_{\tau})_D} = 1,8 \frac{3200}{3,76} = 1530 \text{ кг/см}^2;$$

$$(\psi_{\sigma})_D = \frac{\psi_{\sigma}}{(k_{\sigma})_D} = \frac{0,15}{5,6} = 0,027;$$

$$(\psi_{\tau})_D = \frac{\psi_{\tau}}{(k_{\tau})_D} = \frac{0,1}{3,76} = 0,027.$$

Коэффициенты запаса прочности в сечении б:

$$n_{\sigma} = \frac{(\sigma_{-1})_D}{(\sigma_a)_{np} + (\psi_{\sigma})_D \sigma_m} = \frac{2020}{1170} = 1,73;$$

$$n_{\tau} = \frac{(\tau_{-1})_D}{(\tau_a)_{np} + (\psi_{\tau})_D \tau_m} = \frac{1530}{403 + 0,027 \cdot 495} = 3,68.$$

Запас прочности

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{1,73 \cdot 3,68}{\sqrt{1,73^2 + 3,68^2}} = 1,56 < 1,7 = n_{\min}.$$

Из этого сопоставления видно, что при упрочнении вала путем цементации и за-

калки, проводимом без строгого соблюдения технологических режимов и без дефектоскопического контроля, имеется риск преждевременной усталостной поломки вала, если рабочие нагрузки на вал будут достигать расчетных величин.

Проводим расчет вала на жесткость (рис. 17). Целью расчета в данном случае

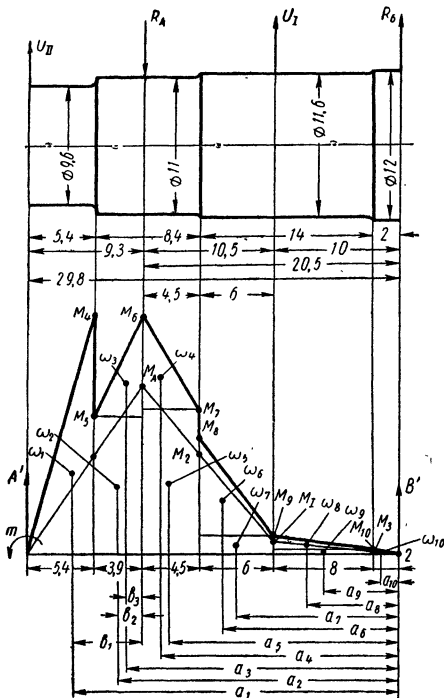


Рис. 17. К расчету вала на жесткость

является определение угловых и линейных перемещений сечений вала посередине ширины зубчатых колес I и II (в плоскостях зацепления соответствующих зубчатых передач) и угловых перемещений сечений вала посередине ширины опор (в плоскостях, в которых эти перемещения — наибольшие). Величины перемещений могут быть использованы для оценки работоспособности цилиндрических зубчатых передач* и подшипников качения. Расчет на жесткость проводим для случаев СИ, при этом имеют место наибольшие перемещения. Для установления необходимости проведения уточненного расчета угловых

перемещений вала на опорах определяем для случая консольного вала

$$\phi = \frac{l}{d^4 \max} (16a \sum Q + 3l \sum P + 16Ar) \cdot 10^{-6};$$

здесь $l = 20,5$ см; $d_{\max} = 12$ см; $a = a_{II} - l = 29,8 - 20,5 = 9,3$ см; $r = r_{III} = 7,75$ см; сумма активных сил в пролете $\sum P = P_I : \cos \alpha = 14500 : 0,895 = 16200$ кг; то же на консоли $\sum Q = P_{II} : \cos \alpha_{II} = 20700 : 0,900 = 23000$ кг; $A = A_{III} = 0$.

Отсюда

$$\phi = \frac{20,5}{12^4} (16 \cdot 9,3 \cdot 23000 + 3 \cdot 20,5 \cdot 16200) \cdot 10^{-6} = 0,00436 \text{ рад}$$

при допустимых значениях $[\phi]_A = 0,05$ рад для опоры А (сферический роликоподшипник) и $[\phi]_B < 0,0006$ рад для опоры В (двойной конический роликоподшипник); для одинарного $[\phi] = 0,0016$ рад, т. е. $\phi < [\phi]_A$ и $\phi > [\phi]_B$; следовательно, уточненный расчет угловых перемещений вала на опоре В нужен. Соответствующие случаям СИ и СЮ линии зацепления обозначены на рис. 14, а буквами П и О. Определяем проекции активных сил на плоскости зацепления (считаем положительными направления сил, показанные на рис. 14, б и 17).

Для СИ:

$$\begin{aligned} & \text{в плоскости зацепления для колеса I} \\ & U_I = P_{Iz} \cos \alpha_I + P_{Iy} \sin \alpha_I = \\ & = 14500 \cdot 0,895 + 7220 \cdot 0,446 = 16200 \text{ кг}; \\ & U_{II} = P_{IIz} \cos \alpha_I + P_{IIy} \sin \alpha_I = \\ & = 22810 \cdot 0,895 + 2870 \cdot 0,446 = 21700 \text{ кг}; \\ & \text{в плоскости зацепления для шестерни II} \\ & U_I = P_{Iz} \cos (\delta - \alpha_{II}) + P_{Iy} \sin (\delta - \alpha_{II}) = \\ & = 14500 \cdot 0,992 + 7220 \cdot 0,125 = 15300 \text{ кг}; \\ & U_{II} = P_{IIz} \cos (\delta - \alpha_{II}) + P_{IIy} \sin (\delta - \alpha_{II}) = \\ & = 22810 \cdot 0,992 + 2870 \cdot 0,125 = 23000 \text{ кг}. \end{aligned}$$

Для СЮ:

$$\begin{aligned} & \text{в плоскости зацепления для колеса I} \\ & U_I = P_{Iz} \cos \alpha_I + P_{Iy} \sin \alpha_I = \\ & = -14500 \cdot 0,895 + 7220 \cdot 0,446 = -9870 \text{ кг}; \\ & U_{II} = P_{IIz} \cos \alpha_I + P_{IIy} \sin \alpha_I = \\ & = -11910 \cdot 0,895 - 19650 \cdot 0,446 = -19400 \text{ кг}; \\ & \text{в плоскости зацепления для шестерни II} \\ & U_I = P_{Iz} \cos (\delta + \alpha_{II}) + P_{Iy} \sin (\delta + \alpha_{II}) = \\ & = -14500 \cdot 0,516 + 7220 \cdot 0,856 = 1310 \text{ кг}; \\ & U_{II} = P_{IIz} \cos (\delta + \alpha_{II}) + P_{IIy} \sin (\delta + \alpha_{II}) = \\ & = -11910 \cdot 0,516 - 19650 \cdot 0,856 = 23000 \text{ кг}. \end{aligned}$$

Определяем перемещения для СИ в плоскости зацепления для колеса I (рис. 17). Опорные реакции: $20,5R_A = 29,8U_{II} + 10U_I = 29,8 \cdot 21700 + 10 \cdot 16200 = 808000$

* Методы количественной оценки влияния угловых перемещений конических зубчатых колес с круговым зубом на их работоспособность окончательно еще не разработаны.

$\kappa_{Гсм}; RA = 808000:20,5 = 39400 \kappa Г; R_B = RA - U_I - U_{II} = 39400 - 16200 = 21700 = 1500 \kappa Г$. Изгибающие моменты: $M_I = U_{II} \cdot 5,4 = 21700 \cdot 5,4 = 117\ 000 \kappa Гсм$; $M_A = U_{II} \cdot 9,3 = 21700 \cdot 9,3 = 202000 \kappa Гсм$; $M_2 = U_{II} \cdot (5,4 + 8,4) - RA_{4,5} = 21700 \cdot 13,8 - 39400 \cdot 4,5 = 122\ 000 \kappa Гсм$; $M_I = R_B 10 = 1500 \cdot 10 = 15\ 000 \kappa Гсм$; $M_3 = R_B 2 = 1500 \cdot 2 = 3000 \kappa Гсм$. Приведенные к диаметру 12 см изгибающие моменты: $M_I = M_I (12:9,6)^4 = 117000 \cdot 2,44 = 286\ 000$; $M_2 = M_2 (12:11)^4 = 117000 \cdot 1,415 = 165\ 500$; $M_3 = M_3 (12:11)^4 = 202000 \cdot 1,415 = 286\ 000$; $M_4 = M_4 (12:11)^4 = 122000 \cdot 1,415 = 173\ 000$; $M_5 = M_5 (12:11,6)^4 = 122000 \cdot 1,146 = 140\ 000$; $M_6 = M_6 (12:11,6)^4 = 15000 \cdot 1,146 = 17\ 200$; $M_{10} = M_3 (12:11,6)^4 = 3000 \cdot 1,146 = 344$. Моментные площади: $\omega_1 = 0,5 \cdot 5,4 \cdot 286000 = 773\ 000$; $\omega_2 = 3,9 \cdot 165500 = 645\ 000$; $\omega_3 = 0,5 \cdot 3,9 \cdot (286000 - 165500) = 235000$; $\omega_4 = 0,5 \cdot 4,5 \cdot (286000 - 173000) = 254\ 000$; $\omega_5 = 4,5 \cdot 73000 = 778\ 000$; $\omega_6 = 0,5 \cdot 6 \cdot (140000 - 17200) = 368\ 000$; $\omega_7 = 6 \cdot 17200 = 103\ 000$; $\omega_8 = 0,5 \cdot 8 \cdot (17200 - 3440) = 55\ 000$; $\omega_9 = 8 \cdot 3440 = 27\ 500$; $\omega_{10} = 0,5 \cdot 2 \cdot 3000 = 3000$. Соответствующие плечи: $a_1 = 29,8 - 5,4 \cdot 2 : 3 = 26,2$; $a_2 = 29,8 - 5,4 - 0,5 \cdot 3,9 = 24,4$; $a_3 = 24,4 - 3,9 \cdot 2 : 3 = 21,8$; $a_4 = 24,4 - 3,9 - 4,5 : 3 = 20,5$; $a_5 = 20,5 - 0,5 \cdot 4,5 = 18,25$; $a_6 = 20,5 - 4,5 - 6 : 3 = 14$; $a_7 = 16 - 0,5 \cdot 6 : 3 = 14$; $a_8 = 10 - 8 : 3 = 7,33$; $a_9 = 10 - 0,5 \cdot 8 : 6 = 9$; $a_{10} = 2 \cdot 2 : 3 = 1,33$. Условия равновесия фиктивной балки:

$$29,8A' - m - \sum_{i=1}^{10} \omega_i a_i = 0; \sum_{i=1}^{10} \omega_i a_i = 773000 \cdot 26,2 + 645000 \cdot 22,45 + 235000 \cdot 21,80 + 254000 \cdot 19 + 778000 \cdot 19 + 778000 \cdot 18,25 + 368000 \cdot 14 + 103000 \cdot 13 + 55000 \cdot 7,83 + 27500 \cdot 6 + 3000 \cdot 1,33 = 65,9 \cdot 10^6.$$

На опоре А прогиб, а следовательно, и фиктивный изгибающий момент равен нулю, поэтому

$$9,3A' - m - \sum_{i=1}^3 \omega_i b_i = 0, \text{ где } b_1 = 9,3 - 5,4 \cdot 2 : 3 = 5,7; b_2 = 0,5 \times 3,9 = 1,95; b_3 = 3,9 : 3 = 1,3;$$

$$\sum_{i=1}^3 \omega_i b_i = 773000 \cdot 5,7 + 645000 \times 1,95 + 235000 \cdot 1,3 = 5,97 \cdot 10^6; \text{ исключив } m \text{ из полученных уравнений, находим}$$

$$(29,8 - 9,3) A' = \sum_{i=1}^{10} \omega_i a_i - \sum_{i=1}^3 \omega_i b_i; 20,5A' = (65,9 - 5,97) \cdot 10^6 = 59,93 \cdot 10^6; A' = 59,93 \cdot 10^6 : 20,5 = 2,92 \cdot 10^6; B' = \sum_{i=1}^{10} \omega_i - A' = 773000 + 645000 + 235000 + 254000 + 778000 + 368000 + 103000 + 55000 + 27500 + 3000 - 2,92 \cdot 10^6 = 0,22 \cdot 10^6; m = 29,8A' - \sum_{i=1}^{10} \omega_i a_i = 29,8 \cdot 2,92 \cdot 10^6 - 65,9 \cdot 10^6 = 21,1 \cdot 10^6$$

Фиктивные перерезывающие силы и изгибающие моменты в сечениях II и I (рис. 14, б): $Q_{II} = A' = 2,92 \cdot 10^6$; $Q_I = -B' + \sum_{i=8}^{10} \omega_i = 0,22 \cdot 10^6 + 55000 + 27500 +$

$$+ 3000 = -134\ 500; M_{II}' = m = 21,1 \cdot 10^6; M_I' = -10 B' + \sum_{i=8}^{10} \omega_i (10 - a_i) = -10 \cdot 0,22 \cdot 10^6 + 55000 \cdot (10 - 7,33) + 27500 \cdot (10 - 6) + 3000 \cdot (10 - 1,33) = -1,92 \cdot 10^6.$$

Жесткость вала по сечению $d = 12$ см; $EI = 2,1 \cdot 10^8 \cdot 12^4 : 64 = 2,04 \cdot 10^9 \kappa Г \cdot см^2$. Углы наклона и прогибы сечений II и I: $\theta_{II} = Q_{II} : EI = 2,92 \cdot 10^6 : 2,04 \cdot 10^9 = 14,3 \cdot 10^{-4} \text{ рад}; \theta_I = Q_I : EI = -134500 : 2,04 \cdot 10^9 = -0,66 \cdot 10^{-4} \text{ рад}; v_{II} = M_{II}' : EI = 21,1 \cdot 10^6 : 2,04 \cdot 10^9 = 0,0103 \text{ см}; v_I = M_I' : EI = -1,92 \cdot 10^6 : 2,04 \cdot 10^9 = -0,00094 \text{ см}.$

Для определения наибольших угловых перемещений сечений вала на опорах А и Б (рис. 14, б) * проектируем активные силы на плоскость, составляющую произвольный угол φ с вертикальной плоскостью.

Для СИП (обозначения — по рис. 17): $U_I = P_{Iz} \cos \varphi + P_{Iy} \sin \varphi = 14500 \cos \varphi + 7220 \sin \varphi$; $U_{II} = P_{IIz} \cos \varphi + P_{IIy} \sin \varphi = 22810 \cos \varphi + 2870 \sin \varphi$. Опорные реакции: $20,5RA = 29,8U_{II} + 10U_I = 29,8 \cdot (22810 \cos \varphi + 2870 \sin \varphi) + 10(14500 \cos \varphi + 7220 \sin \varphi) = 825000 \cos \varphi + 157700 \sin \varphi$; $RA = (825000 \cos \varphi + 157700 \sin \varphi) : 20,5 = 40200 \cos \varphi + 7700 \sin \varphi$; $R_B = RA - U_I - U_{II} = 40200 \cos \varphi + 7700 \sin \varphi - 14500 \cos \varphi - 7220 \sin \varphi = 28700 \cos \varphi - 2390 \sin \varphi$. Изгибающие моменты $M_i = U_{II} 5,4 = (22810 \cos \varphi + 2870 \sin \varphi) 5,4 = 123000 \cos \varphi + 15500 \sin \varphi$; $M_A = U_{II} 9,3 = (22810 \cos \varphi + 2870 \sin \varphi) \cdot 9,3 = 212000 \cos \varphi + 26700 \sin \varphi$; $M_2 = U_{II} \cdot (5,4 + 8,4) - RA_{4,5} = (22810 \cos \varphi + 2870 \sin \varphi) 13,8 - (40200 \cos \varphi + 7700 \sin \varphi) \cdot 4,5 = 133000 \cos \varphi + 5000 \sin \varphi$; $M_I = R_B 10 = (2890 \cos \varphi - 2390 \sin \varphi) 10 = 28900 \cos \varphi - 23900 \sin \varphi$; $M_3 = R_B 2 = (2890 \cos \varphi - 2390 \sin \varphi) \cdot 2 = 5780 \cos \varphi - 4780 \sin \varphi$. Приведенные к диаметру 12 см изгибающие моменты: $M_i = M_i (12:9,6)^4 = (123000 \cos \varphi + 15500 \sin \varphi) \cdot 2,44 = 300000 \cos \varphi + 37800 \sin \varphi$; $M_2 = M_2 (12:11)^4 = (212000 \cos \varphi + 26700 \sin \varphi) \cdot 1,415 = 174000 \cos \varphi + 21900 \sin \varphi$; $M_3 = M_3 (12:11)^4 = (212000 \cos \varphi + 26700 \sin \varphi) \cdot 1,415 = 300000 \cos \varphi + 37800 \sin \varphi$; $M_4 = M_4 (12:11)^4 = (133000 \cos \varphi + 5000 \sin \varphi) \cdot 1,415 = 188000 \cos \varphi + 7080 \sin \varphi$; $M_5 = M_5 (12:11,6)^4 = (133000 \cos \varphi + 5000 \sin \varphi) \cdot 1,146 = 152000 \cos \varphi + 5730 \sin \varphi$; $M_6 = M_6 (12:11,6)^4 = (28900 \cos \varphi - 2390 \sin \varphi) \cdot 1,146 = 33100 \cos \varphi - 27400 \sin \varphi$; $M_{10} = M_{10} (12:11,6)^4 = (5780 \cos \varphi - 4780 \sin \varphi) \cdot 1,146 = 6730 \cos \varphi - 5580 \sin \varphi$. Моментные площади: $\omega_i = 0,5 \cdot 5,4 M_i = 2,7(300000 \cos \varphi + 378000 \sin \varphi)$.

* На стр. 246 показано, что угловое перемещение на опоре А не требует уточненного расчета, однако здесь определяем перемещение для обеих опор с целью иллюстрации хода вычислений.

$$\begin{aligned}
 &+ 37800 \sin \varphi = 810000 \cos \varphi + 102000 \sin \varphi; \\
 &\omega_2 = 3,9 M_2 = 3,9 (174000 \cos \varphi + 21900 \sin \varphi) = 679000 \cos \varphi + 85500 \sin \varphi; \omega_2 = \\
 &= 0,5 \cdot 3,9 (M_2 - M_1) = 1,95 (300000 \cos \varphi + \\
 &+ 37800 \sin \varphi - 174000 \cos \varphi - 21900 \sin \varphi) = \\
 &= 246000 \cos \varphi + 31000 \sin \varphi; \omega_1 = 0,5 \cdot \\
 &\cdot 4,5 (M_2 - M_1) = 2,25 (300000 \cos \varphi + \\
 &+ 37800 \sin \varphi - 188000 \cos \varphi - 7080 \sin \varphi) = \\
 &= 252000 \cos \varphi + 69300 \sin \varphi; \omega_3 = 4,5 M_1 = \\
 &= 4,5 (188000 \cos \varphi + 7080 \sin \varphi) = \\
 &= 846000 \cos \varphi + 318000 \sin \varphi; \omega_4 = 0,5 \cdot \\
 &\cdot 6 (M_2 - M_1) = 3 (152000 \cos \varphi + \\
 &+ 5730 \sin \varphi - 33100 \cos \varphi + 27400 \sin \varphi) = \\
 &= 357000 \cos \varphi + 99300 \sin \varphi; \omega_5 = 6 M_2 = \\
 &= 6 (33100 \cos \varphi - 27400 \sin \varphi) = \\
 &= 199000 \cos \varphi - 164000 \sin \varphi; \omega_6 = 0,5 \cdot \\
 &\cdot 8 (M_2 - M_1) = 4 (33100 \cos \varphi - 27400 \sin \varphi) = \\
 &= 105500 \cos \varphi - 87000 \sin \varphi; \omega_7 = 8 M_{10} = \\
 &= 8 (67300 \cos \varphi - 5580 \sin \varphi) = 538000 \cos \varphi - \\
 &- 44700 \sin \varphi; \omega_{10} = 0,5 \cdot 2 M_{10} = 67300 \cos \varphi - \\
 &- 5580 \sin \varphi. \text{ Условие равновесия фиктив-}
 \end{aligned}$$

$$\text{ной балки: } 29,8A' - m - \sum_{i=1}^{10} \omega_i a_i = 0;$$

$$\begin{aligned}
 \sum_{i=1}^{10} \omega_i a_i &= (810000 \cos \varphi + 102000 \sin \varphi) \cdot \\
 &\cdot 26,2 + (679000 \cos \varphi + 85500 \sin \varphi) 22,45 + \\
 &+ (246000 \cos \varphi + 31000 \sin \varphi) 21,8 + \\
 &+ (252000 \cos \varphi + 69300 \sin \varphi) 19 + \\
 &+ (846000 \cos \varphi + 318000 \sin \varphi) 18,25 + \\
 &+ (357000 \cos \varphi + 99300 \sin \varphi) 14 + \\
 &+ (199000 \cos \varphi - 164000 \sin \varphi) 13 + \\
 &+ (105500 \cos \varphi - 87000 \sin \varphi) 7,33 + \\
 &+ (538000 \cos \varphi - 44700 \sin \varphi) 6 + (67300 \cos \varphi - \\
 &- 5580 \sin \varphi) \times 1,33 = (60,9 \cos \varphi +
 \end{aligned}$$

$$+ 5,45 \sin \varphi) 10^4; 9,3A' - m - \sum_{i=1}^3 \omega_i b_i = 0;$$

$$\begin{aligned}
 \sum_{i=1}^3 \omega_i b_i &= (810000 \cos \varphi + 102000 \sin \varphi) \times \\
 &\times 5,7 + (679000 \cos \varphi + 85500 \sin \varphi) \times \\
 &\times 1,95 + (246000 \cos \varphi + 31000 \sin \varphi) \times \\
 &\times 1,3 = (6,26 \cos \varphi + 0,789 \sin \varphi) 10^4;
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 (29,8 - 9,3) A' &= \sum_{i=1}^{10} \omega_i a_i - \sum_{i=1}^3 \omega_i b_i; 20,5A' = \\
 &= (60,9 \cos \varphi + 5,45 \sin \varphi) - 6,26 \cos \varphi - \\
 &- 0,789 \sin \varphi) 10^4 = (54,6 \cos \varphi + 4,66 \sin \varphi) \cdot \\
 &\cdot 10^4; A' = (54,6 \cos \varphi + 4,66 \sin \varphi) 10^4; 20,5 =
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= (2,66 \cos \varphi + 0,228 \sin \varphi) 10^4; B' = \sum_{i=1}^{10} \omega_i - \\
 &- A' = 810000 \cos \varphi + 102000 \sin \varphi + \\
 &+ 679000 \cos \varphi + 85500 \sin \varphi + 246000 \cdot \\
 &\cdot \cos \varphi - 31000 \sin \varphi + 252000 \cos \varphi + \\
 &+ 69300 \sin \varphi + 846000 \cos \varphi + 318000 \cdot \\
 &\cdot \sin \varphi + 357000 \cos \varphi + 99300 \sin \varphi + \\
 &+ 199000 \cos \varphi - 164000 \sin \varphi + 105500 \cdot \\
 &\cdot \cos \varphi - 87000 \sin \varphi + 538000 \cos \varphi - \\
 &- 44700 \sin \varphi + 67300 \cos \varphi - 5580 \sin \varphi - \\
 &- (2,66 \cos \varphi + 0,228 \sin \varphi) 10^4 = (0,09 \cos \varphi -
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &- 0,11 \sin \varphi) \cdot 10^4; m = 29,8A' - \sum_{i=1}^{10} \omega_i a_i = \\
 &= 29,8(2,66 \cos \varphi + 0,228 \sin \varphi) 10^4 - \\
 &- (60,9 \cos \varphi + 5,45 \sin \varphi) 10^4 = (18,4 \cos \varphi + \\
 &+ 1,34 \sin \varphi) 10^4. \text{ Фиктивные перерезывающие}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &\text{силы в сечениях А и В: } Q_A = A' - \\
 &- \sum_{i=1}^3 \omega_i = (2,66 \cos \varphi + 0,228 \sin \varphi) \times 10^4 - \\
 &- 810000 \cos \varphi - 102000 \sin \varphi - 679000 \cos \varphi - \\
 &- 85500 \sin \varphi - 246000 \cos \varphi - 31000 \sin \varphi =
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= (0,93 \cos \varphi + 0,009 \sin \varphi) \times 10^4; Q_B = \\
 &= -B' = -(0,09 \cos \varphi - 0,11 \sin \varphi) 10^4.
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &\text{Углы наклона сечений А и В: } \Phi_A = \\
 &= Q_A : EI = (0,93 \cos \varphi + 0,009 \sin \varphi) 10^4 : \\
 &: 2,04 \cdot 10^8 = (4,56 \cos \varphi + 0,044 \sin \varphi) 10^{-4}; \\
 &\Phi_B = Q_B : EI = -(0,09 \cos \varphi - 0,11 \sin \varphi) \cdot \\
 &\cdot 10^4 : 2,04 \cdot 10^8 = (-0,44 \cos \varphi + 0,54 \sin \varphi) 10^{-4}.
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &\text{Приравняв нулю первые производные от } \theta \text{ по } \varphi, \text{ находим } 10^4 \frac{d^2 \Phi_A}{d\varphi^2} = \\
 &= -4,56 \sin \varphi + 0,044 \cos \varphi \Phi_A = 0; 10^4 \frac{d^2 \Phi_B}{d\varphi^2} / \\
 &/ d\varphi = 0. \text{ Отсюда } \operatorname{tg} \Phi_A = 0,44 : 4,56 = \\
 &= 0,0965; \operatorname{tg} \Phi_B = -0,54 : 0,44 = -1,23; \\
 &\Phi_A = 5^{\circ} 32'; \cos \Phi_A = 0,9954; \sin \Phi_A = \\
 &= 0,0965; \Phi_B = 129^{\circ} 07'; \cos \Phi_B = -0,632; \\
 &\sin \Phi_B = 0,776. \text{ Определяем знаки вторых}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &\text{производных: } 10^4 \frac{d^2 \Phi_A}{d\varphi^2} = -4,56 \cos \Phi_A - \\
 &- 0,44 \sin \Phi_A = -4,56 \cdot 0,9954 - 0,44 \cdot \\
 &\cdot 0,0965 < 0; 10^4 \frac{d^2 \Phi_B}{d\varphi^2} = 0,44 \cos \Phi_B -
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &- 0,54 \sin \Phi_B = -0,44 \cdot 0,632 - 0,54 \cdot \\
 &\cdot 0,776 < 0; \text{ следовательно, полученные} \\
 &\text{значения } \Phi_A \text{ и } \Phi_B \text{ соответствуют максимумам} \\
 &\Phi_A \text{ и } \Phi_B : (\Phi_A)_{\max} = (4,56 \cos \Phi_A + \\
 &+ 0,044 \sin \Phi_A) \cdot 10^{-4} = (4,56 \cdot 0,9954 + \\
 &+ 0,044 \cdot 0,0965) 10^{-4} = 4,54 \cdot 10^{-4} \text{ рад}; \\
 &(\Phi_B)_{\max} = (-0,44 \cos \Phi_B + 0,54 \sin \Phi_B) \cdot \\
 &\cdot 10^{-4} = (0,44 \cdot 0,632 + 0,54 \cdot 0,776) 10^{-4} = \\
 &= 0,697 \cdot 10^{-4} \text{ рад}.
 \end{aligned}$$

Для плоскости зацепления шестерни II, а также для случая СНО расчеты аналогичны проделанным выше. Более точно перемещения могут быть определены с учетом дополнительной жесткости посаженных на вал деталей (зубчатых колес и внутренних колец подшипников качения), как указано на стр. 238. Значения Φ_I и Φ_{II} используются в расчетах соответствующих зубчатых передач. Найденные значения прогибов $|U_I| = 0,00094$ см и $|U_{II}| = 0,0103$ см сопоставляются с допускаемыми величинами $(0,0001 - 0,0005) l = (0,001 - 0,0005) 20,5 \approx 0,002 - 0,01$ см (для консоли в сечении II достигается максимальная допускаемая величина), а также могут быть использованы для оценки изменения межцентровых расстояний в зубчатых передачах. Наибольший угол наклона на опоре А $(\Phi_A)_{\max} = 4,54 \cdot 10^{-4} \text{ рад}$, далеко не достигает допускаемой величины $0,05 \text{ рад}$ для сферического роликоподшипника. Наибольший угол наклона на опоре В $(\Phi_B)_{\max} \approx 0,7 \cdot 10^{-4} \text{ рад}$, составляет около $0,044$ от допускаемой величины $0,0016 \text{ рад}$ для одинарного роликоподшипника. Для двоярного роликоподшипника $(\Phi_B)_{\max} = 0,00007 < 0,0006 = [\Phi_B]$, т. е. жесткость вала в отношении наклона на опоре В также достаточна.

Пример 2. На рис. 18 дан эскиз колена вала двенадцатилитрового авиационного двигателя. Вал изготовлен из стали 18ХНВА $\sigma_s = 115 \text{ кг/мм}^2$; $\sigma_T = 85 \text{ кг/мм}^2$; $\sigma_{-1} = 55 \text{ кг/мм}^2$; $\tau_{-1} = 30 \text{ кг/мм}^2$; $\Psi_\sigma = 0,15$; $\Psi_\tau = 0,1$ (см. табл. 1). Необ-

30. Значения сил и номинальных напряжений в опасных сечениях (к примеру 2)

Усилия и напряжения	Обозначение	Коренная шейка	Шатунная шейка	
			Поперечное отверстие	Сопряжение со шейкой
Крутящие моменты в кг·см	M_{max}	44 000	40 800	40 800
	M_{min}	-16 400	12 300	-12 300
	M_a	30 300	26 000	+26 000
	M_m	14 000	14 600	-14 600
Изгибающие моменты в кг·см	M_{max}	—	18 000	10 600
	M_{min}	—	-4 100	-5 770
	M_a	—	11 050	8 200
	M_m	—	6 950	2 400
Продольная сила в кг	S_{max}	—	—	2 877
	S_{min}	—	—	-2 445
	S_a	—	—	2 661
	S_m	—	—	2 161
Номинальные напряжения в кг/см ²	$\tau_{a \text{ ном}}$	390	373	374
	$\tau_{m \text{ ном}}$	177	202	202
	$\sigma_{a \text{ ном}}$	—	307	940
	$\sigma_{m \text{ ном}}$	—	193	257
Напряжения с учетом общей неравномерности в кг/см ²	τ_a	595	270	537
	τ_m	270	147	290
	σ_a	—	372	1 040
	σ_m	—	234	286

сечениях рассматриваемого вала определяются по формулам:

в шейках от кручения

$$\tau_a = \beta_{\kappa} \tau_{a \text{ ном}}; \quad \tau_m = \beta_{\kappa} \tau_{m \text{ ном}};$$

в шатунной шейке от изгиба

$$\sigma_a = \beta_{\psi} \sigma_{a \text{ ном}}; \quad \sigma_m = \beta_{\psi} \sigma_{m \text{ ном}};$$

в щеке от изгиба

$$\sigma_a = \beta_{\psi} \sigma_{a \text{ ном}}; \quad \sigma_m = \beta_{\psi} \sigma_{m \text{ ном}}.$$

Коэффициент общей неравномерности β_{ψ} определяется для случая изгиба в плоскости, перпендикулярной плоскости колена.

Коэффициенты неравномерности зависят от геометрических параметров коленчатого вала; их значения для каждого

параметра и значения коэффициента общей неравномерности определены по формулам и графикам табл. 25, 26 для опасных сечений и приведены в табл. 31—33. При определении коэффициента β_{λ} использовалась формула (35) табл. 26; $\lambda_0 = 15,3 \text{ мм}$.

Значения напряжений с учетом общей неравномерности приведены в табл. 30.

Для коренных шеек при кручении коэффициент концентрации α_{κ} определяется

для $\frac{r}{d} = 0,071$ и $\frac{d_1}{d} = 0,60$ по рис. 11:

$\alpha_{\kappa} = 1,5$; для шатунных шеек при изгибе

и кручении коэффициенты концентрации в зоне отверстий определяются по рис. 8

для $\frac{a}{d} = 0,13$; $\alpha = 2,55$; $\alpha_{\kappa} = 2,9$; для сопряжения щеки с шейкой — по рис. 10

и 11 для $\frac{r}{h} = 0,23$ и $\frac{r}{d} = 0,08$; $\frac{d_1}{d} = 0,6$;

$\alpha = 2,2$; $\alpha_{\kappa} = 1,47$. Для зоны отверстия

по рис. 9 определяются также $\arctg \frac{\sigma_a \alpha}{\tau_a \alpha_{\kappa}} =$

$$= \arctg \frac{372 \cdot 2,55}{270 \cdot 2,9} = 50^\circ \text{ и коэффициенты,}$$

характеризующие относительную напряженность на кромке $\eta = 0,73$ и $\eta_{\kappa} = 0,8$.

Эффективные коэффициенты концентрации определяются для коленчатых валов из выражений (40) (стр. 236). Для стали

18ХНВА ($\sigma_s = 115 \text{ кг/мм}^2$, $\frac{\sigma_T}{\sigma_s} \approx 0,75$)

коэффициенты чувствительности определяются из рис. 12 для значения $r = 6 \text{ мм}$:

$$q_{\sigma} = \frac{q(\sigma_s) + q(\sigma_T/\sigma_s)}{2} =$$

$$= \frac{0,95 + 0,85}{2} = 0,90;$$

$$q_{\tau} = q(\sigma_T/\sigma_s) = 0,89.$$

В табл. 34 приведены значения эффективных коэффициентов концентрации, подсчитанные по этим формулам. Для стали 18ХНВА коэффициент влияния абсолютных размеров по табл. 22 $\varepsilon_{\sigma} = 0,68$, $\varepsilon_{\tau} = 0,73$ для шатунной шейки и $\varepsilon_{\sigma} = 0,64$; $\varepsilon_{\tau} = 0,72$ для коренной шейки.

Запасы прочности составят:

для коренной шейки

$$n = n_{\tau} = \frac{\tau_{-1} \varepsilon_{\tau}}{k_{\tau} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} =$$

$$= \frac{3000 \cdot 0,72}{1,45 \cdot 595 + 0,1 \cdot 270} = 2,43;$$

для шатунной шейки в зоне поперечного отверстия

$$n = n_{\sigma} =$$

$$\frac{\sigma_{-1} \varepsilon_{\sigma}}{k_{\sigma} \eta \sigma_a + k_{\tau} \eta_{\kappa} \tau_a + \psi_{\sigma} (\eta \sigma_m + \eta_{\kappa} \tau_m)} =$$

$$= \frac{5500 \cdot 0,68}{2,4 \cdot 0,73 \cdot 372 + 2,61 \cdot 0,80 \cdot 270 + 0,15 \times}$$

$$\times (0,73 \cdot 234 + 0,80 \cdot 147) = 2,96;$$

31. Значения коэффициентов неравномерности для коренной шейки при кручении (к примеру 2)

Геометрические параметры	h/d	b/d	l_{κ}/d	Δ/d	Коэффициент общей неравномерности
	0,283	1,20	0,59	0,059	
Кручение	1	1,5	1,04	0,98	$\beta_{\kappa} = \beta_h \beta_b \beta_l \beta_{\Delta} = 1,53$

32. Значения коэффициентов неравномерности для шатунной шейки при изгибе и кручении (к примеру 2)

Геометрические параметры	h/d	b/d	$l_{ш}/d$	Δ/d	θ	Коэффициент общей неравномерности
	0,32	1,33	0,83	0,067	90°	
Изгиб	0,95	1,075	1,54	0,96	0,8	$\beta = \beta_{\theta} \beta_h \beta_b \beta_l \beta_{\Delta} = 1,21$
Кручение	0,99	1,35	1,0	0,97	-0,89	$\beta_{\kappa} = 1 + \beta_{\theta} (\beta_{\Delta} \beta_h \beta_l \times \beta_{\Delta} - 1) = 0,73$

33. Значения коэффициентов неравномерности для сопряжения шейки и щеки при изгибе и кручении (к примеру 2)

Геометрические параметры	b/d	d_1/d	h/d	Δ/d	e/d	λ/λ_0	Коэффициент общей неравномерности
	1,33	0,60	0,32	0,067	0	0,66	
Изгиб	0,95	1,1	—	0,99	1,0	1,07	$\beta = \beta_b \beta_{d_1} \beta_{\Delta} \beta_e \beta_{\lambda} = 1,11$
Кручение	1,5	—	0,98	0,98	1,0	—	$\beta_{\kappa} = \beta_b \beta_h \beta_{\Delta} \beta_e = 1,44$

34. Значения эффективных коэффициентов концентрации k_{σ} , k_{τ} в опасных сечениях (к примеру 2)

Место концентрации	Коренная шейка, галтель	Шатунная шейка, поперечное отверстие	Сопряжение шейки и щеки
Изгиб k_{σ}	—	2,4	2,1
Кручение k_{τ}	1,45	2,61	1,42

в зоне сопряжения щеки и шейки

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1\sigma}}{k_{\sigma}\sigma_a + \Psi_{\sigma}\sigma_m} =$$

$$= \frac{5500 \cdot 0,68}{2,1 \cdot 1040 + 0,15 \cdot 286} = 1,68;$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1\tau}}{k_{\tau}\tau_a + \Psi_{\tau}\tau_m} =$$

$$= \frac{3000 \cdot 0,73}{1,42 \cdot 537 + 0,1 \cdot 290} = 2,77;$$

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = 1,43.$$

ЛИТЕРАТУРА И ИСТОЧНИКИ

- Горшков А. А. и Волощенко М. В. Литые коленчатые валы. М., изд-во «Машиностроение», 1964.
- Справочник машиностроения, т. 4, гл. IV. «Валы и оси». М., Машгиз, 1962.

- Серенсен С. В. и др. Валы и оси, расчет и конструирование. М., Машгиз, 1959.
- Решетов Д. Н. Расчет валов (шпинделей) с учетом упругого взаимодействия их с опорами. М., Машгиз, 1939.

5. Решетов Д. Н. Расчет подшипников качения, установленных по два в опоре. Труды МВТУ. Вып. 33. М., Машгиз, 1955.
 6. Серенсен С. В. и др. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. М., Машгиз, 1963.
 7. Решетов Д. Н. Детали машин. М., Машгиз, 1964.
 8. Лейкин А. С. Сб. «Современные проблемы прочности в машиностроении». Вып. 4. М., изд. АН СССР, 1958.
 9. Танатар Д. Б. Дизели, компоновка и расчет. Л., изд. «Морской транспорт», 1956.
 10. Авиационные поршневые двигатели. М., Оборонгиз, 1950.
 11. Лейкин А. С. Концентрация напряжений и расчет прочности вала с поперечным отверстием. «Вестник машиностроения», 1954, № 3.
 12. Лейкин А. С. Концентрация напряжений в галтелях коленчатых валов. «Вестник машиностроения», 1960, № 5.
 13. Лейкин А. С. О расчете на выносливость деталей сложной конфигурации по экстремальным приведенным эффективным напряжениям. «Вестник машиностроения», 1964, № 8.
 14. Конструкция и прочность коленчатых валов. Оборонгиз, 1963.
 15. Динамика и прочность коленчатых валов. Под ред. С. В. Серенсена. Изд. АН СССР. Сб. 1, 1948; сб. 2, 1950.
 16. Терских В. П. Расчеты крутильных колебаний силовых установок. Л., Судпромиздат, 1954.
-

ГИБКИЕ ПРОВОЛОЧНЫЕ ВАЛЫ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПЕРЕДАЧАХ С ГИБКИМИ ПРОВОЛОЧНЫМИ ВАЛАМИ

Гибкие проволочные валы применяются для передачи вращения между осями, взаимное расположение которых в пространстве меняется во время работы, а также в тех случаях, когда соединение ведущего и ведомого элементов другим способом оказывается экономически нецелесообразным или неконструктивным.

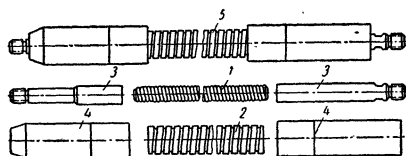


Рис. 1. Передача с гибким проволочным валом: 1 — гибкий вал; 2 — броня; 3 — наконечник вала; 4 — арматура брони; 5 — передача в сборе

Гибкий проволочный вал позволяет отделить инструмент от двигателя, упрощает дистанционное управление агрегатами и дистанционный контроль их работы. Иногда гибкие валы выполняют функцию компенсационных муфт или торсионных амортизаторов. Характерным свойством гибких валов, определяющим область их применения, является то, что жесткость изгиба гибких валов в десятки раз меньше их крутильной жесткости, тогда как у обычных валов изгибная жесткость составляет ~125% крутильной жесткости.

Комплект передачи с гибким проволочным валом (рис. 1) состоит из гибкого вала, брони, наконечни-

ков (шпинделей) вала и арматуры брони *.

Гибкие валы подразделяются в зависимости от назначения на гибкие валы силовых передач, гибкие валы приводов дистанционного управления и гибкие валы приводов контрольных приборов.

Основным элементом комплекта рассматриваемых передач является гибкий вал, представляющий собой цилиндрическое тело круглого сечения, состоящее из ряда последовательно навитых один на другой слоев проволоки. Первый от оси проволоки навивается на центральную проволоку — сердечник, который может быть затем извлечен из вала или оставлен в нем. Каждый слой состоит из нескольких проволок и конструктивно является многозаходной пружиной с прилегающими один к другому витками. Смежные слои имеют противоположные направления навивки. Диаметры проволок возрастают от оси гибкого вала к периферии.

В зависимости от направления навивки внешнего слоя проволок различают валы правого и левого вращения. Валом правого вращения (рис. 2, а) называется вал, внешний слой проволок которого при закручивании вала по часовой стрелке закручивается, т. е. стремится уменьшить свой диаметр, его внешний слой имеет левозаходную навивку. Валом левого вращения (рис. 2, б) называется вал, внешний слой

* В автомобильной промышленности вместо термина «гибкий вал» применяют часто термина «трос» и «сердечник», а вместо термина «броня» — термин «оболочка». Применять такую терминологию не рекомендуется.

проволок которого закручивается при закручивании вала против часовой стрелки; внешний слой этого вала имеет правозаходную навивку.

Броня выполняет функции, обеспечивающие нормальную работу вала: увеличивает суммарную жесткость передачи, предотвращая образование петель; удерживает консистентную смазку; предохраняет вал

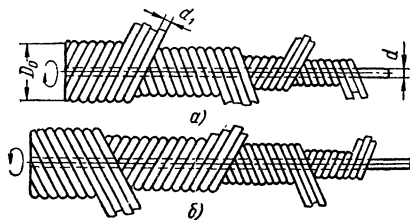


Рис. 2. Гибкие проволочные валы: а — правого вращения; б — левого вращения

от загрязнения и повреждений, а в отдельных случаях и от влаги; защищает обслуживающий персонал от захвата валом.

Наконечники (шпиндели) вала предназначены для соединения гибкого вала с валами приводного агрегата и рабочей машины или инструмента, либо прибора.

Арматура брони служит для соединения брони к неподвижным частям приводного агрегата и рабочей машины либо инструментальной головки или прибора. Иногда арматура брони служит опорой для наконечника. Различают три вида арматуры: с опорами скольжения, с опорами качения и без опор.

ОСНОВЫ ТЕОРИИ РАСЧЕТА ГИБКИХ ВАЛОВ [1, 2, 3]

Фактором, определяющим величины деформаций и напряжений в проволоках вала во время навивки, является в основном индекс навивки

$$c_i = \frac{D_i}{d_i},$$

где d_i — диаметр проволоки i -того слоя, D_i — средний диаметр того же слоя.

Если пренебречь углом подъема витков, то величину c_i , характери-

зующую относительное удлинение внешних растянутых волокон проволоки, можно выразить формулой

$$e_i = \frac{d_i}{D_i + d_i} = \frac{1}{c_i + 1}. \quad (1)$$

Постоянство отношения (1) во всех слоях проволоки вала, следовательно, и постоянство индекса навивки не выдерживается по соображениям, связанным с производительностью технологического процесса, его простотой, стоимостью валов и ассортиментом проволоки.

Обычно индекс навивки слоев вала должен находиться в пределах $c_i = 6 \div 10$ и во всяком случае $c_i \geq 4 \div 5$. В противном случае влияние кривизны сильно увеличивает напряжения в проволоках и создает затруднения при навивке.

При назначении диаметра вала следует руководствоваться данными о нагрузочной способности валов аналогичного назначения, выпускаемых промышленностью. Выбор диаметров проволоки нужно производить в следующей последовательности:

1. Величину e_i принимать первоначально одинаковой для всех слоев, начиная с внешнего. Для всех валов приводов управления и валов силовых передач с условным диаметром D более 15 мм следует принимать $e_i \approx 0,08 \div 0,1$, а для валов силовых передач диаметром менее 15 мм $e_i \approx 0,12 \div 0,13$.

2. В процессе расчета полученные диаметры проволоки округлять до стандартных. При этом индексы навивки будут соответственно равны

$$c_i = \frac{1}{e_i} - 1 \approx 10 \div 12,5 \text{ и } 6,5 \div 7,5.$$

3. Расчеты закончить после получения минимального стандартного диаметра проволоки, исходя из возможностей оборудования (обычно 0,3 мм).

4. Полученные стандартные диаметры проволоки корректировать в сторону увеличения (при учете неизменности диаметра вала). Для внутреннего слоя должно быть $c_i \geq 2,5 \div 3$.

Для валов силовых передач, от которых требуется минимальная из-

гибная жесткость, число проволок в слое обычно не превышает 6 и даже 4. Для валов приводов управления, от которых требуется высокая крутильная жесткость, число проволок в слоях доходит до 12. В некоторых случаях целесообразно брать и большее число проволок. Ограничение налагается возможностями существующего оборудования.

Новые конструкции валов разрабатывают лишь в тех случаях, когда нельзя выбрать подходящий вал из серийной номенклатуры; при этом следует разрабатывать одновременно несколько вариантов конструкции. Окончательный выбор варианта определяется результатами поверочного расчета на изгиб, кручение и износостойкость.

Поверочный расчет на кручение и изгиб основан на предположении о том, что соблюдаются следующие условия.

В ненагруженном состоянии вала все его слои плотно прилегают один к другому; между соседними витками каждого слоя или, по крайней мере, у наружного слоя промежутков нет, но и давления между витками одного и того же слоя отсутствуют; в результате навивки вала или последующих технологических операций пружины, образующие слои вала, не находятся в состоянии растяжения вдоль его оси; эти пружины имеют настолько малый шаг, что при выводе расчетных формул синусы и тангенсы углов подъема витков пружин можно считать пренебрежимо малыми по сравнению с единицей.

При записи расчетных формул приняты следующие обозначения: внутренний слой вала считается первым, а наружный — последним или m -ым, где m — число слоев вала; n_i — число проволок в i -том слое.

Растянутый гибкий вал рассматривается как система независимо работающих параллельно включенных пружин, образующих все слои вала:

$$P = \frac{\lambda G}{8L} \sum_{i=1}^m \frac{(d_i n_i)^2}{c_i^3}; \quad (2)$$

здесь P — сила, растягивающая гибкий вал; G — модуль сдвига; L —

длина вала и λ — его удлинение, определяемое из выражения

$$\lambda = \frac{PL}{A},$$

где $\frac{A}{L}$ — жесткость растяжения гибкого вала;

$$A = \frac{G}{8} \sum_{i=1}^m \frac{(d_i n_i)^2}{c_i^3}. \quad (3)$$

Наибольшие касательные напряжения в поперечных сечениях витков i -того слоя:

$$\tau_i = \frac{PGn_i}{\pi A c_i^2} \left(1 + \frac{5}{4c_i} + \frac{7}{8c_i^2} \right). \quad (4)$$

При расчете на изгиб предполагается, что образующая наружного слоя вала, расположенная в плоскости изгиба со стороны вогнутости, в процессе деформации вала не изменяется по длине и, следовательно, длина геометрической оси вала при изгибе увеличивается. Взаимное нажатие слоев не учитывается.

Изгиб вала длиной L производится двумя противоположными парами сил, момент которых равен M_u . Зависимость между кривизной геометрической оси вала и изгибающим моментом M_u :

$$\frac{1}{\rho_0} = \frac{M_u}{B},$$

где ρ_0 — радиус кривизны геометрической оси вала и B — изгибная жесткость вала; при значении коэффициента Пуассона $\mu = 0,3$

$$B = \frac{GD_m^2}{32} \sum_{i=1}^m \frac{(d_i n_i)^2}{c_i^3} \left[1 + 1,13 \times \left(\frac{D_i}{D_m} \right)^2 \right]. \quad (5)$$

Касательные напряжения в опасных поперечных сечениях витков i -того слоя, расположенных со стороны вогнутости гибкого вала в плоскости изгибающего момента, равны

$$\tau_i = \frac{GD_m}{2\pi\rho_0} \cdot \frac{n_i}{c_i} \left[1 + 1,13 \frac{D_i}{D_m} + \left(1,25 + 0,75 \frac{D_i}{D_m} \right) \frac{1}{c_i} + \left(0,875 + 0,39 \frac{D_i}{D_m} \right) \frac{1}{c_i^2} \right]. \quad (6)$$

Наибольшие напряжения возникают в проволоках внутренних слоев. Зависимость между кривизной и изгибающим моментом предварительно закрученного и растянутого гибкого вала:

$$\frac{1}{\rho_0} = \frac{M_u}{B_1},$$

где B_1 — изгибная жесткость предварительно закрученного и растянутого гибкого вала, вычисляемая по формуле

$$B_1 = B + \frac{1}{2} \rho_0 D_m \left(\frac{A}{2\pi} d_m n_m \psi - P \right); \quad (7)$$

здесь ψ — погонный угол закручивания вала, выраженный в радианах на единицу длины вала; B — см. формулу (5); A — см. формулу (3).

Таким образом, изгибная жесткость предварительно закрученного вала больше, чем незакрученного.

Она зависит также от погонного угла закручивания ψ и растягивающей силы P .

Задача кручения гибкого вала с произвольным числом слоев решается как обобщение более частной задачи о кручении вала, состоящего из двух слоев i и $i+1$ с противоположными один к другому направлениями навивки. В начальный момент предварительные контактные силы $Y_{i,i+1}$ между проволоками этих слоев, возникшие в результате навивки, не равны нулю. По мере увеличения крутящего момента, приложенного к концам вала, величины контактных сил между проволоками взаимодействующих слоев возрастают.

Погонный угол закручивания ψ гибкого вала с произвольным числом контактных пар слоев

$$\psi = \frac{M_\pi}{E \sum_{i=1,3,\dots,m-1} \alpha_{i,i+1}} + \frac{\sum_{i=1,3,\dots,m-1} \beta_{i,i+1} \left[\left(\frac{\alpha_{i,i+1} Y_{i,i+1}}{\sum_{i=1,3,\dots,m-1} \alpha_{i,i+1}} M_\pi + Y_{i,i+1} \right)^{\frac{3}{2}} - Y_{i,i+1}^{\frac{3}{2}} \right]}{E \sum_{i=1,3,\dots,m-1} \alpha_{i,i+1}}, \quad (8)$$

где

$$\alpha_{i,i+1} = \frac{(D_i d_i n_i + D_{i+1} d_{i+1} n_{i+1})^2}{16 [c_i (1 + \theta_i^2 + 0,1 c_i^2 \theta_i^4) + c_{i+1} (1 + \theta_{i+1}^2 + 1 + 0,1 c_{i+1}^2 \theta_{i+1}^4)]}; \quad (9)$$

$$\beta_{i,i+1} = \frac{\pi (D_i d_i n_i + D_{i+1} d_{i+1} n_{i+1}) \xi_{i,i+1}^3 \sqrt{E \left(\frac{1}{d_i} + \frac{1}{d_{i+1}} \right)}}{4 [c_i (1 + \theta_i^2 + 0,1 c_i^2 \theta_i^4) + c_{i+1} (1 + \theta_{i+1}^2 + 1 + 0,1 c_{i+1}^2 \theta_{i+1}^4)]}; \quad (10)$$

$$Y_{i,i+1} = \frac{4}{\frac{D_i n_i}{\theta_i} + \frac{D_{i+1} n_{i+1}}{\theta_{i+1}}};$$

$\xi_{i,i+1}$ определяется с помощью графика на рис. 3 и формул:

$$P_{i,i+1} = \frac{d_i n_i + d_{i+1} n_{i+1}}{D_{i,i+1}}; \quad D_{i,i+1} = D_i + d_i = D_{i+1} - d_{i+1};$$

2θ и $2\theta_{i+1}$ — изменения полярных углов, соответствующие переходу от одной точки контакта к другой, ближайшей точке контакта для про-

волокон внутреннего и наружного слоев контактной пары соответственно:

$$\theta_i = \frac{\pi d_{i+1}}{d_i n_i + d_{i+1} n_{i+1}}; \\ \theta_{i+1} = \frac{\pi d_i}{d_i n_i + d_{i+1} n_{i+1}}. \quad (11)$$

Для гибкого вала, навиваемого на полуавтоматическом оборудовании

$$Y_{i, i+1} = \\ = 2\theta_{i+1} P_{i+1} - \frac{4\theta_{i+1}}{D_{i+1}} M_{i+1}^*, \quad (12)$$

где P_{i+1} — натяжение проволоки при навивке вала; M_{i+1} — момент, ми-

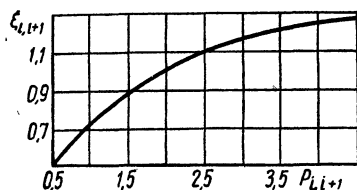


Рис. 3. График зависимости коэффициента $\xi_{i, i+1}$ от параметра $p_{i, i+1}$

нимально необходимый для навивки пружин $(i+1)$ -го слоя. Момент

$$M_{i+1} = \xi_i \sigma_e d_{i+1}^3 \quad (\text{см. [4]}, \quad (13)$$

где ξ_i — коэффициент, зависящий от параметров пружины и механических характеристик проволоки, и σ_e — предел прочности (временное сопротивление) проволоки.

С достаточной для практических целей точностью значение момента M_{i+1} может быть определено по формуле

$$M_{i+1} = \frac{\pi E}{32} \left(1 - \frac{1}{k}\right) \frac{d_{i+1}^3}{c_{i+1}^2 + 1} \times \\ \times (D_{i+1} - d_{i+1}),$$

где k определяется на основе экспериментальных данных [5] для проволок, у которых $\sigma_e > 100 \text{ кг/мм}^2$, из выражения

$$k = 0,97 + 0,0008 \sigma_e.$$

Для «нераскручивающихся» гиб-

* Здесь и в дальнейшем M_{i+1} вместо M_{ki+1} ; $M_{i, i+1}$ вместо $M_{ki, i+1}$ и т.п. для упрощения набора.

ких валов, получаемых путем сборки из отдельных пакетов спиралей, величина предварительных контактных сил определяется из рекуррентного соотношения

$$M_i + \frac{D_i}{4\theta_i} Y_{i-1, i} + \frac{D_i}{4\theta_i} Y_{i+1, i} = 0; \quad (14)$$

$$M_i = -\frac{\pi E}{32} \cdot \frac{d_i^3}{c} \Delta D_i, \quad (15)$$

где $\Delta D_i = D_i - D_i^*$ (D_i — диаметр пружины в свободном состоянии, т. е. извлеченной из вала (см. [3]).

Таким образом, величина предварительных контактных сил определяется величинами натягов при сборке слоев вала.

Вычисление погонного угла закручивания ψ по данному крутящему моменту M_k производится в следующей последовательности: для каждой контактной пары слоев определяются углы θ_i и θ_{i+1} , предварительные контактные силы $Y_{i, i+1}$, затем коэффициенты $\alpha_{i, i+1}$, $\beta_{i, i+1}$, $\gamma_{i, i+1}$ и, после этого, погонный угол закручивания.

Для валов, подвергнутых термической обработке, предварительные контактные силы можно принимать равными нулю.

Формулы для определения наибольших напряжений в проволоках слоев i и $i+1$ имеют вид

$$\sigma_i = -\frac{16M_{i, i+1}}{3\pi d_i^3 \left(\frac{D_i n_i}{\theta_i} + \frac{D_{i+1} n_{i+1}}{\theta_{i+1}} \right)} \times \\ \times \left(c_i \theta_i + \frac{3}{2\theta_i} + \frac{\theta_i}{4} \right) - \\ - \frac{8Y_{i, i+1}}{\pi d_i^3} \left(c_i + \frac{1}{4} \right) \left(\frac{1}{\theta_i} + \frac{\theta_i}{6} \right); \quad (16)$$

$$\sigma_{i+1} = \frac{16M_{i, i+1}}{3\pi d_{i+1}^3 \left(\frac{D_i n_i}{\theta_i} + \frac{D_{i+1} n_{i+1}}{\theta_{i+1}} \right)} \times \\ \times \left(c_{i+1} \theta_{i+1} + \frac{3}{2\theta_{i+1}} + \right. \\ \left. + \frac{\theta_{i+1}}{4} \right) + \frac{8Y_{i, i+1}}{\pi d_{i+1}^3} \left(c_{i+1} + \frac{1}{4} \right) \times \\ \times \left(\frac{1}{\theta_{i+1}} + \frac{\theta_{i+1}}{6} \right). \quad (17)$$

Моменты $M_{i, i+1}$ ($i = 1, 3, \dots, m-1$), которые входят в правые части формул (16) и (17), вычисляются приближенно по формуле

$$M_{i, i+1} = \frac{\alpha_{i, i+1}}{\sum_{i=1, 3, \dots, m-1} \alpha_{i, i+1}} M_{\kappa} \quad (18)$$

Предварительные контактные силы существенно увеличивают жесткость кручения вала и ее стабильность во времени, что имеет первостепенное значение для валов приводов дистанционного управления. Вместе с тем предварительные контактные силы резко увеличивают величины напряжений в проволоках при эксплуатационных нагрузках и способствуют значительному увеличению изгибной жесткости вала. Поэтому валы силовых передач, особенно при значительной скорости вращения и малых радиусах изгиба, целесообразно подвергать термообработке.

Для работы вала в приводе контрольного прибора или в следящем приводе, помимо крутильной жесткости, исключительно большое значение имеет величина торсионного рассогласования ведущего и ведомого концов вала, которая приближенно при прочих одинаковых условиях, оценивается параметром

$$П = \sqrt{\frac{B_1}{C}}, \quad (19)$$

где C — крутильная жесткость вала, определяемая по формуле

$$C = E \sum_{i=1, 3, \dots, m-1} \alpha_{i, i+1} \left\{ 1 + \right.$$

$$\left. \frac{\sum_{i=1, 3, \dots, m-1} \beta_{i, i+1} \left[\left(\frac{\alpha_{i, i+1} \gamma_{i, i+1}}{\sum_{i=1, 3, \dots, m-1} \alpha_{i, i+1}} M_{\kappa} + \gamma_{i, i+1} \right)^{\frac{2}{3}} - \gamma_{i, i+1}^{\frac{2}{3}} \right]}{M_{\kappa}} \right\}. \quad (20)$$

Если обеспечено значительное натяжение проволок при навивке вала, его крутильную жесткость можно определять, принимая в формуле (20)

выражение в фигурных скобках равным единице.

Для валов силовых передач очень важно знать момент трения $M_{тр}$ вращающегося вала — он определяет, в значительной степени, величину потерь и интенсивность износа:

$$M_{тр} = G' f \frac{D}{2} + \frac{B_1 L}{2 \pi \rho^2} f + \frac{\pi^2 n^2}{900} \frac{D' - D}{2} \cdot \frac{G}{g} f \frac{D}{2}, \quad (21)$$

где G' — вес вала; f — приведенный коэффициент трения вала о броню, который можно принять равным 0,16—0,20; D — диаметр вала; D' — внутренний диаметр брони, ρ — радиус изгиба геометрической оси вала; n — скорость вращения вала (в об/мин); g — ускорение силы тяжести.

ГИБКИЕ ВАЛЫ СИЛОВЫХ ПЕРЕДАЧ — ТИП В1

Основная область применения гибких валов типа В1 (табл. 1) — привод стационарного и переносного механизированного инструмента [6].

Конструкция и материалы. Валы В1 изготавливаются правого и левого вращения из стальной углеродистой пружинной проволоки классов II и II-а по ГОСТу 9389—60*. Допускается навивка внутренних слоев вала из проволоки класса III по ГОСТу 9389—60*.

Отклонения от номинальных размеров по длине вала, не должны быть больше ± 4 мм на 1 м длины вала.

Во избежание разрывки проволок концы вала должны быть отожжены на длине $(2 \div 2,5) D$, где D — условный диаметр вала (см. табл. 1).

Для приводов глубинных вибраторов для бетона изготавливаются (метражем) специальные валы типов В-122 и В-123 (табл. 1), идущие ис-

1. Гибкие валы силовых передач—тип В1 и специальные типы

Обозначение вала	Условный диаметр вала D	Допускаемые отклонения	Диаметр сердечника	Слой навивки									Расчетный вес 1 пог. м вала в кг	
				1-й	2-й	3-й	4-й	5-й	6-й	7-й	8-й	9-й		
				Число проволок в слое \times диаметр проволоки в мм										
В1-6 (У)	6	-0,4	0,6	3 \times 0,6	4 \times 0,6	4 \times 0,7	4 \times 0,7	—	—	—	—	—	0,165	
В1-6	6	+0,3 -0,2	0,6	4 \times 0,6	4 \times 0,7	4 \times 0,7	4 \times 0,7	—	—	—	—	—	0,185	
В1-8 (У)	8	-0,4	0,6	3 \times 0,6	4 \times 0,7	4 \times 0,7	4 \times 0,7	4 \times 1,0	—	—	—	—	0,295	
В1-8	8	+0,35 -0,25	0,6	4 \times 0,7	4 \times 0,7	4 \times 0,7	4 \times 0,8	4 \times 0,8	—	—	—	—	0,318	
В1-10 (У)	10	-0,5	0,8	4 \times 0,6	4 \times 0,8	4 \times 0,8	4 \times 1,2	4 \times 1,2	—	—	—	—	0,466	
В1-10	10	+0,5	(1,8)	4 \times 0,8	4 \times 0,8	4 \times 1,2	4 \times 1,2	—	—	—	—	—	0,461	
В1-12 (У)	12	+0,3	(1,8)	4 \times 1,0	4 \times 1,0	4 \times 1,2	4 \times 1,8	—	—	—	—	—	0,675	
В1-12	12	+0,3	(1,6)	4 \times 1,0	4 \times 1,2	4 \times 1,2	4 \times 1,8	—	—	—	—	—	0,701	
В1-16	16	+0,3	(2,0)	4 \times 1,0	4 \times 1,0	4 \times 1,2	4 \times 1,6	4 \times 2,0	—	—	—	—	1,211	
В1-20	20	+0,3	(2,5)	4 \times 1,2	4 \times 1,6	4 \times 1,8	4 \times 2,0	4 \times 2,0	—	—	—	—	1,898	
В1-25	25	+0,4	(2,5)	4 \times 1,2	4 \times 1,6	4 \times 1,8	4 \times 2,0	4 \times 2,0	4 \times 2,5	—	—	—	3,422	
В1-30	30	+0,5	(2,5)	4 \times 1,2	4 \times 1,6	4 \times 1,8	4 \times 2,0	4 \times 2,0	4 \times 2,0	4 \times 3,0	—	—	4,418	
В1-40	40	+1,0	(2,5)	4 \times 1,2	4 \times 1,6	4 \times 1,8	4 \times 2,0	4 \times 2,0	4 \times 2,0	4 \times 2,5	4 \times 2,5	4 \times 3,0	7,300	
В-122	13,1	+0,34 -0,32	0,5	4 \times 0,5	4 \times 0,6	4 \times 0,8	4 \times 1,2	4 \times 1,4	4 \times 1,8	—	—	—	0,864	
В-123	15,3	+0,39 -0,32	0,7	3 \times 0,7	4 \times 0,8	4 \times 1,0	4 \times 1,2	4 \times 1,6	4 \times 2,0	—	—	—	1,223	
Примечания. В скобках — диаметры сердечников, извлекаемых из вала после его навивки.														

Примечание. В скобках — диаметры сердечников, извлекаемых из вала после его навивки.

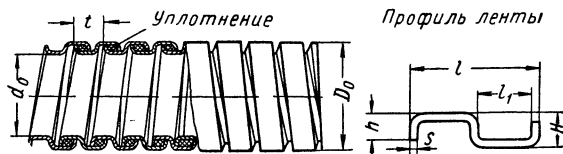
ключительно на укомплектование соответствующих передач (см. стр. 267, рис. 7 и 8). Эти валы подвергаются термообработке с нагревом до 550—600° С и последующим охлаждением в масле.

Броня ленточная стальная Б1 (БЛ) (табл. 2) представляет собой гибкий металлический рукав, свернутый из профилированной стальной оцинкованной ленты, с хлопчатобумажным или асбестовым уплотнением. Лента — стальная (из стали 08—10 по ГОСТу 1050—60*), холодной прокатки, I—II класса, неполированная, особо мягкая, повышенной точности по толщине, обрезная (ГОСТ 503—67), оцинкованная Ц.З. (ГОСТ 9791—61). Асбестовый шнур — по ГОСТу 1779—55. Броня типа Б1 имеет малый вес и малую изгибную жесткость, достаточно герметична для консистентной смазки, но мало прочна и

слабо гасит вибрации вала. Ее можно применять при легких условиях работы.

Броня ленточная стальная с внутренней спиралью — Б2 (табл. 3) представляет собой гибкий металлический рукав, свернутый из профилированной стальной оцинкованной ленты с асбестовым уплотнением и внутренней спиралью из ленты или плоской проволоки. Материал ленты — см. броню типа Б1. Внутренняя спираль — из плоской проволоки марки ШХ 10 по ГОСТу 808—49. Для стран с тропическим климатом рукав — из стальной нержавеющей ленты марок Х18Н10Т и Х18Н9Т по ЧМТУ 150-59. Броня типа Б2 гасит вибрации вала лучше брони Б1, допускает работу на более высоких скоростях вращения и обеспечивает больший срок службы вала.

2. Основные размеры в мм и характеристика брони типа Б1 (БЛ)



Условный диаметр вала D	Наименьший внутренний диаметр брони d_0	Наибольший наружный диаметр брони D_0	l	l_1	H	h	s	Шаг t (спиральный.)	Минимальный радиус изгиба ρ	Допускаемая осевая нагрузка в кг	Вес 1 пог. м в кг
3	4,7	8,4	4,1	1,90	1,4	1,0	0,3	2,9	40	30	0,10
4	5,7	9,4								0,12	
5	7,8	11,2								40	0,16
6	8,6	13,4									0,18
8	10,5	15,5	5,6	2,45	1,7	1,3	3,8	65	45	0,22	
10	13,5	21,2	8,6	4,0	2,6	1,9	0,6	5,5	200	100	0,56
12	16,5	26,0		3,65	3,5	2,4	0,9	5,7	250	110	0,95
16	21	30,5	13,3	6,10	4,4	3,1	1,1	8,5	300	140	1,54
20	25	35							350	160	2,05
25	30	42	14,6	6,65	4,6		1,3	9,2	375	180	2,65
30	35	48,5							400	200	3,26

Примечание. Указанные в таблице минимальные радиусы изгиба и допускаемые осевые нагрузки являются оптимальными, по ним можно свободно изгибать и растягивать броню.

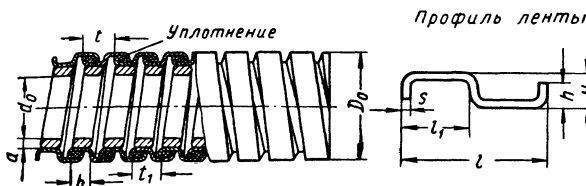
Для всех типов брони допускаемые отклонения по длине — в пределах ± 4 мм на 1 м.

Броня резино-металлическая Б6 ПОР (табл. 4) представляет собой гибкий шланг из оплетенной и обрезиненной спирали, изготовленной из плющеной стальной углеродистой пружинной проволоки класса III по ГОСТу 9389—60*. Оплетка — из стальной оцинкованной проволоки

диаметром 0,3 мм по ГОСТу 1526—42, резиновый верхний слой — по ТУ 3558—52.

Броня резино-металлическая Б6Л20Р представляет собой гибкий шланг из оплетенного и обрезиненного металлического рукава, состоящего из двух спиралей, навиваемых одновременно. Внутренняя спираль — из стальной ленты марки 65Г, отожженной по ЧМТУ 4982—55, наружная

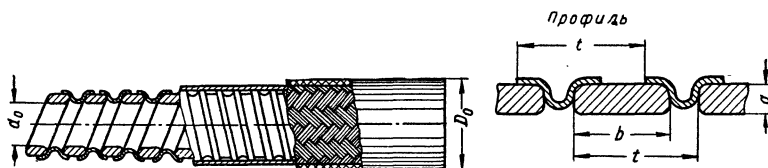
3. Основные размеры в мм и характеристика брони типа В2



Условный диаметр вала D	Наименьший внутренний диаметр брони d_0	Наибольший наружный диаметр брони D_0	Шаг t (справочн.)	Сечение профиля $l \times h$	Сечение ленты $L \times s$	Сечение внутренней спирали $b \times a$	Диаметр уплотняющего асбестового шнура	Минимальный радиус изгиба ρ	Допускаемая осевая нагрузка в кг	Вес 1 пог. м в кг	
16	21	32	7,2	11,6×3,4	16,0×0,7	5×1,5	2,5	450	140	1,975	
20	25	36				500		160	2,29		
25	30,5	42,5				5×1,5		550	180	3,0	
30	36	48,5						600	200	3,5	

Примечание. См. примечание к табл. 2.

4. Основные размеры в мм и характеристика резино-металлической брони типа В3



Диаметр вала D	Тип брони	Наименьший внутренний диаметр d_0	Наибольший наружный диаметр D_0	Шаг t (справочн.)	Сечение спирали $b \times a$	Число танцевальных прокладок	Число резины, не менее	Диаметр проволоки оплетки	Вес 1 пог. м в кг	Минимальный радиус изгиба ρ	Допускаемая осевая нагрузка в кг
12	Б6 ПОР	17,0	33,7	5	$3,8 \times 2$	2	1,2	0,3	1,45	250	25
13,3	Б6 Л2Р	17,5	34,2	12	$10 \times 2,1$	3		—	2,2	200	
15,4	Б6 Л2П	20,5	37,2						3,0	250	
13,3	Б6 Л20Р	17,5	34,6					0,3	2,35	200	
15,4	Б6 Л20Р	20,5	37,6						3,18	250	

Примечания: 1. Конструкция оплетки $24 \times 8 \times 0,3$, шаг $t = 51,2$ мм.

2. Чертеж сечения брони не относится к типу В6 ПОР.

3. См. примечание к табл. 2.

5. Коэффициент k_1 режима работы

Характер нагрузки		Длина привода в D (условный диаметр вала, выбираемый ориентировочно)	Непрерывная работа или работа с перерывами реже, чем через 1 ч	Работа с перерывами не чаще, чем через каждые 10–15 мин	Работа с частыми включениями и выключениями
Колебания в % абсолютной величины	Пусковой момент в % к исходному				
Постоянная или почти постоянная	До 125	До 100 D	0,8	0,8	0,9
		Св. 100 D	1,0	1,0	1,1
10–15	» 150	До 100 D	1,0	1,0	1,1
		Св. 100 D	1,15	1,2	1,3
20–30	» 200	До 100 D	1,1	1,2	1,35
		Св. 100 D	1,2	1,3	1,5
До 50 (неравномерная ударная)	» 300	До 100 D	1,3	1,4	1,8
		Св. 100 D	1,4	1,6	2,0

Примечание. Значение коэффициента k_1 приведены для случая, когда за исходный крутящий момент, передаваемый валом, принимается максимальный длительно действующий момент (более 5–10 мин). В том случае, когда за исходный момент принимается средний момент, значения k_1 должны быть увеличены на 15–25%.

профильная спираль — из стальной ленты (сталь 08—10) по ГОСТу 503—67; оплетка — из стальной оцинкованной проволоки диаметром 0,3 мм по ГОСТу 1526—42. Выступы профильной спирали входят между витками внутренней спирали, уплотняя ее и ограничивая изгиб.

6. Коэффициент k закрепления брони

Типы брони	Интервалы закрепления брони			
	До 35 D	Св. 35 D до 60 D	Св. 60 D до 100 D	Св. 100 D
Б1 (БЛ) и Б2	1,1	1,2	1,4	1,6
БДП	0,8	1,0	1,0	1,2
Б6	0,7	0,8	0,9	1,0

Примечание. Если вместо брони — жесткая труба, то $k = 0,6$.

сокой прочностью, водонепроницаемостью, достаточной маслoneпроницаемостью, удовлетворительным сопротивлением износу. Она тяжелее и дороже брони всех остальных типов. Применяется, в основном, в приводах глубоководных вибраторов, станков для обдирки литья, шлифовки камня и т. п.

Выбор вала. По крутящему моменту M_k на ведомом конце вала определяется расчетный крутящий момент

$$M_p = M_k \frac{k_v k_1 k}{\eta}, \quad (22)$$

где k_v , k_1 и k — соответственно коэффициенты скорости, режима работы и закрепления брони (табл. 5, 6) и η — к. п. д. привода гибким валом (табл. 7). Скоростной коэффициент

$k_v = \frac{n_a}{n_p}$, где n_a — эксплуатационная угловая скорость вращения вала в об/мин; n_p — расчетная угловая скорость вращения вала в об/мин по табл. 7.

Резино-металлическая броня обладает достаточной эластичностью, вы-

7. Средние значения к. п. д. валов типа В1 в броне Б1 при расчетных скоростях n_p

Условный диаметр вала D в мм	Число изгибов трассы вала на 90° по минимальному эксплуатационному радиусу изгиба ρ и длина вала в м							
	Ось близка к прямой				Один изгиб			
	До 1,5	Св. 1,5 до 3,5	Св. 3,5 до 7,0	Св. 7,0 до 12	До 1,5	Св. 1,5 до 3,5	Св. 3,5 до 7,0	Св. 7,0 до 12
6 8 10 12 13	0,98	0,95	0,92	—	0,92	0,90	0,86	—
15 16 20 25 30 40	0,95	0,92	0,90	0,88	0,90	0,88	0,84	0,80

Условный диаметр вала D в мм	Число изгибов трассы вала на 90° по минимальному эксплуатационному радиусу изгиба ρ и длина вала в м							
	Два изгиба				Три изгиба			
	До 1,5	Св. 1,5 до 3,5	Св. 3,5 до 7,0	Св. 7,0 до 12	До 1,5	Св. 1,5 до 3,5	Св. 3,5 до 7,0	Св. 7,0 до 12
6 8 10 12 13	0,87	0,85	—	—	0,78	0,75	—	—
15 16 20 25 30 40	—	0,82	0,80	0,78	—	—	0,71	0,68

Примечания: 1. С возрастанием скорости к. п. д. снижается, но не более чем на 2–3% при достижении максимально допустимых скоростей.
2. Для валов в броне БДП средние значения к. п. д. должны быть увеличены на 1–2%, а для валов в броне Б2 и Б6 — на 2–3% в сравнении с приведенными в таблице.

По минимальному радиусу в эксплуатации и расчетному моменту M_p , пользуясь табл. 8, путем повторных расчетов выбирают вал наименьшего диаметра, для которого $M_{p\text{ табл}} \geq M_p$. При этом максимально допустимый крутящий момент в приводе не должен превышать момент для прямого вала по табл. 8.

Гарантийный срок службы вала — 40–60 млн. оборотов или 400–600 ч работы, но лишь при условии правильной эксплуатации: последнее очень важно для гибких валов, весьма чувствительных к нарушению правил эксплуатации. Партия валов либо брони считается соответствующей гарантии, если не менее 90%

8. Технические характеристики валов типа В1

Обозначение вала	Крутящие моменты M_p в кгм для валов с прямой осью и осью, изогнутой по дуге радиуса ρ в мм								Расчетная скорость n_p в об/мин	Максимальная допустимая скорость n_{\max} в об/мин
	Прямой	1000	750	600	450	350	250	200		
В1-6 (У)	10	10	9	8	7	6	5	5	3200	6500
В1-6	12	12	10	9	8	6	5	4	3200	6500
В1-8 (У)	13	13	12	12	10	9	8	6	2500	6500
В1-8	15	15	14	12	10	9	8	6	2500	5000
В1-10 (У)	30	30	28	24	22	20	18	16	2100	4500
В1-10	30	30	28	24	22	18	14	12	2100	4200
В1-12 (У) и В1-12	40	38	35	32	28	25	22	—	1750	3500
В1-16	80	75	70	65	50	35	—	—	1350	2600
В1-20	150	140	120	95	60	45	—	—	1150	2200
В1-25	300	230	165	120	70	—	—	—	950	1800
В1-30	500	380	250	165	100	—	—	—	800	1600

Примечания: 1. Максимально допустимые скорости n_{\max} указаны для валов в броне В1; при работе в броне В2, ВДП и В6 n_{\max} можно брать на 25–30% больше.

2. Приведенные характеристики действительны при длинах валов не более 400 D, где D — условный диаметр вала.

3. Данные таблицы относятся к работе валов правого вращения вправо, левого вращения — влево. В противном случае нагрузочная способность меньше на 50–30% для валов диаметром 6–40 мм соответственно.

валов либо брони партии отрабатывают гарантийный срок. Гарантийный срок службы брони типа В1 — 200 ч, брони типов В2 и ВДП — 400 ч, брони типов В6 — 500 ч.

Комплектные силовые передачи. Комплектные передачи типа В-100 (табл. 9) отличаются простотой и дешевизной. Арматура типа А1 на опорах скольжения, используемая для укомплектования этих передач, ограничивает эксплуатационные скорости ~ 3000—1000 об/мин в интервале диаметров валов от 8 до 30 мм.

Комплектная передача В-101 (рис. 4, табл. 10) применяется в приводе механизированного инструмента для ремонта и обслуживания автомобилей и с.-х. машин.

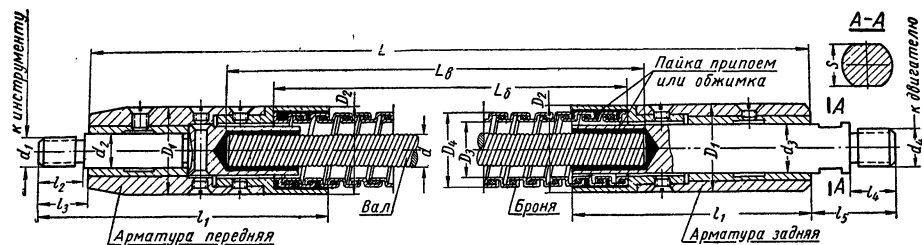
Комплектная передача В-110А (рис. 5, табл. 10) используется в приводе шлифовальных машин и глубинных вибраторов для бетона. Особенность передачи — арматура без опор и скользящие наконечники вала, обеспечивающие свободу относительных продольных деформаций вала и брони.

Комплектная передача 92-СБ-1 (рис. 6, табл. 10) применяется в приводе машинок для стрижки овец. Особенность этой передачи — быстростемная арматура брони без опор с байонетным креплением и цанговые наконечники вала.

Комплектные передачи В-122, В-123 (рис. 7 и 8, табл. 10) предназначены для приводов глубинных вибраторов. Один наконечник вала скользящий, другой — резьбовой (для предотвращения опускания вала при вертикальном расположении передачи). Особенность передачи — весьма жесткая броня с мощными усиленными пружинами на концевых участках, препятствующими резкому изгибу брони, потере ею устойчивости, преждевременному износу и выходу из строя вала и брони.

Приведенные примеры комплектных передач могут служить для ориентировки при разработке новых конструкций. Жесткость брони вблизи арматуры необходимо увеличивать путем постановки усиленных пружин (рис. 4, 5, 7, 8).

9. Основные размеры в мм комплектных передач типа В-100



Тип передачи	Условный диаметр вала	L	L_g	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	d_1	d_2	d_3	d_4	D_1	D_2	D_3 min	D_4 max	S	Вес передней арматуры в кг	Вес задней арматуры в кг
В-100-8	8	$L_g + 86$	$L_g - 30$	80	10	12	10	22	M 8	8	10	M 8	23	23	12	17,2	8	0,190	0,210
В-100-10	10	$L_g + 76$	$L_g - 45$	83	13	15	15	30	M10	10	13	M10	26	26	13,5	20,5	10	0,240	0,260
В-100-12	12	$L_g + 101$	$L_g - 25$	86	15	18	18	35	M10	12	15	M12	28	30	16,5	26	12	0,320	0,380
В-100-16	16	$L_g + 121$	$L_g - 27$	96	18	20	18	34	M12	14	20	M16	35	35	21	30,5	17	0,530	0,615
В-100-20	20	$L_g + 133$	$L_g - 35$	108	23	25	22	42	M16	18	24	M16	38	42	25	35	22	0,745	0,850
В-100-25	25	$L_g + 153$	$L_g - 65$	130	23	26	25	49	M16	21	30	M24	45	48	30	42	27	1,150	1,400
В-100-30	30	$L_g + 173$	$L_g - 33$	146	25	27	25	52	M24	26	34	M24	50	55	36	48,5	32	1,650	1,970

Примечание. Передаваемые крутящие моменты и скорости вращения — в соответствии с табл. 8 и формулой (22).

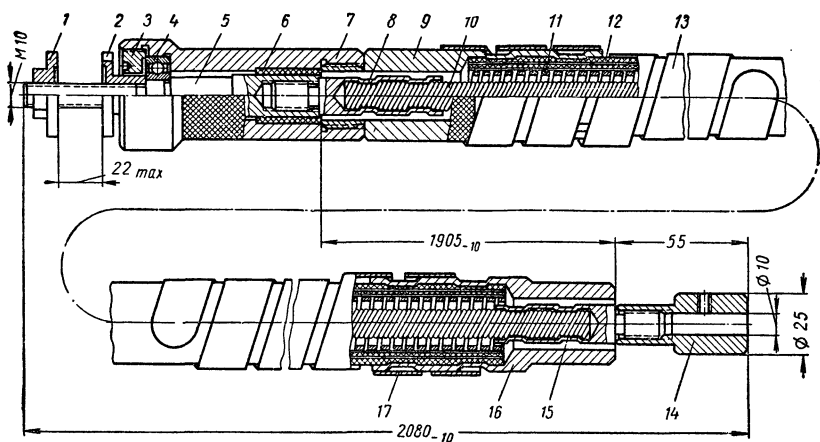


Рис. 4. Комплектная передача типа В-101: 1 — фасонная гайка; 2 — упорная гайка; 3 — специальная гайка; 4 — подшипник № 201 ГОСТ 8338—57; 5 — шпиндель; 6 — втулка; 7 — головка; 8, 15 — наконечники; 9, 16 — муфты брони (передняя и задняя); 10 — гибкий вал; 11 — внутренняя спираль брони; 12 — обкладка и резиновое покрытие брони; 13, 17 — усиленные пружины; 14 — муфта двигателя

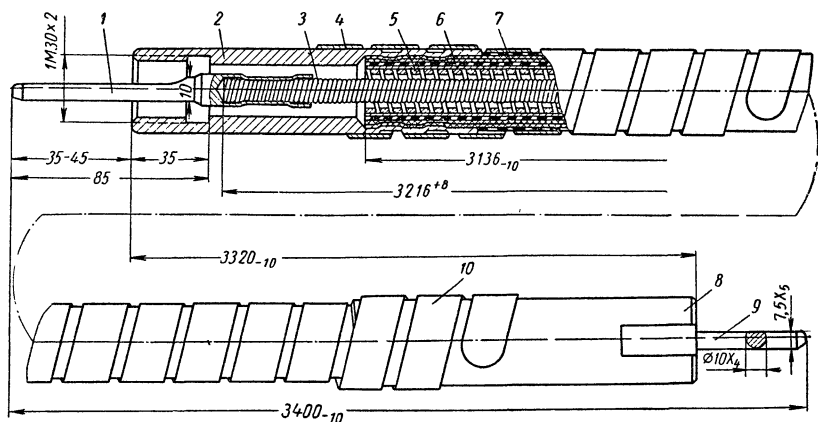


Рис. 5. Комплектная передача типа В-110-А: 1, 9 — наконечники; 2, 8 — муфты брони; 3 — гибкий вал; 4, 10 — усиленные пружины; 5 — внутренняя спираль брони; 6 — оплетка; 7 — вулканизированная резина с кордовыми прослойками

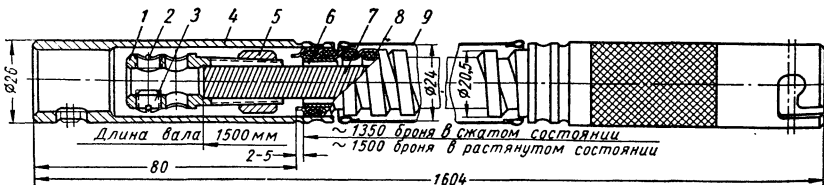


Рис. 6. Комплектная передача типа 92-СВ-1: 1 — наконечник гибкого вала; 2 — кольцо стопорное; 3 — установочный винт; 4 — наконечник брони; 5 — гайка специальная; 6 — втулка; 7 — гибкий вал; 8 — броня; 9 — брезентовый чехол

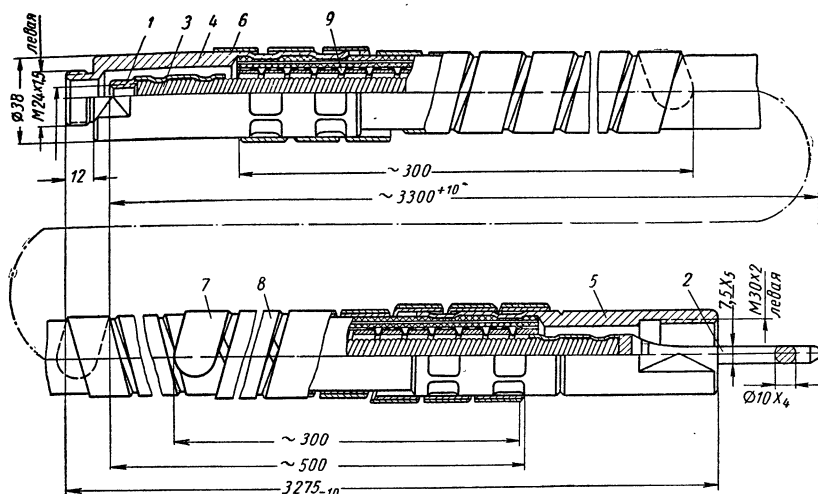


Рис. 7. Комплектная передача типа В-122: 1, 2 — наконечники гибкого вала; 3 — гибкий вал; 4, 5 — муфты брони; 6, 7, 8 — усиленные пружины; 9 — броня

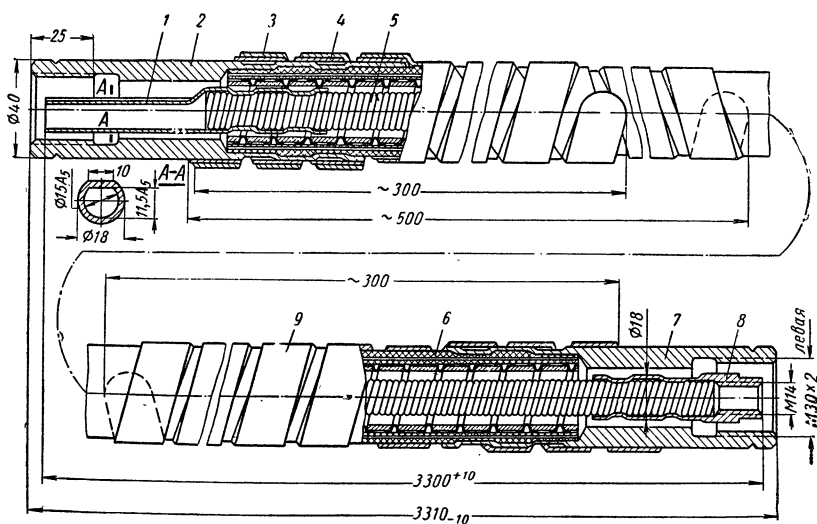
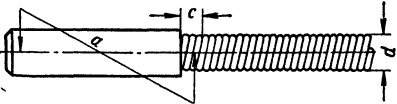


Рис. 8. Комплектная передача типа В-123: 1, 8 — наконечники гибкого вала; 2, 7 — муфты брони; 3, 4, 9 — усиленные пружины; 5 — гибкий вал; 6 — броня

10. Характеристики комплектных силовых передач с гибкими валами

Тип передачи	Типоразмер вала	Тип брони	Длина передачи в мм	Вес передачи в кг	Мощность двигателя в <i>квт</i>	Передаваемый крутящий момент в <i>кг·см</i>	Скорость вращения в <i>об/мин</i>
В-101	В1-12	Б6 ПОР	2080	8,0	1,0	—	2800
В-110А	В1-12	Б6 ПОР	3400	10,0	1,0	—	2800
92-СБ-1	В1-10	В1 (спец. [7])	1604	3,1	0,125	—	2780
В-122	В1-122 (13,1)	Б6Л20Р и Б6Л2Р	3320	12,0 11,5	—	30—35	2800
В-123	В-123 (15,3)	Б6Л2Р и Б6Л2Р	3310	14,0 13,5	—	40—45	2800

11. Допуски на несоосность гибких валов и наконечников

							
Диаметр вала <i>d</i> в мм . . .	3, 4 и 5	6	8 и 10	12 и 16	20	25	30 и 40
Допуск на несоосность <i>a</i> в мм	0,3	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
Зона проверки на несоосность <i>c</i> в мм	2	3	3	4	4	5	5

Для обеспечения нормальной работы передачи необходимо соблюдение допуска на несоосность вала и наконечника (табл. 11).

При скорости вращения вала $n \geq 3000$ об/мин для валов диаметром $D \leq 12$ мм и при $n > 1500 \div 1000$ об/мин — для валов $D > 12$ мм следует назначать более жесткие допуски.

В случае несовпадения скоростей вращения приводного агрегата, рабочего агрегата и наилучшей скорости вращения вала в силовую

цепь необходимо вводить промежуточные передачи в соответствии с примерами на рис. 9.

Приводной электродвигатель передачи к механизированному инструменту желательно крепить шарнирно во избежание перегрузки брони и ее резких изгибов. Необходимо включение передачи производить вхолостую, а после включения ее проверить правильность направления вращения вала. Вал и броню необходимо периодически промывать и производить замену консистентной смазки.

Добавление смазки недопустимо. Сорт и периодичность замены — в зависимости от условий работы.

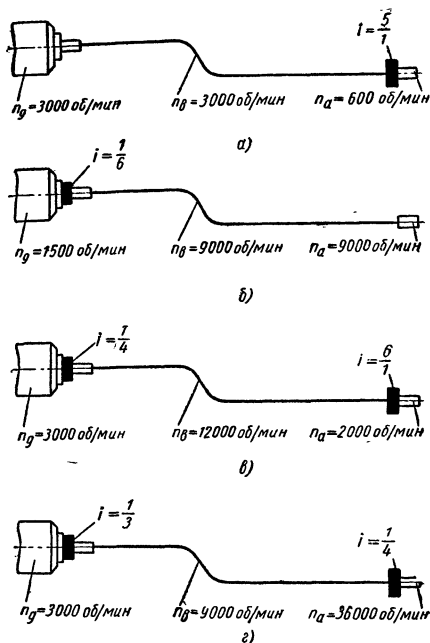


Рис. 9. Типовые схемы введения промежуточных передач: а — $n_d > n_a$; б — $n_d < n_a$; в — при крутящем моменте, превосходящем нагрузочную способность вала, или когда необходимо облегчить вал; г — привод инструмента, работающего на сверхвысоких скоростях вращения; числа оборотов в минуту: n_d — двигателя; n_g — гибкого вала; n_a — рабочего агрегата

ГИБКИЕ ВАЛЫ ПРИВОДОВ ДИСТАНЦИОННОГО УПРАВЛЕНИЯ И КОНТРОЛЯ—ТИП ВУ

Гибкие валы типа ВУ (табл. 12) предназначены для приводов дистанционного управления и приводов контрольных приборов (за исключением автомобильных, мотоциклетных, тракторных и им подобных). Их можно применять также в силовых передачах в случае предъявления повышенных требований к допустимой величине рассогласования между вращением ведущего и ведомого концов вала.

Конструкция и материалы. Валы ВУ изготавливаются правого и левого вращения по ГОСТу 11625—65 метражом из стальной углеродистой пружинной проволоки класса II-а по ГОСТу 9389—60* из стали марки 70 по ГОСТу 1050—60*. Вал В2-3-Бр, изготавливаемый из кремнемарганцовистой бронзовой проволоки Бр. КМц (ГОСТ 5222—50), обладает высокими антифрикционными, антимагнитными и антикоррозийными свойствами. Он эксплуатируется в броне Р1М, свертываемой из медной ленты с хлопчатобумажным уплотнением (табл. 13). Остальные валы эксплуатируются в броне типа Б1 (Б1 по ГОСТу 11626—65, соответствует табл. 2) либо других типах брони силовых передач, а также в броне типа БДП по ГОСТу 11626—65 (табл. 14 и 15).

Отклонение от номинальных размеров по длине вала не должно быть больше ± 4 мм на 1 м.

Во избежание разрывки проволок и снижения крутильной жесткости концы валов должны быть отожжены на длине, равной 2—3 диаметрам вала. Желательно также опайка концов вала медью, обеспечивающая одновременную передачу нагрузки всеми проволоками и надежно предотвращающая разрывку вала до его армирования.

Выбор вала типа ВУ для привода дистанционного управления (табл. 16). По крутящему моменту M_k на ведомом конце вала определяется расчетный крутящий момент

$$M_p = M_k k, \quad (23)$$

где k — коэффициент закрепления брони (см. табл. 6).

Максимальный передаваемый крутящий момент не должен превышать M_p по табл. 16. Максимальная скорость вращения валов ВУ в приводах дистанционного управления не должна превышать 150 об/мин; при большей скорости вал В2 для привода дистанционного управления выбирается по табл. 18 как вал привода контрольного прибора или силового привода. При этом углы закручивания по табл. 16 в течение всего периода эксплуатации не гарантируются.

12. Конструктивные параметры гибких валов типа ВУ

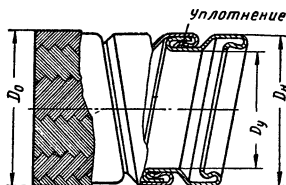
Размеры в мм

Диаметр вала				Диаметр сердечника	Слой навивки								Расчетный вес 1 пог. м в кг
D	D ₀				1-й	2-й	3-й	4-й	5-й	6-й	7-й	8-й	
условный	расчетный	max	min		Число проволок в слое × диаметр проволоки в мм								
3	3,0	3,18	2,85	0,4	6×0,3	6×0,3	12×0,3	12×0,4	—	—	—	—	0,049
3*	3,15	3,30	3,075	0,35	4×0,35	6×0,35	11×0,35	11×0,35	—	—	—	—	0,063
4	4,0	4,22	3,81	0,4	6×0,3	6×0,3	8×0,3	12×0,4	—	—	—	—	0,083
5	5,1	5,36	4,87	0,5	6×0,3	6×0,3	8×0,3	8×0,4	10×0,5	10×0,5	—	—	0,137
6	6,1	6,36	5,85	0,5	6×0,3	8×0,4	8×0,4	12×0,5	12×0,6	12×0,6	—	—	0,193
8	8,3	8,60	8,00	0,5	4×0,5	6×0,5	6×0,5	8×0,6	12×0,6	12×0,6	12×0,6	—	0,352
10	10,1	10,48	9,76	0,5	6×0,4	6×0,5	6×0,5	6×0,6	12×0,6	12×0,6	12×0,8	12×0,8	0,518
12	12,1	12,52	11,76	0,5	6×0,5	6×0,5	8×0,6	8×0,6	12×0,8	12×0,8	12×1,0	12×1,0	0,738

* Вал из бронзовой проволоки — тип В2-3-Бр.

* Вал из бронзовой проволоки — тип В2-3-Бр.

13. Основные размеры в мм и характеристика брони Р1М к валу В2-3-Бр

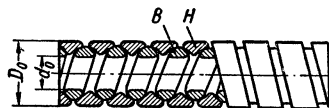


Условный внутренний диаметр	Внутренний диаметр не менее D_y	Наружный диаметр не более		Минималь- ный радиус изгиба	Сечение ленты	Диаметр уплотнения	Вес 1 поз. м в кг		
		без оплет- ки D_n	в оплет- ке D_0				без оп- летки	в оплетке	
								сталь- ной	мед- ной
4	3,8	7,7	9,0	100	8×0,4	1,5	0,16	0,23	0,24

14. Конструктивные особенности двухпроводочной брони БДП (исполнения 1, 2, 3)

Исполно- ния	Эскиз	Материал внутрен- него слоя (В)	Материал наружно- го слоя (Н)
1		Проволока сталь- ная углеродистая конструкционная по ГОСТу 1982—50* из стали марки 35 по ГОСТу 1050—60*	Проволока стальная низкоуглеродистая по ГОСТу 1798—49* из ста- ли марки 10 по ГОСТу 1050—60*
2		Проволока сталь- ная углеродистая, пружинная класса III по ГОСТу 9389—60* из стали марки 70 по ГОСТу 1050—60*	
3			Проволока термиче- ски обработанная, светлая, по ГОСТу 3282—46 из низкоугле- родистой стали общего назначения по ГОСТам 502—41** и 2590—57*

15. Основные размеры в мм и характеристики двухпроводочной брони типа ВДП



(Обозначения размеров см. также эскизы табл. 14)

Условный диаметр вала D	Исполнения	Диаметр брони внутренний d_0		Диаметр брони наружный D_0		d_1	h	h_1	h_2	t	s	s_1	r	r_1	r_2	a	a_1	a_2	Минимальный радиус изгиба	Допустимая осевая нагрузка в кг	Вес 1 пог. м в кг		
		Номин.	Доп. откл.	Номин.	Доп. откл.																		
3	1	4,0	$\pm 0,20$	6,9	$\pm 0,20$	—	1,4	1,2	0,6	3	2,4	2,5	1,4	1,5	0,6	1,35	—	1,40	60	5	0,16		
4		4,7		7,7															80		0,19		
5	2	6,0	$+0,24$	9,8	$\pm 0,36$		1,6			•		4							3,9	100	15	0,28	
6		7,5	$+0,28$	11,3																		120	0,32
8		10,0	$+0,36$	13,8																		150	0,41
10	3	13,5	$+0,40$	20,5	$\pm 0,40$	3	2,7	2,0	0,5	3,7	—	1,5	—	—	—	1,75	0,50	180	1,05				
12		16,0	$+0,45$	23,0														200	1,20				

Примечания: 1. Указанные в таблице минимальные радиусы изгиба и допускаемые осевые нагрузки являются оптимальными, по ним можно свободно изгибать и растягивать броню.

2. Не допускается выпучивание отдельных витков внутренней спирали внутрь.

16. Технические характеристики валов типа ВУ для приводов дистанционного управления

Тип вала	M_p — расчетный крутящий момент в кг·см	Угол закручивания вала в град на 1 м длины и 1 кг·см крутящего момента
ВУ-3	1,5	40—50
ВУ-4	3,5	16—20
ВУ-5	7,0	7,0—7,5
ВУ-6	15,0	2,2—2,6
ВУ-8	36,0	1,75—2,0
ВУ-10	40,0	0,6—0,7
ВУ-12	50,0	0,35—0,40

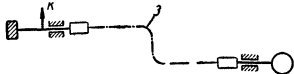
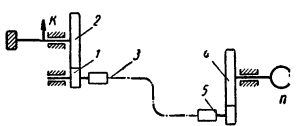
Примечание. При работе валов правого вращения — влево, а валов левого вращения — вправо углы увеличиваются на 50—30% для валов диаметром 3—12 мм соответственно.

Гарантийный срок службы валов ВУ в приводах дистанционного управления — 400÷600 ч работы.

Комплектные приводы дистанционного управления. В приводах управления гибкие валы применяют в тех случаях, когда управляемым элементам машин, механизмов или приборов необходимо сообщить вращательное или возвратно-поступательное движение при отдаленности их расположения от органов управления или невозможности непосредственного соединения их с органами управления жесткой связью из-за условий компоновки.

При разработке конструкции привода дистанционного управления важнейшее значение имеет вопрос о его точности. Вследствие малой

17. Формулы для определения ошибки положения управляемого элемента привода и передаточных отношений промежуточных передач

Схема привода	Расчетные формулы
	$\xi = \sqrt{\xi_3^2 + \xi_2^2}$
	$\xi = \sqrt{\xi_3^2 + i_{3-4}^2 (\xi_3^2 + \xi_1^2) + \xi_2^2}$ <p>или, если пренебречь величиной $i_{3-4}^2 \xi_1^2$,</p> $\xi = \sqrt{\xi_3^2 + (i_{3-4} \xi_3)^2 + \xi_2^2};$ $i_{3-4} = \sqrt{\frac{\xi_3^2 - \xi_3^2 - \xi_1^2}{\xi_3^2 + \xi_1^2}}$
Схема привода с многоступенчатыми промежуточными передачами	$i_n = \sqrt{\frac{\xi_3^2 - \Sigma \xi_m^2 - \xi_2^2}{\xi_3^2 + \Sigma \xi_n^2}}$

Обозначения: m — управляющий элемент схемы; n — управляемый элемент схемы; 3 — гибкий вал; k — стрелка; 1, 2, 4, 5 — зубчатые колеса; ξ — предельная ошибка управляемого элемента в град; ξ_3 — предельная ошибка положения, вызываемая закручиванием гибкого вала ($\xi_3 = \psi L \frac{180}{\pi}$ при использовании расчетных данных по углу закручивания и $\xi_3 = \psi L M_k$ при использовании опытных данных, приведенных в табл. 16); ξ_2 — предельная ошибка положения управляющего элемента m ($\xi_2 = \frac{A^\circ}{2}$, где A° — цена деления шкалы управляющего элемента; при наличии нониуса $\xi_2 = \frac{A^\circ}{n+1}$, где n — число делений на шкале нониуса); ξ_1 , ξ_5 — предельные ошибки зубчатых зацеплений 2—1 и 5—4 соответственно; i_{3-4} — передаточное отношение зубчатого зацепления 3—4; i_n — общее передаточное отношение передач механизма деления ошибки (передач, введенных после гибкого вала); $\Sigma \xi_m^2$ — сумма квадратов первичных ошибок механизма деления ошибки (передач, введенных после гибкого вала); $\Sigma \xi_n^2$ — сумма квадратов первичных ошибок передач, введенных до гибкого вала.

18. Технические характеристики валов ВУ для приводов контрольных приборов

Обозначение вала	Крутящие моменты M_p в кг·см для валов с прямолинейной осью и осью, изогнутой по дуге радиуса ρ в мм										Расчетная скорость n_p в об/мин	Максимально допустимая скорость n_{max} в об/мин
	Прямой	1000	750	600	450	350	250	200	150	100		
ВУ-3	1,5	1,5	1,5	1,5	1,0	1,0	1,0	0,75	0,5	0,5	7200	8000
ВУ-4	3,5	3,5	3,5	3,0	3,0	2,5	2,5	2,0	1,5	1,0	4800	6000
ВУ-5	7	6,5	6,5	6,0	6,0	5,5	5,0	4,0	3,0	—	3600	5000
ВУ-6	15	14	13	12	10	9,0	8,0	6,0	5,0	—	2600	4500
ВУ-8	36	32	30	28	25	20	16	12	—	—	1800	4000
ВУ-10	40	40	35	32	28	24	18	—	—	—	1800	3500
ВУ-12	50	50	45	40	35	30	24	—	—	—	1600	3000

Примечание. В таблице даны нормы нагрузок для приводов, длина которых не превышает 400D. При работе вала правого вращения — влево, а вала левого вращения — вправо нагрузка снижается на 50—30% для валов диаметром 3—12 мм соответственно.

крутильной жесткости гибкий вал вводит в привод весьма значительную систематическую первичную ошибку. Сумма всех ошибок должна быть меньше заданной величины, зависящей от необходимой точности регулирования объекта. Предельная ошибка положения ведомого звена может быть существенно уменьшена введением в привод промежуточных передач, т. е. путем уменьшения крутящего момента, нагружающего вал.

Расчетные формулы табл. 17 позволяют определить передаточное отношение промежуточных передач, которые необходимо ввести в привод для ограничения ошибки положения ведомого звена заданными пределами [6].

Выбор вала типа ВУ для привода контрольного прибора или силового привода. Выбор вала типа ВУ для привода контрольных приборов (за исключением автомобильных, мотоциклетных, тракторных и им подобных), а также для силового привода производится в полном соответствии с порядком выбора гибких валов типа В1 для силовых передач. При этом используются данные табл. 18, к. п. д. большей частью не учитывается. В случае необходимости учета к. п. д. принимается по табл. 19.

ГИБКИЕ ВАЛЫ ПРИВОДОВ АВТОМОБИЛЬНЫХ И МОТОЦИКЛЕТНЫХ ПРИБОРОВ

В автомобилях и мотоциклах гибкие валы применяются в приводах спидометров, тахометров, таксометров, редукторов таксометров и стеклоочистителей [7].

Конструкция валов и брони и материалы. Гибкие валы приводов автомобильных и мотоциклетных приборов (табл. 20) навиваются метразом. Материал сердечника — стальная углеродистая пружинная проволока класса II по ГОСТу 9389—60*. Материал слоев — проволока из конструкционной углеродистой стали по МПТУ 2487-50 или ЧМТУ 4525-54. Концы валов чаще всего осаживают на квадрат, реже — снабжают специальными наконечниками из легких сплавов, закрепляемыми путем обжатия. Броня — двухпроволочная типа БДП и выпускается в четырех модификациях [7] (табл. 21). Для навивки первого слоя брони в модификациях БДП-А1, БДП-А2 и БДП-А3 применяется проволока из стали марки 35 по ЧМТУ 4525-54 (первоначальный диаметр $2 \pm 0,06$ мм), а в модификации БДП-А4 — проволока стальная углеродистая пружинная класса III по ГОСТу 9389—60*

19. Средние значения к. п. д. валов ВУ с броней Б1 (БЛ)
при расчетных скоростях n_p

Условный диаметр вала D в мм	Число изгибов трассы вала на 90° по минимальному эксплуатационному радиусу изгиба ρ и длина вала в м															
	Ось близка к прямой				Один изгиб				Два изгиба				Три изгиба			
	До 1,5	Св. 1,5 до 3,5	Св. 3,5 до 7,0	Св. 7,0 до 12	До 1,5	Св. 1,5 до 3,5	Св. 3,5 до 7,0	Св. 7,0 до 12	До 1,5	Св. 1,5 до 3,5	Св. 3,5 до 7,0	Св. 7,0 до 12	До 1,5	Св. 1,5 до 3,5	Св. 3,5 до 7,0	Св. 7,0 до 12
3 4 5	0,97	0,95	0,94	0,92	0,93	0,92	0,90	0,88	0,90	0,88	0,86	0,85	0,86	0,85	0,83	0,81
6 8 10 12	0,95	0,92	0,90	0,88	0,92	0,90	0,88	0,86	0,88	0,86	0,84	0,82	0,82	0,80	0,78	0,76

Примечания: 1. С возрастанием скорости к. п. д. снижается, но не более чем на 2—3% при достижении максимально допустимых скоростей.
2. Для валов в броне БДП средние значения к. п. д. больше на 1—2%, а для валов в броне Б2 и Б6 — на 2—3% в сравнении с данными таблицы.

20. Конструкция гибких валов приводов автомобильных
и мотоциклетных приборов, тип В2-А

Обозначение вала	Номиналь- ный диаметр	Допуск	Диаметр сердечника	Слой навивки					Условное обозначение по чертежам заво- дов-изготови- телей	
				1-й	2-й	3-й	4-й	5-й		
				Число проволок в слое × диаметр проволоки в мм						
В2РЛ-2,3-А	2,3	±0,1	0,5	4×0,31	4×0,31	4×0,4	5×0,4	4×0,4	ГВ-106-3802703	
В2ТЛ-3,3-А	3,3	±0,1 -0,2							ГВ-001Н	
В2РЛ-3,3-А										
В2РЛ-3,3-А (с. к.)	3,5	0,6	0,5	4×0,4	4×0,4	4×0,4	4×0,4	4×0,4		ГВ122-3802703
В2ТЛ-4,1-А	4,1								±0,1 -0,2	ТБ-003
В2Т-5,3-А	5,3									

Обозначения: Т — термообработанный; Р — рихтованный; (с. к.) — с капроновым сердечником; Л — левого вращения.

(первоначальный диаметр $2,8 \pm 0,005$ мм). Для навивки второго слоя брони во всех модификациях применяется проволока из стали марок 08 и 10 по ГОСТу 1050—60* (первоначальный диаметр $1,2 \pm 0,05$ мм).

21. Модификация двухпроволочной брони БДП-А

Диаметр вала в мм	Модификация брони	Обозначение по заводскому чертежу	Внутренний диаметр \times наружный диаметр брони в мм
3,3	БДП-А1	ТБ-002	4,0 \times 6,9
3,3; 4,1	БДП-А2	ТБ-004	4,7 \times 7,7
4,1	БДП-А3	ТБ-006	6,0 \times 9,5
5,3	БДП-А4	ГВ 23-А-5205953 ГВ 43-5205803	6,0 \times 9,8

Антикоррозийные свойства и хороший внешний вид брони достигаются термоокислением и промасливанием.

циклетных приборов могут быть неразборными, разборными (плавающими) и разборно-запирающимися; последние обладают достоинствами разборного и неразборного приводов, не имея их недостатков [7]. Гибкий вал разборно-запирающегося привода может быть извлечен из брони после снятия запорного устройства — разрезной пружинной шайбы, упирающейся в муфту, напрессованную на вал (рис. 10).

Арматура приборных приводов (ниппеля, наконечники, гайки) изготовляется в основном из цинкового сплава ЦА-4 отливкой под давлением.

Техническими условиями Министерства автомобильной промышленности ТУ 029 004—65 установлено, что, начиная с 1967 г., во всех вновь выпускаемых транспортных машинах присоединительные размеры гибких валов, спидометров и трансмиссий следует выполнять как показано на рис. 11, 12 и 13.

ТУ 029 004—65 предусматривают более высокое качество гибких валов. Угол закручивания на 1 м длины

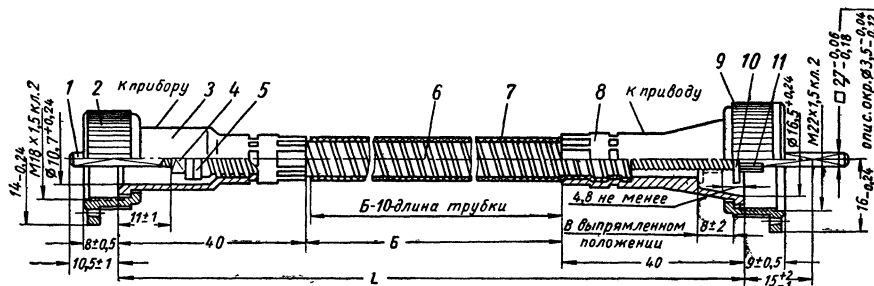


Рис. 10. Комплектный разборно-запирающийся привод спидометра: 1 — гибкий вал; 2, 9 — накидные гайки; 4 — обжимная втулка; 5 — шайбы; 6 — броня; 7 — хлорвиниловая трубка; 10 — разрезная пружинная шайба; 11 — обжимная запорная муфта

В большей части приводов броня защищена оболочкой в виде хлорвиниловой или резиновой трубки. Гибкий вал В2РЛ-2,3-А (привод спидометра мопеда) работает в броне троса управления мотоцикла.

Конструкция и характеристики комплектных приводов автомобильных и мотоциклетных приборов (табл. 22—24). Конструкции комплектных приводов автомобильных и мото-

вала не должен превышать 20 и 100° при крутящих моментах 150 и 750 Г·см соответственно. Суммарный угол закручивания вала при изменении прилагаемого крутящего момента от +150 Г·см до -150 Г·см не должен увеличиваться более чем на 10° на 1 м длины вала после 140 ч стендовых испытаний. Колебания стрелки спидометра не должны превышать ± 3 км для грузовых и

22. Крутильная жесткость и нагрузочная способность гибких валов автомобильных приборов

Обозначение вала	Расстояние между зажимами в мм	Направление кручения	Наибольший допустимый крутящий момент M_k в кгсм	Максимальная угловая деформация в град	Разрушающий момент в кгсм, не менее
B2TJI-3,3-A B2PJI-3,3-A B2PJI-3,3-A (с. к.)	700	Левое	2	170	10
B2TJI-4,1-A		Правое			18
B2T-5,3-A		Правое		150	25

Примечания: 1. Испытание проводится при растягивающем усилии в 2 кг. 2. Каждый образец должен нагружаться только в одном направлении. 3. Под разрушением вала понимается его разрыв или остаточная деформация.

23. Момент трения вала при проворачивании в броне *

Обозначение вала	Длина участка, на который приходится норма в мм	Радиус кривизны вала в мм	Угол изгиба оси вала в град	Крутящий момент, необходимый для проворачивания вала, в кг·мм
B2TJI-3,3-A B2PJI-3,3-A B2PJI-3,3-A (с. к.) B2TJI-4,1-A	1000	120	180	150
B2-5,3-A **				320

* Испытание проводится без смазки.
** Проверяется привод стеклоочистителя в сборе.

24. Гарантийные сроки службы приборных приводов

Назначение привода	Гарантии
Автомобильные приборы	25 000 км пробега автомобиля, но не более двух лет с момента выпуска привода заводом
Мотоциклетные приводы	15 000 км пробега мотоцикла, но не более двух лет с момента выпуска привода заводом
Приборы гусеничных спецмашин	250 моточасов работы машины после двухлетнего хранения на складе
Приборы колесных спецмашин	15 000 км пробега машины после двухлетнего хранения на складе
Стеклоочистители автомобилей	25 000 км пробега автомашины, но не более 18 месяцев со времени выпуска гибкого вала заводом

Примечание. Радиус изгиба приводов во время работы должен быть не менее 150 мм.

МУФТЫ

НАЗНАЧЕНИЕ МУФТ И ИХ КЛАССИФИКАЦИЯ

Муфты передают вращение с одного вала на другой, с вала на свободно сидящую на нем деталь или наоборот без изменения вращающего момента. Кроме того, они выполняют другие функции:

а) компенсируют небольшие монтажные неточности в относительном расположении соединяемых валов; б) допускают значительные смещения геометрических осей валов или подвижность их во время работы; в) позволяют во время работы соединять и разъединять валы между собой или с сидящими на них деталями, выполняя функции управления; г) автоматически соединяют и разъединяют валы в зависимости от пройденного пути, направления передачи вращения, угловой скорости, т. е. выполняют функции автоматического управления; д) ослабляют вредное влияние толчков и вибраций при пуске и работе машин; е) улучшают механическую характеристику привода на неустановившихся режимах, обеспечивая более плавный разгон машин и облегчая условия работы двигателя при пуске; ж) позволяют бесступенчато изменять передаточное число между соединяемыми валами; з) предохраняют машину от аварий при недопустимом повышении вращающего момента или скорости вращения.

Типаж муфт очень велик, и исчерпывающая классификация их с учетом сочетаний всех признаков громоздка. Поэтому ниже приводится классификация муфт по отдельным признакам.

По характеру работы и основному назначению различают:

1. *Постоянные соединительные муфты*, не допускающие расцепления валов в процессе работы машины.

2. *Управляемые или сцепные муфты*, позволяющие соединять и разъединять валы путем воздействия на муфту через систему управления.

3. *Самоуправляемые или автоматические муфты*, соединяющие и разъединяющие валы в процессе работы машины автоматически в зависимости от пройденного пути (однооборотные муфты), скорости вращения валов (центробежные муфты), направления передачи момента (муфты обгона), величины вращающего момента (муфты предельного момента).

4. *Предохранительные муфты*, разъединяющие валы при нарушении нормальных условий работы машины, когда передаваемый момент превышает предельно допустимый (предохранительные муфты предельного момента) или скорость вращения превышает допустимую (предохранительные центробежные муфты).

По характеру соединения валов муфты делятся на:

1. Муфты с геометрическим замканием, осуществляемым механической связью между деталями муфты в виде неподвижных соединений или кинематических пар. Эти муфты не позволяют валам во время работы проворачиваться (скользить), но допускают относительный поворот валов на некоторый угол за счет деформации деталей муфты. В зависимости от величины и характера деформации деталей различают:

а) *жесткие муфты*, практически не допускающие поворота одного

вала относительно другого; б) *упругие* муфты, допускающие относительный поворот валов за счет упругих деформаций промежуточных деталей из материалов с малой поглощающей способностью, обычно из стали; в) *упруго-демпфирующие* муфты, допускающие относительный поворот валов за счет деформации деталей из неметаллических материалов с большой поглощающей способностью, что ускоряет гашение крутильных колебаний.

2. Муфты с силовым замыканием, которое осуществляется силами трения и магнитного притяжения. Эти муфты допускают передачу вращающего момента как без скольжения, так и со скольжением, когда ведомый вал вращается с меньшей скоростью, чем ведущий. В соответствии с характером связи различают: а) муфты с механической связью — *фрикционные*, нормально работающие без скольжения, но допускающие кратковременное скольжение за счет проскальзывания сопряженных поверхностей трения при возрастании вращающего момента до предельного значения; б) муфты с электромеханической связью — *электромагнитные жидкостные и порошковые*, способные передавать вращение как без скольжения, так и в режиме скольжения за счет сил трения и электромагнитного притяжения между частицами ферромагнитной смеси, заполняющей зазор между рабочими поверхностями муфты; в) муфты с электрической связью — *синхронные электроиндукционные*, нормально работающие без скольжения и передающие момент за счет сил магнитного притяжения между деталями с разделенными полюсами; эти муфты допускают также скольжение.

3. Муфты с динамическим замыканием передают вращающий момент за счет сил инерции или индукционного взаимодействия электромагнитных полей; те и другие силы возникают только при скольжении. Различают: а) муфты с гидродинамической связью — *гидродинамические*, передающие момент путем инерционного воздействия циркулирующей жидкости на детали муфты; при

нормальной работе муфты на установившемся режиме скольжение составляет обычно 1—3%, на переходных режимах и холостых ходах — доходит до 100%; б) муфты с электрической связью — *асинхронные электроиндукционные*, или вихревые, передающие момент за счет силового взаимодействия электромагнитного поля одной части муфты с полем, наводимым при скольжении в сплошном магнитопроводе второй части; работают как с малым, так и с большим скольжением, используемым для изменения передаточного числа между валами.

Муфты с геометрическим замыканием осуществляют жесткую кинематическую связь между валами, являясь *синхронными* или *циклически асинхронными*; в первом случае передаточное число строго постоянно *, во втором — при несоосности валов колеблется в течение каждого оборота, оставаясь в среднем также строго постоянным.

Муфты с силовым и динамическим замыканием не обеспечивают жесткой кинематической связи между валами и являются соответственно *синхронно-асинхронными* и *асинхронными*.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНОЙ НАГРУЗКИ

На детали муфты действуют следующие нагрузки:

а) полезный передаваемый момент, соответствующий номинальной мощности привода; б) инерционные нагрузки в период неустановившегося движения машины; в) ударные и вибрационные нагрузки при установившемся и неустановившемся движениях машины; г) нагрузки от вынужденной деформации упругих элементов муфты и других деталей привода вследствие отклонений валов от соосности; д) нагрузки от трения подвижных деталей муфты друг о друга.

Величина нагрузок зависит:

а) от типа двигателя и его механической характеристики; б) от ре-

* Влияние деформаций деталей муфты на передаточное число не учитывается.

жима и характера работы приводимой машины; в) от влияния самой муфты на момент инерции, жесткость и вибрационную характеристику кинематической цепи привода.

Необходимый запас прочности при кратковременных перегрузках зависит: а) от перегрузочной способности муфты; б) от ограничительной способности муфты; в) от требуемой надежности.

Ввиду сложности определения расчетного момента M_k с учетом всех действующих факторов обычно используют следующие приближенные способы:

1. Определяют M_k по номинальному моменту $M_{0н}$ и коэффициенту запаса k :

$$M_k = kM_{0н};$$

$M_{0н}$ подсчитывают по номинальным мощности и скорости вращения; коэффициент k выбирают на основании опыта эксплуатации различных машин с учетом вида приводного двигателя, типа муфты, величины разгоняемых при пуске масс, характера работы машины. Ориентировочные значения k для расчета постоянной соединительной муфты, связывающей электродвигатель с приводимой машиной, даны в табл. 1.

1. Значения коэффициента запаса k

Приводимая машина	k
Динамомашины	1—2
Воздуходувки	1,25—2
Центробежные и поршневые насосы, поршневые компрессоры	1,75—3,5
Металлорежущие станки	1,25—2,5
Деревообрабатывающие станки, ленточные и цепные транспортеры	1,5—2
Рольганги	4
Краны подъемные, элеваторы	3—5

2. Определяют M_0 с учетом инерционных нагрузок в период неустановившегося движения, но без учета явлений удара и колебательных процессов, а затем принимают

$$M_k = kM_0,$$

где $k = 1 \div 2$ в зависимости от степени приближенности расчета.

3. Определяют M_0 с учетом инерционных, ударных и циклически изменяющихся нагрузок, а затем принимают

$$M_k = kM_0,$$

где $k = 1 \div 1,5$.

Учет инерционных нагрузок при неустановившемся движении

В качестве расчетной схемы принята двухмассовая система с приведенными к соединяемым валам моментами инерции масс кинематической цепи до муфты θ_1 и после муфты θ_2 . На первую цепь действует приведенный движущий момент M_∂ и момент сопротивления вращению M_{c1} , на вторую цепь — момент сопротивления вращению M_{c2} . Обе кинематические цепи и соединение валов муфтой абсолютно жесткие.

Такая расчетная схема дает удовлетворительные результаты при работе в области дорезонансной зоны (см. стр. 284), достаточно удаленной от зоны резонанса, т. е. при высокой жесткости кинематических цепей и умеренных скоростях вращения, отсутствии ударных нагрузок и циклически изменяющихся крутящих моментов.

Передаваемый муфтой момент M_0 считается положительным, если он передается от первой ко второй кинематической цепи (рис. 1, а).

Решая совместно уравнения равновесия кинематических цепей

$$\varepsilon\theta_1 = M_\partial - M_{c1} - M_0 \text{ и } \varepsilon\theta_2 = M_0 - M_{c2},$$

получаем угловое ускорение

$$\varepsilon = \frac{M_\partial - M_{c1} - M_{c2}}{\theta_1 + \theta_2}$$

и момент

$$M_0 = \frac{\theta_2 (M_\partial - M_{c1}) + \theta_1 M_{c2}}{\theta_1 + \theta_2}.$$

Коэффициент повышения передаваемого муфтой момента M_0 против момента $M_{0н}$, подсчитанного по

номинальному моменту электродвигателя $M_{эн}$:

$$k_0 = \frac{k_\theta(k_\theta - k_{c1}) + k_{c2}}{k_\theta + 1},$$

где

$$k_0 = \frac{M_0}{M_{0н}}; \quad k_\theta = \frac{\theta_2}{\theta_1}; \quad k_\theta = \frac{M_\theta}{M_{эн пр}};$$

$$k_{c1} = \frac{M_{c1}}{M_{эн пр}}; \quad k_{c2} = \frac{M_{c2}}{M_{эн пр}}.$$

В последних формулах приведенный к валу муфты номинальный крутящий момент электродвигателя

$$M_{эн пр} = M_{эн} i_1 = 974 \frac{N_{эн}}{n_0} \text{ кг Гм},$$

где $M_{эн}$ — номинальный момент электродвигателя; $i = \frac{n_2}{n_0}$ — передаточное число между валом электродвигателя и валом муфты; $N_{эн}$ — номинальная мощность электродвигателя

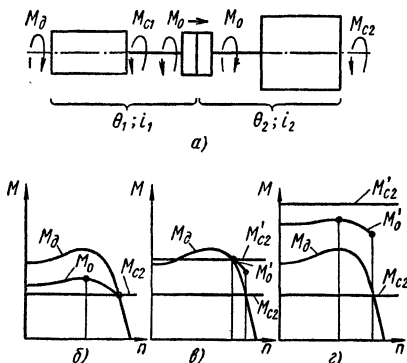


Рис. 1. Влияние инерционных нагрузок на передаваемый муфтой момент M_0

в кет; n_0 — число оборотов вала муфты в минуту.

Пусковой режим работы муфты. Соединяющей вал электродвигателя с приводным валом машины, характеризуется равенствами: $M_{c1} \approx 0$ и $k_{c1} \approx 0$; $i_1 = 1$ и $\theta_1 = \theta_2 + \theta_0$ (θ_2 и θ_0 — моменты инерции ротора электродвигателя и полумуфты на его валу):

$$k_0 = \frac{k_\theta k_\theta + k_{c2}}{k_\theta + 1}.$$

Наибольшее значение $k_{0\max}$, принимаемое за расчетное, получим после подстановки вместо k_θ коэффициента кратности максимального момента электродвигателя $k_{\theta\max}$ (рис. 1, б):

$$M_{0\max} = k_{0\max} M_{эн}.$$

Пример 1. Пуск машины производится на холостом ходу, при котором статический момент сопротивления вращению загружает электродвигатель на 25% его номинального вращающего момента ($k_{c2} = 0,25$). Приведенный момент инерции машины равен двухкратному моменту инерции ротора электродвигателя с полумуфтой ($k_\theta = 2$). Кратность максимального момента электродвигателя $k_{\theta\max} = 2$. По формуле для k_0 находим $k_{0\max} = 1,4$, т. е. муфта при разгоне машины перегружается на 40% против номинальной нагрузки по электродвигателю.

Перегрузочный режим работы муфты возникает при повышении момента сопротивления вращению вала машины с M_{c2} до M'_{c2} , т. е. при возрастании k_{c2} до k'_{c2} . Сохраняя допущение $M_{c1} \approx 0$ и $k_{c1} \approx 0$, получим

$$k'_0 = \frac{k_\theta k_\theta + k'_{c2}}{k_\theta + 1}.$$

а) Если перегрузка не превышает максимальный (опрокидывающий) момент электродвигателя, $M'_{c2} < M_{\theta\max}$, то снижение скорости вращения и повышение передаваемого муфтой момента будет происходить до тех пор, пока M_θ не станет равным M'_{c2} (рис. 1, в) или k_θ — равным k'_{c2} , что дает

$$k'_{0\max} = \frac{k_\theta k'_{c2} + k'_{c2}}{k_\theta + 1} = k'_{c2}$$

или

$$M_{0\max} = M'_{c2}.$$

Этот режим опасен тем, что при отсутствии или несрабатывании защитных устройств муфта может длительное время работать с перегрузкой, характеризуемой равенством $k_{0\max} = k_{\theta\max}$, что допускают не все типы муфт.

б) Если $M'_{c2} > M_{\theta\max}$, то снижение скорости вращения продолжается до полной остановки двигателя, а M_0 проходит через максимальное зна-

чение при скорости, соответствующей максимальному (опрокидывающему) моменту электродвигателя (рис. 1, 2). Для этого момента

$$k'_0 \max = \frac{k_\theta k_{\theta \max} + k'_{c2}}{k_\theta + 1}.$$

Коэффициент $k'_0 \max$ может достигать 8 и более.

Приведенные здесь данные целесообразно использовать при расчете предохранительных муфт, например, с разрушающимися элементами.

Пример 2. Предохранительная муфта со срезными штифтами, установленная на валу электродвигателя, должна надежно выдерживать инерционные нагрузки при пусковом режиме и размыкать кинематическую цепь при 4-кратной перегрузке на рабочем органе машины ($k'_{c2} = 4$). Определить, при каком моменте муфта должна сработать, и оценить целесообразность выбора места установки муфты.

Дано: $k_\theta = 1$; $k_{\theta \max} = 2$; $k_{c2} = 1$ (при пуске и работе).

В начальный момент перегрузки, когда скорость вращения двигателя еще не успела снизиться, развиваемый им вращающий момент равен номинальному ($k_\theta = 1$) и

$$k'_0 = \frac{k_\theta k_{\theta \max} + k'_{c2}}{k_\theta + 1} = \frac{1 \cdot 1 + 4}{1 + 1} = 2,5.$$

Когда же скорость двигателя упадет до соответствующей $M_{\theta \max}$ ($k_{\theta \max} = 2$), то по той же формуле получим

$$k'_{0 \max} = 3,0.$$

Так как желательно, чтобы при перегрузке муфта отсоединила двигатель возможно быстрее, целесообразно принять $k'_0 = 2,5$. По формуле для k_θ определяем коэффициент повышения момента на пусковом режиме $k_{0 \max} = 1,5$. Поскольку принятое значение $k'_0 = 2,5 > 1,5$, выключение муфты при пуске машины не произойдет.

Для оценки эффективности системы с муфтой на валу двигателя определим угол поворота рабочего органа машины после срабатывания предохранительной муфты. После отключения кинематической цепи θ_1 рабочий орган будет поворачиваться, преодолевая перегрузочный момент ($k'_{c2} = 4$), пока не погасится кинетическая энергия неотключенной части цепи θ_2 . Угол поворота рабочего органа до его останова:

$$\varphi = \frac{\theta_2 \omega^2}{2 i_2 k'_{c2} M_{\text{эн}}} \text{ рад.}$$

Например, если установлен электродвигатель АО 52-4 ($N = 7 \text{ кВт}$, $n = 1440 \text{ об/мин}$, маховой момент ротора $0,28 \text{ кгм}^2$, $i_2 = 15$; $\theta_1 = 1,2 \theta_2$ (с учетом момента

инерции полумуфты на валу двигателя), то

$$\theta_2 = \theta_1 = 1,2 \theta_2 = 1,2 \frac{GD^2}{4g} = 1,2 \frac{0,28}{4 \cdot 9,8} = 0,0086 \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2;$$

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \cdot 1440}{30} = 151 \text{ рад/сек};$$

$$M_{\text{эн}} = 974 \frac{N_{\text{эн}}}{n} = 974 \frac{7}{1440} = 4,73 \text{ кгм};$$

$$\varphi = \frac{0,0086 \cdot 151^2}{2 \cdot 15 \cdot 4 \cdot 4,73} = 0,342 \text{ рад} \approx 20^\circ.$$

Как видно, угол поворота рабочего органа при действии на него опасной перегрузки получился большим; это недопустимо, если перегрузка имеет тенденцию возрастать при повороте рабочего органа.

Отказ от муфты и переход только на электрическую защиту приведет к увели-

чению φ в $\frac{1+k_\theta}{k_\theta} = \frac{1+1}{1} = 2$ раза. Для

уменьшения φ целесообразно предохранительную муфту расположить ближе к рабочему органу машины, снизив тем самым приведенный момент инерции второй части кинематической цепи до θ_2 и уменьшив

угол поворота φ в $\frac{\theta_2}{\theta_1}$ раз, хотя это связано с утяжелением муфты — она должна будет передавать значительно больший момент; при установке муфты на валу рабочего органа и $\theta_2 \approx 0$ момент увеличится в

$$\frac{k'_{c2} i_2}{k'_0} = \frac{4 \cdot 15}{2,5} = 24 \text{ раза.}$$

Перегрузочный режим работы муфты при торможении машины осуществляется при выключенном электродвигателе ($M_\theta = 0$; $k_\theta = 0$). Муфта соединяет вал двигателя с приводным валом машины. Тормозной момент может быть приложен в кинематической цепи за муфтой или перед ней. Принято $M_{c1} \approx 0$ и $k_{c1} \approx 0$.

а) Тормозной момент приложен в кинематической цепи за муфтой. Тогда $M'_{c2} = M_{c2} + M_{T2}$, где M_{T2} — тормозной момент, приведенный к валу муфты;

$$k'_{c2} = k_{c2} + k_{T2},$$

где

$$k_{T2} = \frac{M_{T2}}{M_{\text{эн}} n p};$$

$$k''_0 = \frac{k'_{c2}}{k_\theta + 1} = \frac{k_{c2} + k_{T2}}{k_\theta + 1}.$$

б) Тормозной момент приложен в кинематической цепи перед муфтой,

что имеет место при действии тормоза на ведущую полумуфту или при торможении электродвигателем (противовключение асинхронного двигателя и т. п.).

Тогда $M_{c1} = M_{T1}$; $k_{c1} = k_{T1}$; подставив данные в исходную формулу для k_0 , получим

$$k_0'' = \frac{k_{c2} - k_0 k_{T1}}{k_0 + 1}.$$

При подсчетах обычно получается $k_0'' < 0$, что свидетельствует о передаче муфтой момента в обратном направлении — от приводимой машины к двигателю. Для большинства муфт направление передачи момента роли не играет.

Значения k_0' могут достигать 8 и более.

Учет ударов и колебательных процессов

В качестве расчетной схемы обычно принимают двухмассовую систему с приведенными моментами инерции масс кинематической цепи до муфты θ_1 и после муфты θ_2 , с постоянной жесткостью s муфты и связывающего вала и с относительным рассеянием энергии колебаний ψ (характеризует демпфирующую способность муфты и равно отношению рассеиваемой энергии к энергии упругой деформации за цикл колебаний).

Непостоянный вращающий момент. Если на одну из частей кинематической цепи, например θ_1 , действует момент

$$M_1 = M_1' + M_1'' \sin \omega t$$

(например, вследствие работы поршневого двигателя), то передаваемый муфтой момент

$$M_0 = M_1' + M_1'' \frac{\theta_2}{\theta_1 + \theta_2} \mu,$$

$$\text{где } \mu = \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2}{\left(1 - \frac{\omega^2}{p^2}\right)^2 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2}}$$

— резонансный фактор; ω — круговая частота возмущающего момента;

$p = \sqrt{s \left(\frac{1}{\theta_1} + \frac{1}{\theta_2} \right)}$ — круговая частота собственных колебаний системы.

Характер изменения μ показан на рис. 2.

В дорезонансной зоне ($\omega < p$) всегда $\mu > 1$, и в расчетах можно принимать $\mu = 1$ лишь при малой

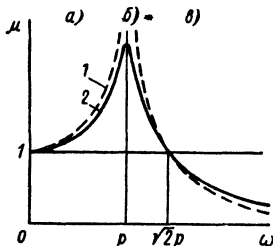


Рис. 2. Резонансные характеристики упругих и упруго-демпфирующих муфт: а — дорезонансная зона; б — зона резонанса; в — зарезонансная зона; 1 — для упругой муфты; 2 — для упруго-демпфирующей муфты

угловой скорости ω и высокой жесткости муфты s , что обеспечивает достаточное удаление рабочей зоны от зоны резонанса ($\omega \ll p$).

В зоне резонанса ($\omega \approx p$) фактор $\mu \approx \frac{2\pi}{\psi}$ может оказаться весьма значительным.

Жесткие и упругие муфты с постоянной жесткостью для работы в этой зоне непригодны, так как при $\psi \rightarrow 0$ $\mu \rightarrow \infty$, и муфта может получить значительную перегрузку даже при небольших колебаниях вращающего момента. Вообще, если имеется в виду использование упругой муфты с постоянной жесткостью, необходима проверка ее на резонанс.

Упругие муфты с переменной жесткостью автоматически выходят из зоны резонанса. Упруго-демпфирующие муфты могут быть использованы для работы в зоне резонанса только при небольших колебаниях вращающего момента, так как резонансные факторы для них значительны: $\mu = 15 \div 20$ для муфт с резиновым кольцом ($\psi = 0,3 \div 0,4$) и $\mu = 10 \div 15$ для муфт с резиновыми колодками ($\psi = 0,4 \div 0,6$).

В резонансной зоне при $p < \omega < \sqrt{2} p$ фактор $\mu > 1$; при $\omega > \sqrt{2} p$ фактор $\mu < 1$. Влияние демпфирования во второй части резонансной зоны пренебрежимо мало, и для нее

$$\mu = \frac{1}{\left(\frac{\omega}{p}\right)^2 - 1}.$$

Работа в этой части резонансной зоны значительно снижает вибрационную нагрузку на муфту и другие детали привода (при $\omega = 2p$ фактор $\mu = 0,33$; при $\omega = 3p$ $\mu = 0,125$) и обеспечивается применением упругих и упруго-демпфирующих муфт с малой жесткостью. Применение упруго-демпфирующих муфт облегчает переход через зону резонанса при пуске машины.

Дополнительная ударная нагрузка учитывается следующим образом:

а) при резком включении частей цепи, вращающихся с разностью скоростей $\Delta\omega$, например кулачковой муфтой (удар скорости),

$$\Delta M_0 = \Delta\omega \sqrt{c \frac{\theta_1 \theta_2}{\theta_1 + \theta_2}};$$

б) при кратковременном действии повышенного крутящего момента M_1 на часть цепи с θ_1 (удар момента)

$$\Delta M_0 = M_1 \frac{\theta_2}{\theta_1 + \theta_2} (1 - \cos pt_0),$$

где t_0 — время действия момента M_1 . Выражение $(1 - \cos pt_0) = 1$ при

$pt_0 = \frac{\pi}{2}$ и достигает наибольшего значения, равного 2, при $pt_0 = \pi$.

КОМПЕНСАЦИЯ ОТКЛОНЕНИЙ ОТ ПРАВИЛЬНОГО СООСНОГО РАСПОЛОЖЕНИЯ СОЕДИНЯЕМЫХ ВАЛОВ И ПРИМЕНЕНИЕ РАЗЛИЧНЫХ МУФТ

Относительное положение концов цапф соединяемых валов определяется четырьмя независимыми координатами.

Нарушение идеально правильного соосного расположения цапф характеризуется (рис. 3):

а) продольным смещением λ , т. е. отклонением от назначенного расстояния между валами 1 и 2 в осевом направлении; б) поперечным смещением Δ , которое измеряется в связанной с цапфой 1 плоскости $x - y$, перпендикулярной оси цапфы (обычно средняя плоскость муфты); в) угловым смещением или перекосом δ осей валов; г) углом ϕ между осевыми плоскостями, в которых имеют место смещения Δ и δ .

Перечисленные смещения складываются из многих составляющих, они включают:

а) постоянные начальные составляющие, которые являются результатом неточностей обработки при

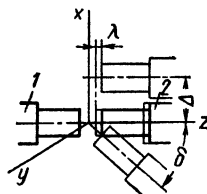


Рис. 3. Отклонения от идеально правильного соосного расположения валов

расточке корпусных деталей и ошибках монтажа — эти отклонения обычно значительны;

б) составляющие, циклически изменяющиеся за каждый оборот, являющиеся следствием несовпадения осей цапф с осями вращения валов из-за отклонений валов и внутренних колец подшипников качения от правильной геометрической формы, — эти отклонения сравнительно невелики, и ими часто пренебрегают;

в) составляющие, величина которых колеблется в процессе работы машины в зависимости от нагрузки, вызывающей упругие деформации деталей, в первую очередь деформацию валов;

г) составляющие, постепенно изменяющиеся в процессе эксплуатации машины вследствие оседания фундаментов и коробления плит, рам и других корпусных деталей, — эти отклонения могут оказаться значительными.

Компенсация отклонений от соосности валов достигается:

а) компенсирующими перемещениями узлов машины при монтаже — компенсируют только постоянные начальные отклонения; б) самоустановкой деталей машины во время работы, например, компенсация λ может быть выполнена валом, не зафиксированным в осевом направлении; в) деформацией и перекосами различных деталей машины, например длинных промежуточных валов; г) применением компенсирующих и подвижных муфт.

Компенсация при монтаже выполняется перемещениями узлов по установочным поверхностям перед их закреплением, а при недостаточности этого приема — применением дополнительной обработки (пригонки), специальных компенсаторов (подкладок) или соблюдением жестких допусков в размерных цепях. Обычно установочные поверхности выполняются в виде плоскостей, валы в корпусах узлов имеют осевую фиксацию.

Компенсация несоосности за счет только установочных перемещений возможна, если в рассматриваемой системе будет обеспечено нужное число степеней свободы без пассивных (избыточных) условий связи [12].

Для соединения муфтами валов, принадлежащих трем различным узлам (например, электродвигателю, редуктору и приводимой машине), даже в общем наиболее выгодном случае расположения установочных плоскостей и геометрических осей валов требуется пригонять один размер или соблюдать жесткие допуски в одной размерной цепи. В обычно используемых частных случаях расположения плоскостей число пригоняемых размеров больше.

Полная компенсация несоосности перемещением узлов по установочным плоскостям осуществима по всем размерам далеко не всегда. Кроме того, этот способ не устраняет вредного влияния переменных составляющих отклонений, часто связан с неудобным для обработки расположением плоскостей на стойке, а при необходимости высокой точности ус-

тановки валов монтаж очень трудоемок. Поэтому наряду с установкой при монтаже широко используются другие способы компенсации.

Компенсация за счет деформации промежуточного вала. Компенсирующие возможности соединения двух

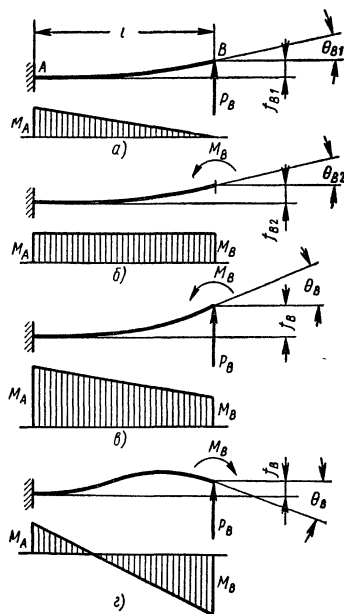


Рис. 4. Упругие перемещения конца промежуточного вала и нагрузки, вызывающие эти перемещения

далеко расположенных валов посредством промежуточного вала и глухих муфт ограничиваются дополнительными напряжениями изгиба в промежуточном валу и поперечными силами и моментами, действующими на муфты.

Наихудший случай — когда смещения Δ и δ валов лежат в одной плоскости, т. е. $\varphi = 0$. Рассматривая вал как защемленную балку, приложим к его свободному концу силу P_B (рис. 4, а); под действием этой силы упругие перемещения свободного конца вала будут

$$f_{B1} = \frac{1}{3} \cdot \frac{P_B l^3}{EJ} \text{ и } \theta_{B1} = \frac{1}{2} \cdot \frac{P_B l^2}{EJ}.$$

Упругие перемещения конца вала под действием приложенного к нему момента M_B (рис. 4, б):

$$f_{B2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_B l^2}{EJ} \quad \text{и} \quad \theta_{B2} = \frac{M_B l}{EJ}.$$

При одновременном действии P_B и M_B (рис. 4, в) полные упругие перемещения f_B и θ_B , равные смещениям осей валов Δ и δ будут:

$$\Delta = f_B = f_{B1} + f_{B2} \quad \text{и} \quad \delta = \theta_B = \theta_{B1} + \theta_{B2}$$

(с учетом знаков). Подставляя сюда значения f_{B1} , f_{B2} и θ_{B1} , θ_{B2} , находим

$$M_B = \left(4\delta - 6 \frac{\Delta}{l} \right) \frac{EJ}{l};$$

$$P_B = \left(12 \frac{\Delta}{l} - 6\delta \right) \frac{EJ}{l^2}.$$

Реакции на левом конце вала

$$M_A = M_B + P_B l = \left(6 \frac{\Delta}{l} - 2\delta \right) \frac{EJ}{l};$$

$$P_A = -P_B.$$

Напряжения изгиба на концах вала

$$\sigma_{uA} = \frac{M_A}{W} = \left(3 \frac{\Delta}{l} - \delta \right) E \frac{d}{l};$$

$$\sigma_{uB} = \frac{M_B}{W} = \left(3 \frac{\Delta}{l} - 2\delta \right) E \frac{d}{l}.$$

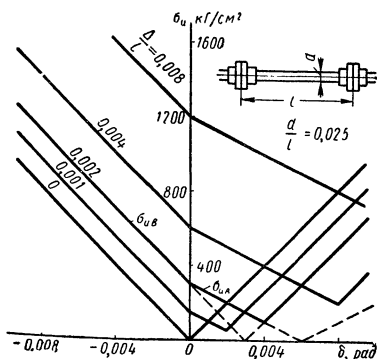


Рис. 5. Напряжения изгиба промежуточного вала, соединяющего посредством глухих муфт валы, имеющие в одной плоскости смещения Δ и δ

Характер изменения σ_u в зависимости от $\frac{\Delta}{l}$ и δ при $\frac{d}{l} = 0,025$ показан

на рис. 5, где напряжения независимо от их знаков отложены в сторону положительных значений σ_u . При заданных величинах Δ и δ наибольшие напряжения получаются на конце вала B при различных направлениях (знаках) смещений (см. рис. 4, в):

$$\sigma_{u \max} = \left(3 \frac{\Delta}{l} + 2\delta \right) E \frac{d}{l}.$$

Кроме расчета на прочность, промежуточный вал следует проверять на виброустойчивость против поперечных колебаний.

Пример. Определить дополнительные напряжения и нагрузки, передаваемые глухими муфтами на соединяемые валы при $l = 1000$ мм; $d = 40$ мм ($J = 0,05 d^4 = 12,8$ см⁴); $\Delta = 0,5$ мм; $\delta = -5 \cdot 10^{-4}$ рад (0,5 мм на 1 м длины или $\sim 2'$); $E = 2,1 \cdot 10^6$ кГ/см².

Решение.

По приведенным формулам подсчитываем

$$\sigma_{u \max} = \left(3 \frac{\Delta}{l} + 2\delta \right) E \frac{d}{l} = 210 \text{ кГ/см}^2;$$

$$P_A = -P_B = - \left(12 \frac{\Delta}{l} - 6\delta \right) \frac{EJ}{l^2} = -24 \text{ кГ};$$

$$M_A = \left(6 \frac{\Delta}{l} - 2\delta \right) \frac{EJ}{l} = 1080 \text{ кГ} \cdot \text{см};$$

$$M_B = \left(4\delta - 6 \frac{\Delta}{l} \right) \frac{EJ}{l} = -1350 \text{ кГ} \cdot \text{см}.$$

Применение подвижных муфт и образование их структурных схем. Подвижные муфты могут работать при сравнительно больших относительных смещениях валов и широко используются в различных машинах, часто — в качестве весьма ответственных сильно нагруженных узлов (в прокатных станах). Поэтому структурный синтез подвижных муфт, позволяющий выявить новые их схемы, имеет большое практическое значение.

Подвижная муфта обеспечивает возможность передачи движения между несоосными валами за счет подвижности в кинематических парах. С точки зрения структуры муфта представляет собой кинематическую цепь, связывающую два вала. При

установке на место муфта входит в механическую систему, состоящую из стойки (неподвижные корпусные детали), двух валов и муфты.

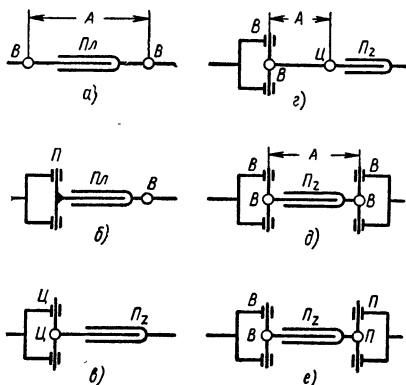


Рис. 6. Примеры структурных схем подвижных муфт для соединения валов, имеющих осевую фиксацию. Обозначения кинематических пар: $\Pi_{\text{пл}}$ — плоскостная, $\Pi_{\text{ц}}$ — цилиндрическая, B — вращательная, Π — поступательная, $\Pi_{\text{з}}$ — поступательная, ось которой совпадает с осью z муфты, A — необходимое смещение осей кинематических пар

Кинематические пары с элементом шаровой формы (плоско-шаровые, цилиндрико-шаровые и шаровые пары) дают возможность относительного

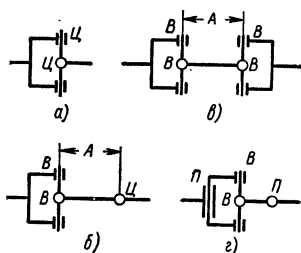


Рис. 7. Примеры структурных схем подвижных муфт для соединения валов, один из которых не имеет осевой фиксации. Обозначения — см. рис. 6

вращения звеньев вокруг всех трех осей, а так как вращение вокруг оси муфты недопустимо, требуется смещать центр сферической поверх-

ности относительно этой оси, что приводит к неудобным асимметричным схемам муфт.

Желательны схемы подвижных муфт с малым числом звеньев и одними низшими парами (с контактом по поверхности), расположенными симметрично относительно оси муфты.

На рис. 6 и 7 показаны некоторые схемы возможных вариантов структурных построений муфт. О целесообразности той или иной схемы применительно к конкретным условиям можно судить после их кинематического и силового анализа и конструктивной разработки муфты; некоторые из них (например, показанные на рис. 6, а и в; рис. 7, а) заслуживают внимания.

ПОСТОЯННЫЕ СОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ МУФТЫ

Постоянные соединительные муфты не предусматривают разъединения валов во время работы машины. Основные характеристики этих муфт: их упругие свойства и компенсирующие способности; создаваемые ими удобства сборки и разборки машины; размеры, вес и стоимость.

Жесткие некомпенсирующие (глухие) муфты соединяют валы навсегда без всякой относительной подвижности. Могут применяться: а) при точной соосности валов, когда смещения Δ и δ пренебрежимо малы; б) для присоединения длинного вала малой жесткости при отсутствии опоры вблизи муфты, в частности, для соединения далеко отстоящих валов посредством промежуточного вала (см. стр. 286). Наиболее распространены: втулочные, продольно-свертные и поперечно-свертные или фланцевые муфты. Все они нормализованы.

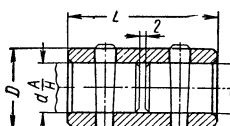
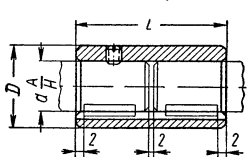
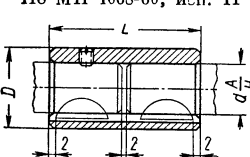
Втулочные муфты отличаются простотой конструкции и малым наружным диаметром. Недостаток — неудобный монтаж и демонтаж, связанные со значительным осевым перемещением валов или муфты вдоль вала и с нарушением неподвижных посадок муфты. Конструкция и основные размеры нормализованных

втулочных муфт приведены в табл. 2 и 3. Муфты пригодны для работы с любыми числами оборотов в минуту при отсутствии ударных нагрузок. Расчет муфты сводится к проверке прочности штифтовых, шпоночных и зубчатых (шлицевых) соединений.

Продольно-свертные муфты обещают наиболее удобный монтаж

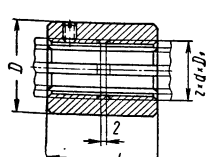
и демонтаж без осевого перемещения валов. Недостаток — трудность балансировки. Применяются при малых скоростях вращения. Конструкцию и основные размеры нормализованных муфт — см. табл. 4. Шпоночные соединения рассчитываются по расчетному моменту M_k , болты на растяжение — по силе затяжки каждого болта.

2. Муфты втулочные со штифтами и со шпонками
(по нормам машиностроения МН 1067-60 и МН 1068-60)

По МН 1067-60	d	D	L	Допускаемый M_k в кгМ для муфт по		
	в мм		МН 1067-60	МН 1068-60		
				Исполнение I	Исполнение II	
По МН 1068-60, исп. I						
						
По МН 1068-60, исп. II						
						

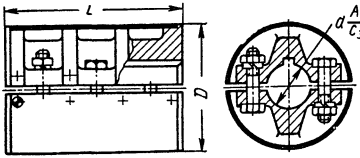
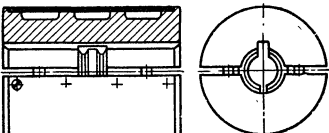
4	8	15	0,03	—	—
5	10	20	0,08	—	—
6	12	25	0,10	—	—
8	15	30	0,22	—	—
10	18	35	0,45	—	0,8
12	22	40	0,75	—	2,0
(14)	25	45	1,6	—	2,8
16	28	45	2,8	—	4,0
(18)	32	55	3,2	—	5,6
20	35	60	5,0	7,1	9,0
(22)	35	65	5,6	9,0	11
25	40	75	11,2	12,5	16
(28)	45	80	12,7	17,0	22
30	45	90	13,2	21,2	28
(35)	50	105	25	35,5	45
40	60	120	28	45	—
(45)	70	140	53	71	—
50	80	150	60	85	—
(55)	90	160	63	106	—
60	100	180	106	150	—
(70)	110	200	125	224	—
80	120	220	224	315	—
(90)	130	240	250	400	—
100	140	280	400	560	—

3. Муфты втулочные со шлицами (по нормам машиностроения МН 1069-60)
Размеры в мм

	$z \times d \times D_1$	D	L	Допускаемый M_K в кгМ	$z \times d \times D_1$	D	L	Допускаемый M_K в кгМ
	6 \times 21 \times 25	35	45	15	8 \times 46 \times 54	70	100	200
	6 \times 23 \times 28	40	50	25	8 \times 52 \times 60	80	110	250
	6 \times 26 \times 32	45	55	36	8 \times 56 \times 65	90	120	325
	6 \times 28 \times 34	45	60	42	8 \times 62 \times 72	100	130	475
	8 \times 32 \times 38	50	70	65	10 \times 72 \times 82	110	150	750
	8 \times 36 \times 42	55	80	90	10 \times 82 \times 92	120	170	1000
	8 \times 42 \times 48	60	90	125	10 \times 92 \times 102	130	190	1250

4. Продольно-свертные муфты (по нормам машиностроения МН 2800-61 и МН 2801-61)

Размеры в мм

По МН 2801-61 без фиксирующего кольца	d	D	L	Допускае- мый M_{κ} в кгМ
	28	105	110	12
	(30)	105	110	16
	32	105	110	20
	36	120	160	32
	40	120	160	40
	45	140	180	50
	50	140	180	60
	55	150	190	80
	60	150	190	100
		(65)	170	250
70		170	250	160
80		190	280	200
90		220	300	320
(95)		240	340	400
100		240	340	500
110		260	360	630
125		280	420	1000
140		300	450	1250

Примечание. Для муфт с $d \leq 100$ мм допускаемая скорость $n = 250$ об/мин, с $d = 110 \div 140$ мм допускаемое $n = 100$ об/мин.

Поперечно-свертные или фланцевые муфты (табл. 5) обеспечивают удобный монтаж и демонтаж, особенно в конструкциях с разъемными промежуточными полукольцами, не требующих осевого перемещения валов или полумуфт вдоль вала. Однако применение полуколец снижает точность центрирования. Недостаток — необходимость точного соблюдения перпендикулярности соприкасающихся торцовых поверхностей муфты к геометрической оси вала. В нормализованных муфтах предусмотрены центрирующие полукольца, часть болтов поставлена с зазором, другая часть без зазора. Болты, поставленные в отверстия с зазором в муфтах, передающих вращающий момент за счет трения между торцовыми поверхностями, рассчитываются на растяжение по силе затяжки каждого болта:

$$Q \geq \frac{M_{\kappa}}{r_{ср} z f},$$

где $r_{ср}$ — средний радиус кольцевой поверхности трения; z — число болтов; $f = 0,1 \div 0,2$ — расчетный коэффициент трения. Болты или

штифты, поставленные без зазора, рассчитываются на срез по силе, приходящейся на каждый болт или штифт:

$$P \geq \frac{M_{\kappa}}{r z_1},$$

где r и z_1 — радиус расположения и число болтов (штифтов), работающих на срез.

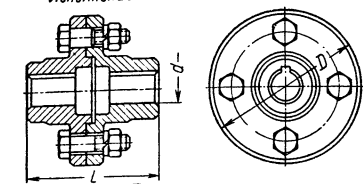
При наличии больших моментов в осевой плоскости (M_A и M_B , стр. 287) стык между полумуфтами и кольцом необходимо рассчитывать на нераскрытие, а при расчете болтов — учитывать дополнительную нагрузку от действия M_A и M_B .

Уточненный расчет затянутых болтов, поставленных без зазора, применяемый при стесненных габаритах и контроле затяжки, производится в форме проверочного расчета на сложное сопротивление:

$$M_{\kappa} \leq Q z r_{ср} \times \left[f + \frac{z_1}{z} \left(\sqrt{\frac{[\sigma]^2 F_0^2}{3 Q^2} - \frac{1}{3}} - 2 \operatorname{tg}(\varphi + \beta) \frac{d_2}{d_1} \right) \right],$$

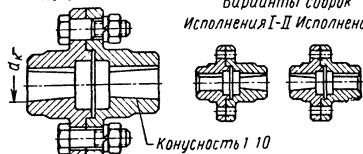
5. Муфты фланцевые (по нормам машиностроения МН 2728-61 ÷ МН 2729-61)
Размеры в мм

Открытые МФО по МН 2728-61
Исполнение I



Исполнение II

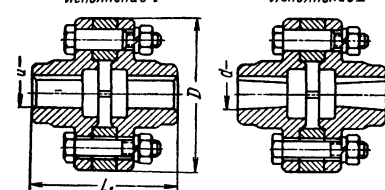
Варианты сборки
Исполнения I-II Исполнения II-I



Открытые МФОК с промежуточными
полукольцами по МН 2727-61

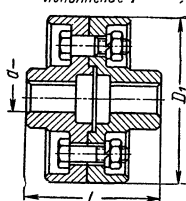
Исполнение I

Исполнение II



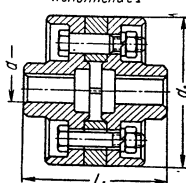
Закрывые МФЗ по МН 2728-61

Исполнение I



Закрывые МФЗК с промежуточными
полукольцами по МН 2729-61

Исполнение I



d	D	D ₁	L	L ₁	Допускае- мый M_K в кгМ	
					Сталь	Чугун
(12)	80	90	60	65	1,5	0,9
(14)	80	90	60	65	2,1	1,3
16	90	100	80	90	3	1,8
18	90	100	80	90	4	2,4
20	100	110	100	110	6	3,6
22	100	110	100	110	8	4,8
25	120	130	120	125	10	6,0
28	120	130	120	125	16	9,5
(30)	140	150	160	165	20	12
32	140	150	160	165	25	15
(35)	140	150	160	165	32	19
36	140	150	160	165	32	19
(38)	140	150	160	165	40	24
40	160	170	220	230	50	30
(42)	160	170	220	230	55	32
45	160	170	220	230	60	36
(48)	190	200	220	230	80	48
50	190	200	220	230	100	60
55	190	200	220	230	120	70
60	220	240	280	290	160	100
(65)	220	240	280	290	220	130
70	220	240	280	290	250	150
(75)	220	240	280	290	280	170
80	260	280	340	350	360	210
(85)	260	280	340	350	420	250
90	260	280	340	350	480	280
(95)	260	280	340	350	500	300
100	340	360	420	425	630	380
(105)	340	360	420	425	800	480
110	340	360	420	425	1000	600
(120)	340	360	420	425	1250	750
125	380	400	500	505	1400	850
(130)	380	400	500	505	1500	900
140	380	400	500	505	1600	950
(150)	380	400	500	505	1800	1060
160	450	480	600	610	2000	1250
(170)	450	480	600	610	2500	1500
180	450	480	600	610	2800	1700
(190)	530	560	700	710	4000	2360
200	530	560	700	710	4500	2650
(210)	530	560	700	710	5000	3000
220	530	560	700	710	5600	3350

Примечание. Муфты МФО и МФЗ предусмотрены в исполнениях I, II, I-II и II-I; муфты МФОК и МФЗК — в исполнениях I, II и I-II.

где $[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение в материале болта; F_0 — сечение стержня болта, работающего на срез; d_2 и d_1 — средний и внутренний диаметры резьбы болта; φ — приведенный угол трения в резьбе; β — угол подъема резьбы по среднему диаметру.

Жесткие компенсирующие муфты допускают продольное, поперечное и угловое смещение одного вала относительно другого на небольшую величину за счет относительного перемещения жестких металлических деталей муфты. Распространение получили зубчатые и цепные муфты.

Зубчатые муфты широко используются в тяжелых машинах. Кон-

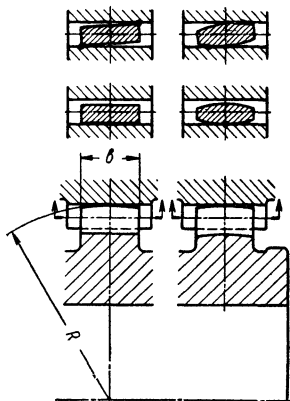


Рис. 8. Выполнение зацеплений в зубчатых муфтах

струкцию и размеры стандартных муфт — см. табл. 6, нормализованных — см. МН 5023-63 ÷ МН 5028-63. Зубья — эвольвентного профиля. Поверхности наружных зубьев втулок на окружности выступов обтачиваются по сфере радиуса R (рис. 8), форма боковых поверхностей — прямолинейная или бочкообразная. В обоих случаях необходим боковой зазор в зацеплении, обеспечивающий возможность перекоса втулок относительно обоймы. При несоосности валов зубья испытывают переменные контактные и изгибные напряжения, а также скольжение, вызывающее износ.

Размер муфты выбирают из таблиц по диаметру вала и проверяют на прочность по наибольшему длительно действующему моменту M_0 :

$$M_k \geq k_1 k_2 M_0$$

и по наибольшему кратковременно действующему моменту $M_{0 \max}$

$$M_k \geq 0,5 M_{0 \max},$$

где M_k — расчетный крутящий момент по табл. 6 или аналогичной таблице для нормализованных зубчатых муфт; k_1 — коэффициент, учитывающий степень ответственности передачи; если поломка муфты вызывает остановку машины, то $k_1 = 1,0$, аварию машины — $k_1 = 1,2$, аварию ряда машин — $k_1 = 1,5$, человеческие жертвы — $k_1 = 1,8$; k_2 — коэффициент, учитывающий режим работы муфты; при спокойной работе равномерно нагруженных механизмов $k_2 = 1$, при работе неравномерно нагруженных механизмов $k_2 = 1,1 \div 1,3$, при тяжелых условиях работы с ударами неравномерно нагруженных и реверсивных механизмов $k_2 = 1,3 \div 1,5$.

Компенсирующие способности муфт характеризуются наибольшим допустимым углом перекоса ψ_{\max} оси каждой зубчатой втулки относительно оси обоймы и осевым расстоянием A между зубчатыми венцами втулок; для муфт по табл. 6 и аналогичной таблице для нормализованных зубчатых муфт всегда $\psi_{\max} = 0^\circ 30'$, расстояние же A зависит от размера муфты, а при наличии промежуточного вала — от длины последнего.

Если плоскость измерения $x-y$ (см. рис. 3 и 9) принять перпендикулярной оси первого вала и отстоящей на kA от центра венца зубчатой втулки этого вала, где $0,5 < k < 1$, то допустимое смещение Δ_{\max} при наличии перекоса δ и допустимый перекос валов δ_{\max} при наличии смещения Δ изменяются в зависимости от угла φ между плоскостью смещения p плоскостью перекоса осей валов, перпендикулярными к плоскости $x-y$ [8].

6. Муфты зубчатые общего назначения (по ГОСТу 5003-55)

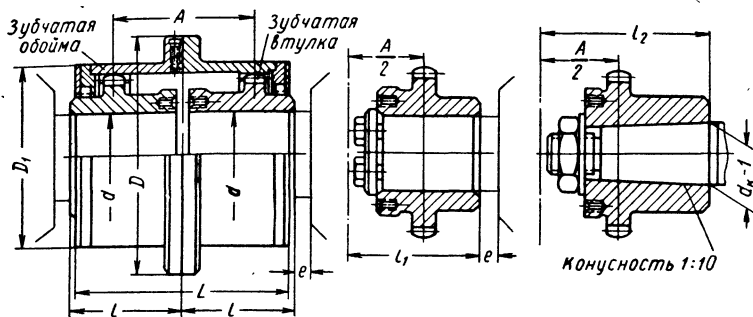
Размеры в мм

Муфта типа МЗ для непосредственного соединения валов

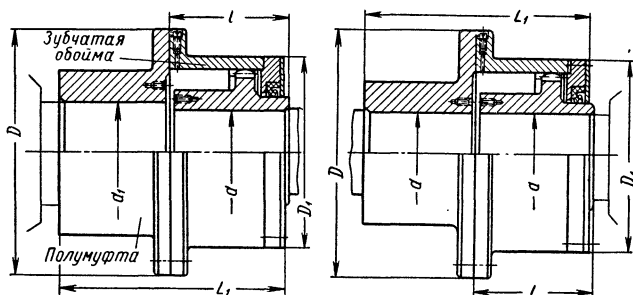
Исполнение Н

Исполнение Т

Исполнение К



Муфта типа МЗП для соединения валов с применением промежуточного вала (два исполнения)



№	d	d _к	d ₁	D	D ₁	L	L ₁	l	l ₁	l ₂	A	[Δ] = 10 ³ [δ]	$\frac{M_K}{\text{в кг·м}}$	$\frac{n}{\text{об/мин}}$
не более													не более	
1	40	38	60	170	110	115	115	57,5	66	73	49	0,4	71	6300
2	50	55	70	185	125	145	145	72,5	83	102	75	0,6	140	5000
3	60	55	90	220	150	170	175	87,5	100	105	95	0,8	315	4000
4	75	75	100	250	175	215	215	107,5	122	133	125	1,0	560	3350
5	90	95	120	290	200	235	240	120	137	165	145	1,2	800	2800
6	105	—	130	320	230	255	260	130	150	—	160	1,3	1 180	2500
7	120	120	150	350	260	285	290	145	165	205	185	1,5	1 900	2120
8	140	150	170	380	290	325	330	165	190	245	210	1,6	2 360	1900
9	160	—	190	430	330	335	340	170	195	—	220	1,7	3 000	1700
10	180	—	210	490	390	365	370	185	210	—	245	1,9	5 000	1400
11	220	—	250	545	445	405	405	205	235	—	280	2,1	7 100	1250
12	250	—	280	590	490	485	485	245	278	—	350	2,6	10 000	1120
13	280	—	300	680	555	525	530	267,5	305	—	375	2,7	15 000	1000
14	320	—	340	730	610	565	570	287,5	330	—	405	2,9	20 000	900
15	360	—	380	780	660	645	650	327,5	370	—	480	3,4	25 000	800
16	400	—	420	900	755	705	715	360	—	—	535	3,7	37 500	710
17	450	—	480	1000	855	805	815	410	—	—	625	4,1	56 000	630
18	500	—	530	1100	950	905	915	460	—	—	710	4,6	75 000	560
19	560	—	600	1250	1050	975	990	500	—	—	730	4,7	100 000	500

Примечания: 1. Перенос оси каждой втулки относительно оси обоймы при работе не должен быть более 0° 30'.

2. У муфт типа МЗ зубчатые обоймы могут выполняться неразъемными; у муфт типа МЗП полумуфты могут выполняться за одно целое с промежуточным валом.

При $\delta \leq \frac{1}{k} \psi_{\max}$ и $\varphi \leq \varphi_0$, где
 $\operatorname{tg} \varphi_0 = \frac{\sqrt{4\psi_{\max}^2 - \delta^2}}{(2k-1)\delta}$, допустимое
 смещение валов Δ_{\max} лимитируется
 перекосом ψ_{\max} в первом зацеплении:

$$\Delta_{\max} = A [\sqrt{\psi_{\max}^2 - (1-k)^2 \delta^2 \sin^2 \varphi} - (1-k) \delta \cos \varphi].$$

При $\delta \leq \frac{1}{k} \psi_{\max}$ и $\varphi \geq \varphi_0$ допустимое смещение валов Δ_{\max} лимитируется перекосом ψ_{\max} во втором зацеплении:

$$\Delta_{\max} = A [\sqrt{\psi_{\max}^2 - k^2 \delta^2 \sin^2 \varphi} + k \delta \cos \varphi].$$

При $\delta \geq \frac{1}{k} \psi_{\max}$ лимитируют перекосы в обоих зацеплениях, что огра-

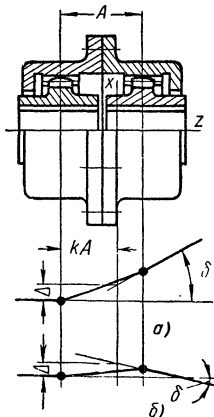


Рис. 9. Положение плоскости измерения Δ в зубчатой муфте: а — направления смещений Δ и δ одинаковы; б — направления смещений различны

ничивает как Δ_{\max} , значение которого подсчитывается по первой формуле для Δ_{\max} , так и Δ_{\min} , значение которого подсчитывается по второй формуле для Δ_{\max} .

При $\Delta \geq A(2k-1)\psi_{\max}$ и $\varphi \leq \varphi_0$,

где

$$\cos \varphi_0 = \frac{2k-1}{2\Delta} \sqrt{\frac{\psi_{\max}^2 A^2 - \Delta^2}{k(1-k)}},$$

величина δ_{\max} лимитируется перекосом в первом зацеплении:

$$\delta_{\max} = \frac{1}{1-k} \left[\sqrt{\psi_{\max}^2 - \left(\frac{\Delta}{A}\right)^2 \sin^2 \varphi} - \frac{\Delta}{A} \cos \varphi \right].$$

При $\Delta \geq A(2k-1)\psi_{\max}$ и $\varphi \geq \varphi_0$ или при $\Delta \leq A(2k-1)\psi_{\max}$ и любом φ лимитирует перекося во втором зацеплении

$$\delta_{\max} = \frac{1}{k} \left[\sqrt{\psi_{\max}^2 - \left(\frac{\Delta}{A}\right)^2 \sin^2 \varphi} + \frac{\Delta}{A} \cos \varphi \right].$$

Пример. Контроль взаимного расположения валов, соединяемых муфтой типа МЗ, исполнения Т, № 6 (табл. 6), выполненный простейшими измерительными средствами, показал, что $\varphi = 60^\circ$; $\delta = 0^\circ 40'$; $\Delta = 0,8$ мм в плоскости контрольного пояса второй зубчатой втулки, отстоящей от середины зубчатого венца базовой втулки на $kA = 105$ мм. Поскольку $A = 160$ мм, $k = \frac{105}{160} = 0,656$.

Углы ψ_{\max} и δ определяем в радианах или берем их тангенсы:

$$\psi_{\max} \approx \operatorname{tg} \psi_{\max} = \operatorname{tg} 0^\circ 30' = 0,0087;$$

$$\delta \approx \operatorname{tg} \delta = \operatorname{tg} 0^\circ 40' = 0,0116.$$

Так как $\frac{1}{k} \psi_{\max} = \frac{0,0087}{0,656} = 0,0132 > \delta = 0,0116$ и подсчитанный по приведенной выше формуле $\operatorname{tg} \varphi_0 = 3,6$, следовательно, $\varphi_0 = 74^\circ 30' > \varphi = 60^\circ$, нужно определить лишь Δ_{\max} по первой из приведенных формул:

$$\begin{aligned} \Delta_{\max} &= A [\sqrt{\psi_{\max}^2 - (1-k)^2 \delta^2 \sin^2 \varphi} - (1-k) \delta \cos \varphi] = \\ &= 160 [\sqrt{0,0087^2 - (1-0,656)^2 \cdot 0,0116^2 \cdot 0,866^2} - (1-0,656) \cdot 0,0116 \cdot 0,5] = 0,96 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Таким образом, измеренное $\Delta = 0,8$ мм допустимо.

Наиболее часто поперечные смещения Δ и угловые смещения δ осей валов могут быть приняты лежащими в одной плоскости ($\varphi = 0^\circ$ и 180°), несколько реже — во

взаимно перпендикулярных плоскостях ($\varphi = 90^\circ$). Так, если соединяемые валы принадлежат механизмам, которые крепятся к горизонтальным плоскостям разных станин, то путем монтажных перемещений механизмов оси валов могут быть выставлены в одну вертикальную плоскость (большая трудоемкость монтажа), но полученные в этой плоскости Δ и δ необходимо компенсировать муфтой. Если же соединяемые валы принадлежат точно изготовленным механизмам, устанавливаемым на горизонтальную плоскость одной станины, то оси валов можно принять лежащими в этой плоскости, а Δ и δ определяться ошибками монтажа. Случай, когда Δ и δ лежат в одной

искомое Δ_{\max} находится в одной плоскости:

$$\Delta_{\max} = A (\psi_{\max} - 0,5\delta) \quad (\text{рис. 10});$$

то же, но задано $\Delta \geq 0$, определяется δ_{\max} :

$$\delta_{\max} = 2 \left(\psi_{\max} - \frac{\Delta}{A} \right);$$

то же, но при смещениях во взаимно перпендикулярных плоскостях:

$$\Delta_{\max} = A \sqrt{\psi_{\max}^2 - 0,25\delta^2};$$

$$\delta_{\max} = 2 \sqrt{\psi_{\max}^2 - \left(\frac{\Delta}{A} \right)^2}.$$

Плоскость $x-y$ проходит через центр зубчатого венца втулки второго вала, смещения лежат в одной

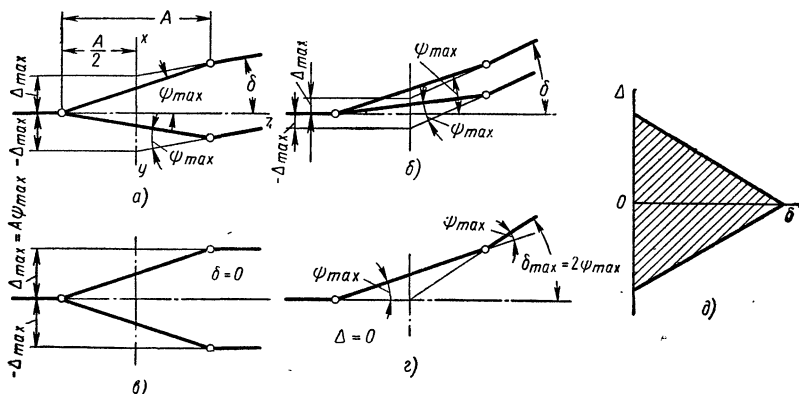


Рис. 10. Характерные для зубчатой муфты случаи смещения Δ и δ в одной плоскости: а — при $\delta < \psi_{\max}$; б — при $\delta > \psi_{\max}$; в — предельный случай при $\delta = 0$ и $\Delta_{\max} = \psi_{\max} A$; г — предельный случай при $\Delta = 0$ и $\delta_{\max} = 2\psi_{\max}$; д — зависимость между предельными значениями Δ и δ , заштрихована зона допустимых значений смещений

плоскости, является наименее выгодным и может быть принят за расчетный при случайных направлениях линейных и угловых смещений.

Часто за плоскость измерения $x-y$ принимают среднюю плоскость муфты ($k = 0,5$) или среднюю плоскость венца втулки второго вала ($k = 1$).

Приводим расчетные формулы для распространенных частных случаев. Плоскость $x-y$ проходит через середину муфты, заданное $\delta \leq 2\psi_{\max}$

плоскости и направлены в одну сторону:

$$\begin{aligned} \Delta_{\max} &= A\psi_{\max} \quad \text{при } \delta \leq \psi_{\max}; \\ \Delta_{\max} &= A\psi_{\max} \quad \text{и} \quad \Delta_{\min} = A(\delta - \psi_{\max}) \quad \text{при } \delta > \psi_{\max}; \\ \delta_{\max} &= \psi_{\max} + \frac{\Delta}{A} \quad \text{при } \Delta \leq A\psi_{\max}; \end{aligned}$$

то же, но смещения направлены в противоположные стороны:

$$\begin{aligned} \Delta_{\max} &= A(\psi_{\max} - \delta) \quad \text{при } \delta \leq \psi_{\max}; \\ \delta_{\max} &= \psi_{\max} - \frac{\Delta}{A} \quad \text{при } \Delta \leq A\psi_{\max}; \end{aligned}$$

то же, но при смещениях во взаимно перпендикулярных плоскостях:

$$\Delta_{\max} = A \sqrt{\psi_{\max}^2 - \delta^2} \text{ при } \delta \leq \psi_{\max};$$

$$\delta_{\max} = \sqrt{\psi_{\max}^2 - \left(\frac{\Delta}{A}\right)^2} \text{ при } \Delta \leq A \psi_{\max}.$$

Во всех формулах углы выражены в радианах.

По формуле $\Delta = A (\psi_{\max} - 0,5 \delta)$ для расчетного случая при заданных

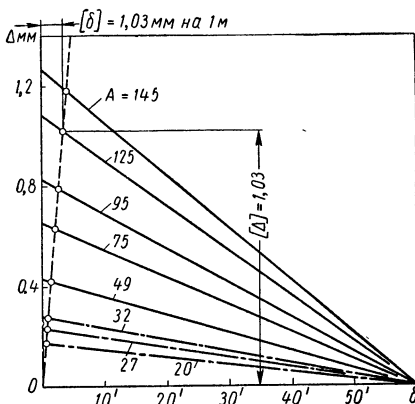


Рис. 11. Предельные значения Δ и δ для муфт по табл. 6; точками отмечены случаи, когда $[\Delta] = 10^3 [\delta]$

ψ_{\max} и A можно построить предельные прямые, ограничивающие зону допустимых значений Δ и δ (рис. 10, б). На рис. 11 показаны предельные прямые для муфт по табл. 6 и нормализованных зубчатых муфт с различными A ; на диаграмме проведены только верхние

ограничивающие прямые для муфт с M_k до 800 кгм. При одинаковых расчетных M_k муфты по нормальям машиностроения имеют меньшую способность компенсировать смещение валов Δ , чем стандартные муфты на те же расчетные моменты M_k .

Наибольшие допускаемые смещения и перекосы осей валов при монтаже машины по приложению к нормальям МН 5023-63—МН 5026-63 приведены в табл. 7. Кроме того, допускается увеличение Δ и δ в 1,5 раза при использовании муфт с промежуточным валом.

Если принять допускаемое смещение осей валов в мм равным допускаемому перекосу их в мм на 1 м длины, что справедливо для средних условий монтажа, то, подставив соотношение $\Delta = \delta \cdot 10^3$ в формулу $\Delta = A (\psi_{\max} - 0,5 \delta)$, найдем допускаемые муфтой смещения

$$[\Delta] = 10^3 [\delta] = \frac{\psi_{\max} A}{1 + 0,0005 A}.$$

Результаты подсчетов $[\Delta]$ приведены в табл. 6 и отмечены точками на соответствующих прямых рис. 11.

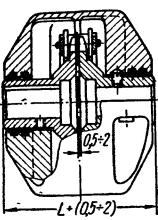
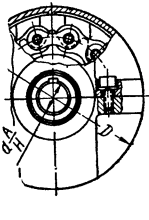
Как показывает проведенный анализ, повышать компенсирующую способность муфт, работающих в обычных условиях и предназначенных для компенсации как поперечных смещений, так и перекосов, эффективнее за счет увеличения размера A , а не ψ_{\max} , тем более что при увеличении ψ_{\max} ухудшаются условия работы зацепления, усложняется обработка зубьев, снижается к. п. д. муфты и возрастают силы и моменты, передаваемые муфтой на соединяемые валы.

7. Наибольшие допускаемые поперечные смещения Δ и перекосы δ осей валов при монтаже машин

Способ установки машин	δ			Δ в мм
	в мм на 1 м	в рад	в мин и сек	
На одной плите	0,3	0,0003	1'02"	0,25
На одном фундаменте	0,5	0,0005	1'43"	0,5
На разных фундаментах	0,7	0,0007	2'25"	0,7

8. Муфты цепные однорядные МЦ со шпонками и со шлицами
(по нормалам машиностроения МН 2091-61 и МН 2092-61)

Размеры в мм

По МН 2091-61		D	L	Для муфт по МН 2091-61		Для муфт по МН 2092-61		Допускаемое η в об/мин
				d	Допускаемый M_k в кг/м	$z \times d_0 \times D_1$	Допускаемый M_k в кг/м	
		110	90	18	6	$6 \times 18 \times 22$	8	1600
		110	90	20	8	—	—	1600
		110	90	22	10	$6 \times 21 \times 25$	12	1600
		125	110	25	16	$6 \times 23 \times 28$	16	1400
		125	110	28	20	$6 \times 26 \times 32$	20	1400
		125	110	—	—	$6 \times 28 \times 34$	25	1400
		140	120	(30)	25	—	—	1200
		140	120	32	25	$8 \times 32 \times 38$	32	1200
		140	120	(35)	32	—	—	1200
		140	120	36	32	$8 \times 36 \times 42$	42	1200
		180	150	40	40	$8 \times 42 \times 48$	60	1000
		180	150	45	60	$8 \times 46 \times 54$	80	1000
		180	150	50	80	$8 \times 52 \times 60$	100	1000
		210	170	55	100	$8 \times 56 \times 65$	120	800
		210	180	60	140	$8 \times 62 \times 72$	160	800
		280	210	70	200	$10 \times 72 \times 82$	220	700
		280	240	80	250	$10 \times 82 \times 92$	320	700
		280	270	90	320	$10 \times 92 \times 102$	400	700
		350	300	100	400	$10 \times 102 \times 112$	450	500
		350	330	110	500	$10 \times 112 \times 125$	630	500
		350	360	125	630	—	—	500

Примечание. Допускаемое угловое смещение валов — до 1° , поперечное смещение — до $0,5-1,2$ мм.

Цепные муфты с однорядными (табл. 8) и многорядными втулочно-роликовыми и зубчатыми цепями применяют для передачи меньших вращающих моментов, чем зубчатые муфты. Несовместность соединяемых валов компенсируется за счет перекосов и деформаций деталей цепи. Нагрузочная способность цепных муфт назначается на основании опытных данных (см. табл. 8).

Упругие и упруго-демпфирующие муфты, как правило, выполняются компенсирующими. Относительный поворот валов на некоторый угол φ под действием вращающего момента, а также продольное λ , поперечное Δ и угловое δ смещения валов для компенсации неточностей их взаимного расположения осуществляются за счет деформации и относительного перемещения деталей муфты и со-

провождаются потерями на внутреннее трение материала упругих элементов и внешнее трение между сдвигающимися деталями.

Часть энергии A_y относительного поворота валов на угол φ расходуется на упругую деформацию элементов и аккумулируется муфтой; другая часть энергии (A_δ) поглощается муфтой, обращается в тепло и рассеивается; отношение A_δ к A_y за цикл колебаний скорости $\psi = \frac{A_\delta}{A_y}$ называется коэффициентом демпфирования. В зависимости от величины ψ различают упругие и упруго-демпфирующие муфты.

Упругие муфты имеют малый коэффициент ψ ; упругие элементы их выполняются в виде стальных пружин. Важная характеристика этих муфт — их жесткость и зависимость

жесткости от угла поворота φ . *Муфты с постоянной жесткостью* (кривая 1 на рис. 12) смягчают резкие изменения передаваемых моментов и скоростей, притом тем лучше, чем меньше их жесткость. Но вследствие снижения общей жесткости кинематической цепи муфта

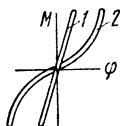


Рис. 12. Характеристики упругих муфт

может привести к нежелательному смещению зоны резонанса и опасному увеличению амплитуды крутильных колебаний.

Количество аккумулярованной муфтой энергии при достижении допускаемых напряжений в материале упругих элементов называется *энергоемкостью* муфты A_y . При действии нормальных напряжений $[\sigma]$

$$A_y = V k_{\sigma} \frac{[\sigma]^2}{2E};$$

при действии касательных напряжений $[\tau]$

$$A_y = V k_{\tau} \frac{[\tau]^2}{2G},$$

где V — общий объем упругих элементов; E и G — модуль продольной упругости и модуль сдвига; k_{σ} и k_{τ} — коэффициенты использования материала упругих элементов. Величины $\frac{[\sigma]^2}{2E}$ и $\frac{[\tau]^2}{2G}$ характеризуют свойства материала упругих элементов; для стали $\frac{[\sigma]^2}{2E} \approx \frac{[\tau]^2}{2G}$. Значения коэффициентов k_{σ} и k_{τ} зависят от распределения напряжений по объему упругих элементов. Значения k_{σ} и k_{τ} см. в [16].

В муфтах со стальными упругими элементами объем последних обычно составляет относительно малую часть объема деталей всей муфты, а допустимая относительная деформация материала невелика. Поэтому при выборе формы упругого элемента для этих муфт k_{σ} и k_{τ} играют подчиненную роль, а решающее значение приобретает возможность получения достаточно больших упругих перемещений и удобство размещения эле-

ментов в муфте. Чаще других применяют витые пружины сжатия, стержни или пакеты плоских стержней, работающих на изгиб.

Муфты с переменной жесткостью (кривая 2 на рис. 12) лучше смягчают изменения момента при различных нагрузках и препятствуют появлению резонанса с опасным увеличением амплитуды крутильных колебаний. Изменение жесткости достигается перемещением опорных точек и уменьшением рабочей длины упругих деталей при их деформации. Наибольшее распространение в тяжелых машинах получили муфты с ленточной змеевидной пружиной (рис. 13). Обычно они

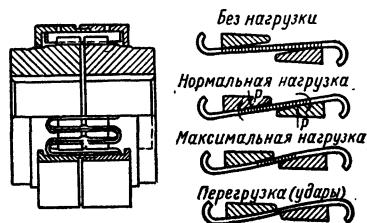


Рис. 13. Муфта с ленточной змеевидной пружиной

имеют $z = 50 \div 100$ зубьев, в крупных муфтах z доходит до 250, а пружины устанавливаются в 1—3 ряда по высоте зуба. Компенсирующие способности муфт: λ — до 4—20 мм, Δ — до 0,5—3 мм, δ — до $1^{\circ}15'$. Угол закручивания $\varphi \approx 1 \div 1,2^{\circ}$; коэффициент демпфирования доходит до $\psi = 0,5 \div 0,6$, вследствие большого трения пружин о зубья.

При расчете упругого элемента принимается равномерное распределение нагрузок между витками, пружина рассматривается как арка с шарнирно закрепленными опорами. Уточненный расчет см. [13].

Упруго-демпфирующие муфты характеризуются большим φ . Относительный поворот валов на угол φ происходит с существенным поглощением энергии за счет внутреннего трения в неметаллических (из резины, пластмассы, кожи) деформируемых деталях, трения между листами

пакетов пружин или применения гидравлических или других демпферов. Муфта способствует гашению крутильных колебаний. Муфты с неметаллическими деформируемыми деталями широко распространены. Упругие элементы их обычно изготавливаются из различных сортов маслостойкой резины и часто укрепляются кордом.

Если желательны высокие демпфирующие свойства муфты с целью эффективного гашения крутильных

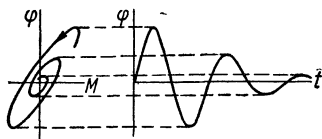


Рис. 14. Гашение крутильных колебаний упруго-демпфирующей муфтой

колебаний (рис. 14), то выбирают материал с большим внутренним трением. Однако такой материал приводит к нагреву муфты при больших смещениях Δ и δ , вследствие действия переменных напряжений в упругих элементах.

Конструкцию и размеры нормализованных упруго-демпфирующих муфт см. в табл. 9 и 10, а также в МН 5809-65 на муфты эластичные с торообразной оболочкой. Широко

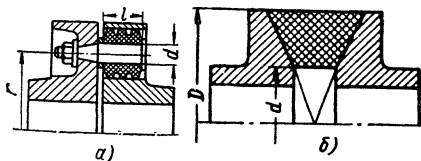


Рис. 15. К расчету муфт: а — втулочно-пальцевой; б — с цилиндрико-коническим упругим элементом

распространенная втулочно-пальцевая муфта рассчитывается по давлению на упругий элемент, с проверкой пальцев на изгиб (рис. 15, а).

Расчетный передаваемый момент

$$M_k \leq rldz [p];$$

давление на упругом элементе

$$p = \frac{M_k}{rldz} \leq [p],$$

где z — число пальцев; $[p]$ для резины и кожи — до 20 кг/см^2 , при кратковременных перегрузках — до 40 кг/см^2 .

Напряжение в пальцах при изгибе

$$\sigma_u = 5p \left(\frac{l}{d} \right)^2 \leq [\sigma]_u,$$

где $[\sigma]_u = \frac{\sigma_T}{n}$; σ_T — предел текучести материала пальцев, $n = 3$ — запас прочности.

В муфте по рис. 15, б использован цилиндрико-конический упругий элемент, целесообразная форма которого обеспечивает относительно большой его объем, равномерное распределение напряжений кручения в материале ($k_T = 1$), высокую энергоемкость и компактность муфты при средних компенсирующих способностях. Недостаток конструкции — трудность получения прочного и надежного соединения резинового элемента с металлическими частями муфты.

Расчетный передаваемый момент для этой муфты

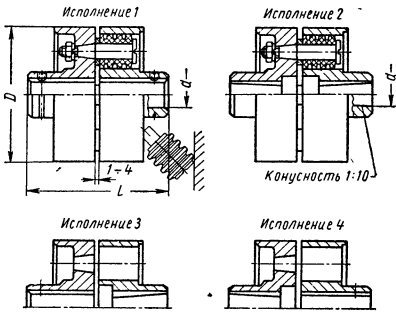
$$M_k \leq \frac{\pi}{12} (D^3 - d^3) [\tau].$$

Подвижные муфты допускают продольное λ , поперечное Δ или угловое δ смещение одного вала относительно другого или же различные сочетания этих смещений. Значительные смещения обеспечиваются подвижностью в кинематических парах муфты, обычно без нарушения правильного контакта поверхностей. Это позволяет соединять валы, расположенные в механизмах, перемещающихся относительно друг друга.

Плавающие муфты имеют три звена, две плоскостные пары и одну независимую ограниченную подвижность промежуточного звена. Допускают небольшие смещения всех видов, из них Δ может быть значительным, но практически ограничивается потерями на трение и центробежной силой промежуточной детали. Обычно

9. Муфты упругие втулочно-пальцевые МУВП (по нормам машиностроения МН 2096-64)

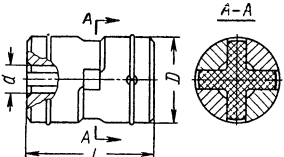
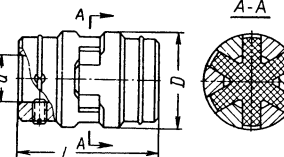
Размеры в мм

		d	D	L_{\max}	Допускаемый M_k в кг/м	Допускаемое n в об/мин
	Исполнение 1	16; 18; 20; 22; 25; 28; (30); 32; (35); 36; (38) 40; (42); 45 (48); 50; 55 60; (65) 70; (75) 80; (85); 90; (95) 100; 110; (120) 125; (130); 140; (150)	90 100 120 140 170 190 220 250 320 400 490	84 104 125 165 226 226 286 286 350 432 515	3,2 5,5 13 24 45 70 110 200 400 800 1500	6300 5600 4750 4000 3350 3000 2650 2240 1700 1400 1120
	Исполнение 2					
	Исполнение 3					
	Исполнение 4					

Примечание. Упругие втулки из резиновой смеси 3826С по ТУ МХП 1166-58 могут работать в бензине, керосине, воздухе, воде и масле при $t = -40 \div +50^\circ \text{C}$.

10. Муфты упругие со звездочкой (по нормам машиностроения МН 13-58)

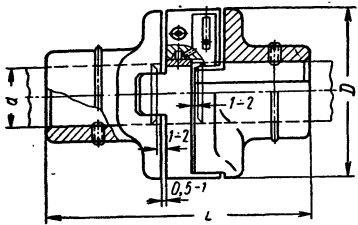
Размеры в мм

		d	D	L	Допускаемый M_k в кг/м
Исполнение муфт с $D = 25 \div 40$ мм		10; 12	25	42	0,15
		10; 12; 14; 16;	32	50	0,3
		12; 14; 16; 18; 20	40	60	0,6
		16; 18; 20; 22; 25	50	75	1,5
Исполнение муфт с $D = 50 \div 160$ мм		20; 22; 25; 28; 30	65	95	3
		25; 28; 30; 32; 35	80	120	6
		30; 32; 35; 40; 45	100	150	11
		35; 40; 45; 50; 55	125	185	22
		45; 50; 55; 60; 65	160	230	45

Примечание. Наибольшее допускаемое радиальное смещение осей валов 0,2 мм, наибольший угол перекоса осей $1^\circ 30'$.

11. Муфты кулачково-дисковые (по нормам машиностроения МН 2701-61)

Размеры в мм

				d	D	L	Допускаемый M_K в кгМ	d	D	L	Допускаемый M_K в кгМ
				15; 17; 18	70	95	12	75; 80; 85; 90	190	310	320
				20; 25; 30	90	115	25	95; 100; 110;	210	355	500
				36; 40; 45; 50	110	160	50	120; 130;	240	395	800
				55; 60; 65; 70	130	200	80	130; 140	320	485	1600
					150	240	125	150	340	550	2000
					170	275	200				

Примечания: 1. Допускаемое поперечное смещение валов $[\Delta] \leq 0,04d$, угловое смещение $[\delta] \leq 0^\circ 30'$.
2. Допускаемое $n = 250$ об/мин при $D = 70 \div 240$ мм и $n = 100$ об/мин при $D = 280 \div 340$ мм.

используются в качестве компенсирующих. Кулачково-дисковая муфта по рис. 16, а имеет пониженную надежность работы вследствие смещенных в осевом направлении узких

учета действия на диск центробежных сил (ошибка — менее 1%)

$$p = \frac{12M_K}{h(2D+d)(D-d)} \leq [p],$$

где $[p]$ — допускаемое давление на рабочих поверхностях — принимается 100—150 кг/см^2 для незакаленных стальных и чугунных поверхностей, 150—300 кг/см^2 для тех же материалов, но при надежной смазке маслом с противозадирными присадками или при закаленных стальных поверхностях трения.

Более совершенной является плавающая муфта со скользящим сухарем (рис. 16, б). Конструкция и основные размеры нормализованной муфты по материалам Уралмашзавода — в табл. 12. Показанная конструкция при использовании в общем машиностроении может быть облегчена. Давление на поверхности сухаря при его распределении по закону треугольника без учета действия центробежных сил на сухарь

$$p = \frac{6M_K}{hb^2} \leq [p],$$

где при текстолитовом сухаре $[p] = 80 \div 100 \text{ кг/см}^2$.

Раздвижные муфты допускают только осевое относительное смещение валов λ (рис. 17, а). Выполняются

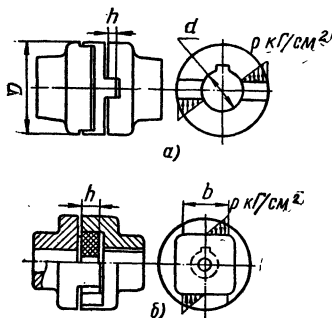


Рис. 16. Плавающие муфты: а — кулачково-дисковая или крестовая; б — со скользящим сухарем

рабочих поверхностей, перекосов диска и кромочных давлений на поверхность прилегания и ненадежной смазки; в подъемных кранах эта муфта не применяется.

Конструкцию и основные размеры нормализованных муфт см. табл. 11.

Давление в пазах при распределении его по закону треугольника без

12. Муфты со скользящим сухарем (по нормали Уралмашзавода)

Размеры в мм

$$B_1 = B - 5 \text{ мм при } B \leq 80 \text{ мм}$$

$$B_1 = B - 10 \text{ мм при } B > 80 \text{ мм}$$

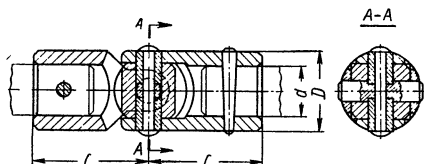
d	D	L	B	h	Допускаемый M_k в кгМ	Допускаемое n в об/мин
16	70	84	40	20	1,7	8200
18	70	84	40	20	3	8200
20	80	104	50	20	4	7000
22	80	104	50	20	5	7000
25	100	124	60	20	8	5700
28	100	124	60	20	11	5700
30	120	149	70	25	13	4700
32	120	149	70	25	16	4700
35	120	149	70	25	21	4700
40	150	184	80	30	32	3800
45	150	184	80	30	45	3800
50	180	224	100	40	50	3200
55	180	224	100	40	66,5	3200
60	220	254	120	50	86,5	2600
65	220	254	120	50	110	2600
70	250	274	140	50	137	2200
75	250	274	140	50	169	2200
80	290	304	160	60	204	1800
85	290	304	160	60	245	1800
90	330	344	180	60	291	1700

$$B_1 = B - 5 \text{ мм при } B \leq 80 \text{ мм}$$

$$B_1 = B - 10 \text{ мм при } B > 80 \text{ мм}$$

13. Муфты шарнирные (по ГОСТу 5147—49)

Размеры в мм

<p>Тип А.</p> <p>Муфта одинарная</p> 					<p>Допускае- мый M_k в кгМ</p>
d	D_{max}	C	C_1		
10	16	25	22	2,5	
12	20	30	26	4	
16	25	35	32	8	
20	32	42	40	16	
25	40	52	48	32	
32	50	65	60	64	
40	60	85	72	128	

Примечание. Момент M_k дан для муфты в выпрямленном положении ($\delta = 0$). При $\delta \neq 0$ табличные значения M_k должны быть умножены на $\cos \delta$, где δ — угол между осями валов (см. рис. 17, э).

втулочными в виде обособленной конструкции или в сочетании с другими муфтами, а также кулачковыми с прямоугольным профилем кулачков и центрирующей втулкой.

Шарнирные асинхронные муфты допускают только относительное угловое смещение осей валов на значительный угол, но при $\delta \neq 0$ дают циклическое изменение передаточного числа. Относительная неравно-

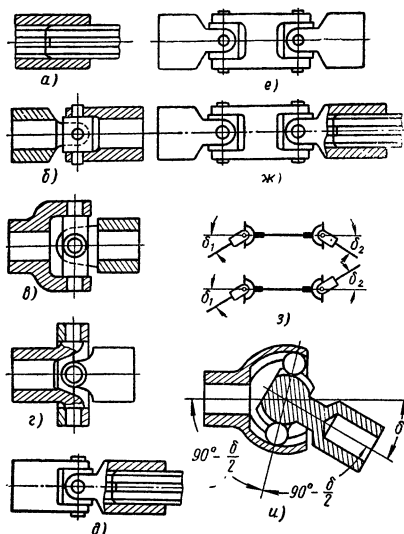


Рис. 17. Подвижные муфты: а — раздвижная втулочная; б — малогабаритная шарнирная асинхронная; в — крупногабаритная шарнирная асинхронная с целой крестовиной; г — шарнирно-раздвижная; д — двоячная шарнирная; е — двоячная шарнирно-раздвижная (универсальный кардан); ж — схемы расположения осей валов и шарниров в двоячных муфтах, обеспечивающие получение синхронной передачи вращения; з — шарнирная синхронная муфта

мерность вращения ведомого вала при $\omega_1 = \text{const}$

$$\frac{\omega_{2\max} - \omega_{2\min}}{\omega_{2cp}} = \sin \delta \cdot \operatorname{tg} \delta.$$

Эти муфты делятся на малогабаритные и крупногабаритные.

Малогабаритные муфты имеют поперечный размер, вписывающийся

в диаметр ступицы (рис. 17, б). Варианты исполнения различаются оформлением кинематических пар и

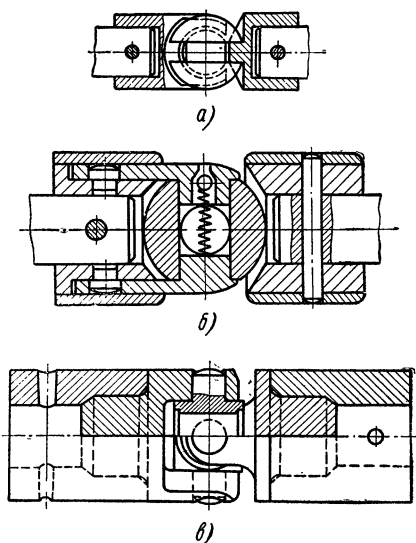


Рис. 18. Примеры конструкций малогабаритных шарнирных муфт: а — петлеобразная; б — цапфовая с лапками; в — цапфовая с целой крестовиной

способом сборки. Рекомендуемая конструкция и основные размеры стандартной муфты приведены в табл. 13. Некоторые другие конструкции показаны на рис. 18.

Крупногабаритные муфты отличаются от малогабаритных увеличенным поперечным размером и вследствие большого расстояния между соосными шарнирами, являющегося плечом пары сил, обеспечивают более высокие эксплуатационные качества. Применяются в ответственных местах — в трансмиссии автомобилей, в приводе валков прокатных станов; часто выполняются на игольчатых подшипниках. Конструкции различаются главным образом способами сборки. В муфтах с закладными подшипниками и целой крестовиной (рис. 17, в) последняя обычно вводится в вилку в перекошенном положении до установки

подшипников. В муфтах с промежуточным кольцом (рис. 17, а) оно выполняется разъемным по плоскости, перпендикулярной к оси муфты и проходящей через оси шарниров. При соединении шарнирной муфты с раздвижной (рис. 17, б) появляется возможность компенсировать смещения λ и δ .

С целью дальнейшего расширения компенсирующих возможностей шарнирных муфт они обычно применяются попарно или выполняются двояными (рис. 17, в), что позволяет компенсировать поперечные и угловые смещения Δ и δ , а при добавлении еще раздвижной муфты (рис. 17, ж) — все виды относительного смещения валов, т. е. λ , Δ и δ .

Сдвоенные шарнирные муфты (рис. 17, в) осуществляют строго синхронную передачу вращательного движения ($\frac{\omega_1}{\omega_2} = 1$) при соблюдении двух условий: 1) оси шарниров на промежуточной детали сдвоенной муфты или на частях, скрепленных с промежуточным валом при использовании двух одинарных муфт, должны быть параллельны; 2) геометрические оси соединяемых валов должны лежать в одной плоскости, а углы между осью промежуточного вала и осью каждого из соединяемых валов должны быть равны, $\delta_1 = \delta_2$ (рис. 17, в). При приближенном соблюдении этих условий (как, например, в приводе задних колес автомобиля) $\omega_1 \approx \omega_2$.

В случае невозможности выдерживать указанные условия и недопустимости больших колебаний передаточного числа (как, например, в приводе передних ведущих колес автомобиля) приходится применять синхронные шарнирные муфты (рис. 17, и), которые обеспечивают равенство угловых скоростей валов при изменяющемся угле между их геометрическими осями за счет размещения шариков всегда в биссекторной плоскости. Это достигается соответствующим профилированием канавок под шарики или принудительным перемещением обоймы шариков. Синхронные шарнирные муфты допускают δ до 35–40°.

Расчетные зависимости для асинхронных шарнирных муфт. Для одинарной муфты угловое перемещение ведомого вала

$$\varphi_2 = \arctg(\tg \varphi_1 \cdot \cos \delta),$$

где δ — угол между осями валов; φ_1 — угловая координата положения ведущей вилки, отсчитываемая от начального положения, когда ось шарниров ведущей вилки перпендикулярна плоскости расположения валов.

Наибольшие опережение и отставание ведомого вала:

$$\Delta\varphi_{\max} = \arcsin \frac{\sqrt{1 - \cos \delta}}{\sin \delta} - \arctg \sqrt{\cos \delta};$$

$$\Delta\varphi_{\max} \approx 90^\circ - 2\arctg \sqrt{\cos \delta} \text{ (при } \varphi_1 = 45^\circ; 135^\circ; 225^\circ \text{ и } 315^\circ);$$

$$\text{при } \delta = 15^\circ; 22^\circ 30'; 30^\circ; 45^\circ,$$

$$\Delta\varphi_{\max} = 1^\circ; 2^\circ 16'; 4^\circ 06'; 9^\circ 50'.$$

Угловая скорость ведомого вала

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{\cos \delta}{1 - \sin^2 \delta \cdot \sin^2 \varphi_1};$$

$$\omega_{2\max} = \frac{\omega_1}{\cos \delta}; \quad \omega_{2\min} = \omega_1 \cos \delta,$$

где ω_1 — угловая скорость ведущего вала.

Угловое ускорение ведомого вала

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_1 \frac{\cos \delta}{1 - \sin^2 \delta \cdot \sin^2 \varphi_1} + \omega_1^2 \frac{\sin^2 \delta \cdot \cos \delta \cdot \sin 2\varphi_1}{(1 - \sin^2 \delta \cdot \sin^2 \varphi_1)^2},$$

где ε_1 — угловое ускорение ведущего вала.

При $\omega_1 = \text{const}$ и $\varepsilon_1 = 0$

$$\varepsilon_2 = \omega_1^2 \frac{\sin^2 \delta \cdot \cos \delta \cdot \sin 2\varphi_1}{(1 - \sin^2 \delta \cdot \sin^2 \varphi_1)^2};$$

$$\varepsilon_{2\max} \approx \omega_1^2 \frac{\sin^2 \delta \cdot \cos \delta}{(1 - 0,5 \sin^2 \delta)^2} \text{ (при } \varphi_1 \approx 45^\circ \text{ и } 225^\circ).$$

Угол поворота в шарнире

$$\psi = 2\delta.$$

К. п. д. муфты в цапфовом исполнении

$$\eta = 1 - \frac{1}{\pi} \left(2 \operatorname{tg} \frac{\delta}{2} + \operatorname{tg} \delta \right) \frac{d}{R} f,$$

где d — диаметр цапф муфты; $2R$ — расстояние между серединами соосных цапф; f — коэффициент трения в шарнире; можно принимать $f = 0,15 \div 0,2$ при парах скольжения, $f = 0,05 \div 0,1$ при игольчатых подшипниках.

Если валы нагружены только вращающими моментами, то по условиям статики:

момент на промежуточной части муфты (крестовине)

$$M = M_1 \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta \cdot \cos^2 \varphi_1};$$

$$M_{\max} = \frac{M_1}{\cos \delta} \text{ при } \varphi_1 = 0 \text{ и } 180^\circ;$$

сила, действующая на шарнир,

$$P_{\text{ш}} = \frac{M}{2R}; \quad P_{\text{ш} \max} = \frac{M_{\max}}{2R};$$

вращающий момент на выходном валу

$$M_2 = M_1 \frac{1 - \sin^2 \delta \cdot \sin^2 \varphi_1}{\cos \delta};$$

$$M_{2 \max} = \frac{M_1}{\cos \delta} \text{ при } \varphi_1 = 0 \text{ и } 180^\circ;$$

изгибающий момент, действующий на ведущий вал в плоскости вилки,

$$M_{u1} = M_1 \operatorname{tg} \delta \cdot \cos \varphi_1;$$

$$M_{u1 \max} = M_1 \operatorname{tg} \delta \text{ при } \varphi_1 = 0 \text{ и } 180^\circ;$$

изгибающий момент, действующий на ведомый вал в плоскости вилки,

$$M_{u2} = M_1 \operatorname{tg} \delta \cdot \sin \varphi_1 \sqrt{1 - \sin^2 \delta \cdot \sin^2 \varphi_1};$$

$$M_{u2 \max} = M_1 \sin \delta$$

при $\varphi_1 = 90$ и 270° или

$$M_{u2 \max} = \frac{M_1}{2 \cos \delta}$$

при

$$\varphi_1 = \arcsin \sqrt{\frac{1}{2 \sin^2 \delta}}.$$

Муфты рассчитываются на удельное давление p в шарнирах и на прочность по силе $P_{\text{ш} \max}$.

В муфтах с шарнирами скольжения

$$p = \frac{P_{\text{ш} \max}}{ld} \leq [p],$$

где d и l — диаметры и длина цапф в см; $[p]$ — допускаемое давление в кг/см^2 ; по данным автомобильной промышленности при твердых закаленных поверхностях $[p] \leq 400 \text{ кг/см}^2$.

В муфтах с игольчатыми подшипниками последние рассчитываются на долговечность условно по той же формуле, но $P_{\text{ш} \max}$ определяется с учетом коэффициента нагрузки по моменту, а под l понимается рабочая длина игл. По данным автомобильной промышленности $[p] = 60 \div 80 \text{ кг/см}^2$.

Рабочие нагрузки на шарниры муфт, валы и их опоры определяют в зависимости от условий работы по следующим расчетным схемам:

1. При малой скорости вращения для передач всех типов (с одной одинарной, одной сдвоенной и с двумя одинарными муфтами) $P_{\text{ш} \max}$, M_{\max} и $M_{2 \max}$ определяются по приведенным ранее формулам статики для положения $\varphi_1 = 0^\circ$.

2. При большой скорости вращения, $\omega_1 = \text{const}$ и значительной жесткости элементов кинематической цепи для передач всех типов, кроме определения наибольших значений $P_{\text{ш} \max}$, M_{\max} и $M_{2 \max}$ при $\varphi_1 = 0^\circ$ по формулам статики (для этого положения $e_2 = 0$), необходимо определить значения нагрузок с учетом инерции неравномерно вращающейся ведомой части кинематической цепи при $\varphi_1 = 45^\circ$ (в этом положении e_2 близко к $e_{2 \max}$) по следующим приближенным формулам:

$$M_{2 \max} = M_1 + e_{2 \max} \theta_2;$$

$$M_{1 \max} = \frac{M_{2 \max} \cos \delta}{1 - 0,5 \sin^2 \delta} \approx M_{2 \max};$$

$$M_{\max} = M_{1 \max} \sqrt{1 + 0,5 \operatorname{tg}^2 \delta},$$

где θ_2 — приведенный момент инерции масс неравномерно вращающейся ведомой части кинематической цепи с учетом момента инерции ведомой части муфты (вилки) и промежуточной части (крестовины), выраженный в $\text{кг} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2$.

Если имеются две одинарные муфты с промежуточным валом или одна сдвоенная муфта, то при выполнении условия $\delta_1 = \delta_2$ (рис. 17, з)

в первом случае под θ_2 понимается момент инерции неравномерно вращающегося промежуточного вала со скрепленными с ним вилками и крестовинами обеих шарнирных муфт, а во втором случае — момент инерции всех промежуточных деталей двояной муфты, включая обе крестовины.

Увеличение вращающих моментов вследствие инерции неравномерно вращающихся масс может быть значительным. Например, при $\delta = 20^\circ 30'$, $n = 4000$ об/мин и $\theta_2 = 0,05$ кг·см·сек² (две муфты с промежуточным валом) получается

$$e_{2\max} \cdot \theta_2 \approx 1400 \text{ кг} \cdot \text{см}.$$

3. При большой скорости вращения, $\omega_1 = \text{const}$ и кинематической цепи, состоящей из одной шарнирной муфты, вала малой жесткости и ведомой части со значительным приведенным моментом инерции масс, принимают, что создаваемая муфтой неравномерность вращения поглощается скручиванием вала. В этом случае наибольший вращающий момент будет при $\varphi_1 = 45^\circ$:

$$M_{2\max} = M_1 + e_{2\max} \cdot \theta_2 + \frac{\Delta\varphi_{\max}}{57} \cdot \frac{JG}{L},$$

где θ_2 — момент инерции масс ведомой части муфты, крестовины и половины промежуточного вала в кг·см·сек²; $\Delta\varphi_{\max}$ в град; J — момент инерции сечения вала в см⁴; G — модуль сдвига в кг/см²; L — длина вала в см. $M_{1\max}$ и $M_{2\max}$ определяются по формулам второй расчетной схемы.

Дополнительное напряжение в материале вала от скручивания

$$\Delta\tau = \frac{\Delta\varphi_{\max} DG}{114 L},$$

где D — наружный диаметр сплошного или полого вала в см.

Увеличение вращающего момента вследствие скручивания вала может быть значительным. Например, при $\delta = 15^\circ$ и сплошном стальном вале с $D = 3$ см и $L = 50$ см дополни-

тельный момент от скручивания

$$\frac{\Delta\varphi_{\max}}{57} \cdot \frac{JG}{L} = 2400 \text{ кг} \cdot \text{см};$$

дополнительное напряжение в материале вала

$$\Delta\tau = 450 \text{ кг/см}^2.$$

Валы быстроходных передач с шарнирными муфтами проверяются на критическую угловую скорость; коэффициент запаса рекомендуется принимать не менее 1,5.

УПРАВЛЯЕМЫЕ СОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ МУФТЫ (ЩЕПНЫЕ)

Муфты этой группы выполняются с геометрическим и силовым замыканием, с механической и электромеханической связью. Различают: муфты зацепления, или *кулачковые*; муфты трения, или *фрикционные*; электромагнитные жидкостные и порошковые муфты.

Кулачковые муфты. Передача вращающего момента в кулачковых муфтах производится за счет нормальных сил N между рабочими поверхностями.

Эти муфты осуществляют жесткое соединение валов при определенных угловых положениях одного вала относительно другого. Преимущества кулачковых муфт перед фрикционными — малые габариты, простота конструкции, низкая стоимость, недостаток — недопустимость включения на быстром ходу без соответствующих мер предосторожности против удара.

Различают кулачковые муфты с выступами на торцевых поверхностях (собственно кулачковые муфты, рис. 19, а) и с выступами, обычно в форме эвольвентных зубьев, на цилиндрических поверхностях (зубчатые муфты, рис. 19, б). К этой же группе относятся соединения посредством вытяжных пальцев, вытяжных (рис. 19, в) и поворотных (рис. 19, г) шпонок.

Формы кулачков характеризуются профилем и выполнением боковых и торцовых поверхностей.

1. Кулачки *треугольного* профиля (рис. 20, а и б) применяются для

передачи малых вращающих моментов. Муфты с такими кулачками имеют малый угол включения α (см. стр. 308). Симметричный профиль

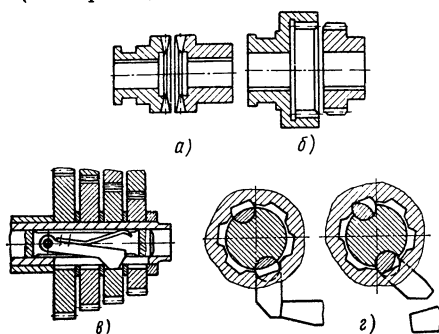


Рис. 19. Разновидности кулачковых муфт: а и б — собственно кулачковая и зубчатая муфты; в и г — соединения вытяжной и поворотной шпонками

(рис. 20, а) используется для передачи моментов в обоих направлениях, несимметричный (рис. 20, б) — только в одном направлении. Обычно число кулачков $z = 15 \div 60$.

2. Кулачки трапецидального симметричного (рис. 20, в) и несимметричного (рис. 20, г) профиля приме-

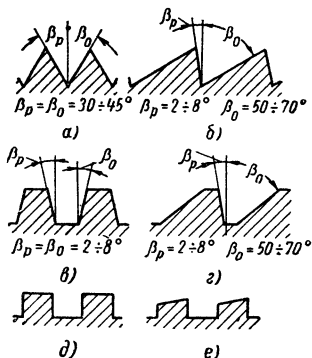


Рис. 20. Профили кулачков

няются для передачи больших вращающих моментов. Обычно $z = 3 \div 15$.

3. Кулачки прямоугольного профиля (рис. 20, д) применяются редко в виду трудности включения таких

муфт и невозможности получения беззазорного сцепления. Кулачки со скошенной вершиной (рис. 20, е) существенно облегчают включение, но пригодны для передачи момента только в одном направлении.

Боковые стороны кулачков прямоугольного профиля выполняются в виде плоскостей, проходящих через геометрическую ось муфты.

Боковые стороны кулачков треугольного и трапецидального профилей, ограниченные винтовыми поверхностями, обеспечивают прилегание по площади при сцеплении муфты как на полную, так и на неполную рабочую высоту кулачков, т. е. в течение всего процесса включения и выключения муфты. Однако ввиду сложности обработки такие кулачки применяются редко. Обычно же их

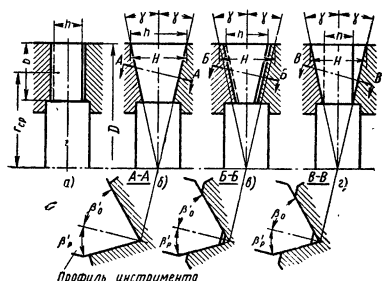


Рис. 21. Формы кулачков

боковые стороны выполняют по плоскостям, которые полностью прилегают друг к другу только при заходе кулачков на полную рабочую высоту.

Удобно иметь на обеих полушарных кулачки одинаковой формы. Кулачки прямоугольного и трапецидального профилей постоянной высоты (рис. 21, а) требуют раздельной обработки каждой боковой стороны впадины. Кулачки треугольного (рис. 21, б) и трапецидального (рис. 21, в и г) профилей с уменьшающейся к центру высотой позволяют обрабатывать обе стороны впадины за один проход. Муфта с плоским торцом (рис. 21, г) имеет уменьшенную рабочую поверхность кулачков, но характеризуется лучшими условиями их работы при включении.

Соотношения между углами (рис. 20 и 21):

$$\operatorname{tg} \beta_p = \operatorname{tg} \beta'_p \cdot \cos \gamma; \operatorname{tg} \beta_o = \operatorname{tg} \beta'_o \cdot \cos \gamma,$$

где β_p — угол рабочей стороны профиля кулачков; β_o — угол обратной стороны профиля кулачков; β'_p и β'_o — соответствующие углы инструмента.

Во многих механизмах применяется включение кулачковых муфт на ходу. При правильном выборе параметров конструкции такое включение не сопровождается опасными перегрузками механизма и обеспечивает удовлетворительную включаемость муфты [6].

Расчет кулачков на смятие (рис. 24):

$$\sigma_{см} = \frac{M_{\kappa}}{r_{ср} b h_{ср} z} \leq [\sigma]_{см};$$

$[\sigma]_{см} = 300 \div 400 \text{ кг/см}^2$ при стальных закаленных кулачках и включении на ходу; $[\sigma]_{см} = 800 \div 1200 \text{ кг/см}^2$ при включении в состоянии покоя.

Расчет кулачков на изгиб:

$$\sigma_u = \frac{k M_{\kappa} h_{ср}}{r_{ср} z W} \leq [\sigma]_u,$$

где k — коэффициент, учитывающий неравномерную работу кулачков, принимается равным 2—3; W — момент сопротивления опасного сечения кулачка.

Процесс включения. Относительные угловые положения валов при включенной муфте называются *положениями включения*; число их равно числу кулачков z . Угол между положениями включения называется *углом включения* $\alpha = \frac{360^\circ}{z}$.

Время, через которое чередуются положения включения при относительном вращении валов с числом оборотов n_0 в минуту,

$$t = \frac{60}{n_0 z} \text{ сек.}$$

Угол включения α при беззазорном сцеплении складывается из следующих углов (рис. 22, а): α_p — центрального угла рабочей боковой поверхности; α_o — центрального угла

обратной боковой поверхности; α_e — центрального суммарного угла вершин кулачков.

Включение муфты производится при неподвижных валах или на ходу.

1. Включение при неподвижных валах.

а) Жестким механизмом включения. При попадании вершины одного кулачка на вершину другого (ве-

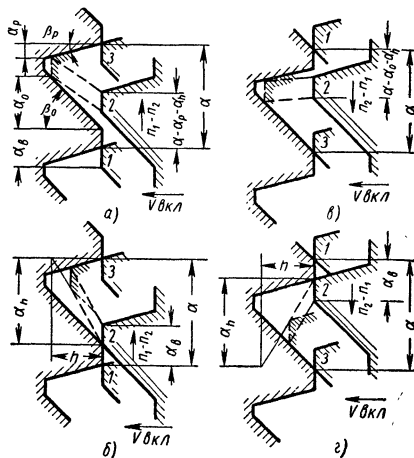


Рис. 22. Включение кулачковой муфты на ходу: а и б — при отставании ведомого вала и достаточной или недостаточной скорости включения $v_{вкл}$; в и г — при опережении ведомого вала и достаточной или недостаточной скорости включения; 1, 2 и 3 — последовательные положения кулачка ведущей полушестерни

роятность равна $100 \frac{\alpha_e}{\alpha} \%$) включения не происходит, требуются повторные попытки после относительного поворота валов (среднее число таких попыток равно $\frac{\alpha}{\alpha - \alpha_e}$). При попадании в соприкосновение обратных или рабочих сторон кулачков (вероятность равна $100 \frac{\alpha_o}{\alpha}$ или $100 \frac{\alpha_p}{\alpha} \%$) требуется относительный поворот валов усилием включения.

б) Упругим механизмом включения. Механизм подготавливает включение, заскакивание кулачков на полную высоту происходит под действием

пружины при включении или в начале вращения валов. Опасным является положение, когда механизм включения приводит в соприкосновение рабочие стороны кулачков не на полную высоту (вероятность равна $100 \frac{\alpha_p}{\alpha} \%$). Угол α_p желательно брать малым.

2. Включение на ходу.

а) Синхронное вращение валов:

$$n_1 = n_2 \text{ — см. п. 1, а.}$$

б) Отставание ведомого вала: $n_2 < n_1$, в частном случае $n_2 = 0$.

При

$$n_1 - n_2 = n_0 < \frac{1000 \alpha_0 v_{вкл}}{6h} \text{ об/мин}$$

(α_0 — в град; $v_{вкл}$ — скорость осевого перемещения половинки при включении в м/сек; h в мм) (рис. 22, а) кулачки чаще свободно заходят на полную высоту h (вероятность равна

$$100 \frac{\alpha - \alpha_p - \alpha_{n_0}}{\alpha} \%, \text{ где } \alpha_h = \frac{6n_0 h}{1000 v_{вкл}}),$$

реже на неполную высоту h с необходимостью относительного доворачивания ведомого вала усилием включения.

Доворачивание особенно затруднительно при включении муфты под нагрузкой.

При

$$n_0 > \frac{1000 \alpha_0 v_{вкл}}{6h} \text{ об/мин (рис. 22, б)}$$

кулачки всегда свободно заходят не на полную высоту h , и требуется относительное доворачивание.

При проектировании параметры следует выбирать так, чтобы соблюдалось первое неравенство и получалось достаточно большое значение вероятности включения на полную высоту h без относительного доворачивания полумуфты.

в) Обгон ведомого вала: $n_2 > n_1$ (рис. 22, в). Случай аналогичен рассмотренному в п. б, если обозначить $n_2 - n_1 = n_0$.

$$\text{При } n_0 > \frac{1000 \alpha_p v_{вкл}}{6h} \text{ об/мин}$$

(рис. 22, г) кулачки всегда свободно заходят на неполную высоту h .

Включение при обгоне происходит в более легких условиях, чем при

отставании. Доворачивание ведомого вала в сторону, обратную направлению вращения (притормаживание), протекает легче.

Сила включения и выключения

$$P_e = M_\kappa \left[\frac{2 \operatorname{tg} \varphi}{d} \pm \frac{\operatorname{tg} (\beta \pm \rho)}{r_{cp}} \right];$$

здесь знаки плюс относятся к силе включения, знаки минус — к силе выключения; M_κ — передаваемый момент при включении и выключении под нагрузкой или момент, препятствующий относительному повороту валов, при включении без нагрузки; β — угол рабочей (β_p) или обратной (β_0) стороны профиля кулачков; ρ — угол трения, равный $8-12^\circ$; d — диаметр вала; r_{cp} — см. рис. 21.

Синхронизаторы применяют для предварительного уравнивания угловых скоростей кулачковых или зубчатых полумуфт с целью обеспечения их безударного включения. Синхронизацию осуществляют вспомогательные фрикционные поверхности на муфте.

Различают: а) синхронизаторы предельного давления, у которых при нажатии на рукоятку управления

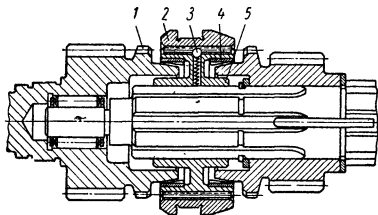


Рис. 23. Синхронизатор предельного давления

сначала включаются фрикционные поверхности, а затем, при более сильном нажатии — кулачковая муфта; б) синхронизаторы с блокировкой, у которых включение кулачковой муфты невозможно до полного уравнивания скоростей вследствие большого трения на особых блокирующих поверхностях при вращении одной половинки муфты относительно другой.

На рис. 23 показан синхронизатор предельного давления, применяемый для соединения вала с правой или

левой шестерней. Кольцо 2 с внутренними зубьями сидит на ступице 5, снабженной наружными зубьями и коническими втулками 4. В первый период включения детали 2 и 5, связанные шариковыми фиксаторами 3, перемещаются вместе и вводят в соприкосновение фрикционные поверхности синхронизатора. При увеличении усилия включения сверх установленной величины фиксаторы размыкаются, и кольцо 2 сцепляется с зубчатым венцом 1.

Фрикционные муфты. Эти муфты передают момент за счет касательных сил трения между рабочими поверхностями и допускают включение на ходу без каких-либо мер предосторожности.

Основные типы фрикционных муфт:

а) *дисковые* — рабочими поверхностями являются торцовые плоскости дисков; б) *конусные* — рабочими являются конические поверхности; в) *кольцевые* и *колодочные* — рабочими являются цилиндрические поверхности.

Муфты разделяются по условиям работы: а) на *сухие*, применяемые в таких местах, где муфту можно надежно предохранить от попадания смазки, и б) на *масляные*, работающие в условиях обильной смазки;

по способу действия: а) на *нормально разомкнутые*, в которых при отсутствии воздействия механизма управления фрикционные детали расходятся свободно или под действием вспомогательных пружин, и муфта остается выключенной, и б) на *нормально замкнутые муфты*, в которых при отсутствии воздействия механизма управления фрикционные детали прижимаются одна к другой сильными пружинами, обеспечивающими передачу рабочего момента, а выключение муфты производится механизмом управления; нормально замкнутые муфты применяются в тех случаях, когда во время работы машины муфта выключается временно (например, сцепление автомобиля во время переключения скоростей в коробке передач);

по способу управления — на *фрикционные муфты с механическим, пнев-*

матическим, гидравлическим и электромагнитным управлением.

Процесс включения состоит из двух периодов:

1. Проскальзывание муфты при неподвижном ведомом валу продолжается до тех пор, пока возрастающий в процессе включения передаваемый муфтой момент остается меньше начального момента сопротивления на ведомом валу (малого при пуске машины вхолостую, большого при пуске под нагрузкой). Мощность ведущего вала полностью расходуется на нагрев муфты.

2. Частичное проскальзывание муфты при разгоне ведомого вала продолжается до тех пор, пока скорость вращения ведомого вала не сравняется со скоростью ведущего. Половина мощности ведущего вала расходуется на нагрев муфты.

При быстром включении в муфте выделяется меньше теплоты, но пуск машины получается не плавным. Для уменьшения периода разгона полумуфту с большим моментом инерции рекомендуется устанавливать на ведущем валу.

В муфтах с механическим управлением переключение осуществляется посредством кинематической цепи, состоящей: а) из обособленного механизма управления, передающего движение и усилие от органа управления (рукоятка, педаль) к переключающему элементу (втулка или стержень, скользящий в направлении оси вала), и б) из устройства управления, передающего движение и усилие от переключающего элемента к фрикционным деталям. Устройство управления органически связано с муфтой, размещается на вращающихся частях и влияет на конструкцию муфты.

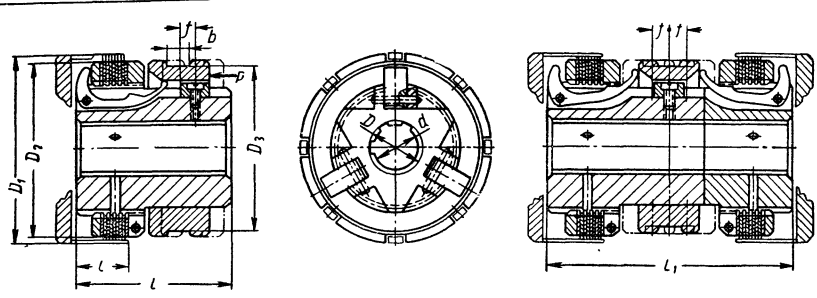
Кинематическая цепь управления может иметь или не иметь запирающего элемента (вытяжной фиксатор, самотормозящая пара), а также упругого звена (пружины), обеспечивающего определенную силу сжатия фрикционных поверхностей.

Дисковые муфты имеют наибольшее распространение.

Нормально разомкнутые муфты часто выполняются двойными для пе-

14. Муфты фрикционные многодисковые масляные и сухие с механическим управлением (по нормам машиностроения МН 5664-65)

Размеры в мм



$z \times d \times D$	d_1	D_1	D_2	D_3	L	L_1	l	b	f	Сила P в кг	Допускае- мый M_k в кгМ
6 × 21 × 25	22	84	80	70	72	115	25	10	10	8	2,5
6 × 26 × 30	25	94	90	78	82	130	29	10	12	9	4,0
6 × 28 × 34	30	104	100	86	85	135	34	12	10	12	6,3
8 × 36 × 40	35	118	110	95	95	150	34	12	13	17	10
8 × 42 × 46	40	133	125	105	110	175	42	16	14	23	16
8 × 46 × 54	50	148	140	115	110	175	43	16	13	36	25
8 × 56 × 65	60	168	160	130	130	210	53	20	14	49	40
8 × 62 × 72	70	188	180	140	150	250	61	20	20	62	63
10 × 72 × 82	80	213	200	165	175	280	68	25	23	66	100
10 × 82 × 92	90	235	220	185	200	325	80	25	25	81	160
10 × 92 × 102	100	265	250	210	225	370	90	32	29	125	250

Примечания: 1. Предусмотрены исполнения со шлицевым отверстием $z \times d \times D$ и гладким отверстием диаметром d_1 и шпоночным пазом. 2. В таблице указаны большие значения $z \times d \times D$ и d_1 ; для каждой муфты предусмотрено также два меньших размера отверстий, шлицевых — из ряда $6 \times 16 \times 20$; $6 \times 18 \times 22$; $6 \times 21 \times 25$ и далее по таблице; гладких — из ряда $d_1 = 18; 20; 22$ и далее по таблице. 3. В муфтах используются диски по табл. 16.

реключения скоростей или реверсирования. В этом случае вал обычно связывается муфтой с сидящими на нем деталями.

Конструкция и основные размеры нормализованных муфт с механическим управлением приведены в табл. 14.

Пример конструктивного выполнения нормально замкнутой муфты с механическим управлением приведен на рис. 24.

Внутренние (малые) диски соединяются с валом или втулкой при помощи профиля (многодисковые муфты), привертываются или при-

клепываются к втулке-ступице (одно- и двухдисковые муфты большого диаметра) или соединяются с ней упругой муфтой (рис. 24); большие диски присоединяются к корпусу муфты выступами на периферии, входящими в шпоночные пазы, эвольвентными зубьями, пальцами (однодисковые и двухдисковые муфты). Зазор между металлическими дисками при разомкнутой муфте берется 0,2—0,5 мм в многодисковой муфте и 0,5—1 мм в одно- и двухдисковой. При неметаллических дисках зазор берется 0,5—1 мм в многодисковой муфте и 0,8—1,5 мм в одно- и двухдисковой.

Расчетный момент принимают в 1,3—1,5 раза больше действующего, т. е. $M_k = (1,3 \div 1,5) M_0$;

$$M_k \leq \pi (r_1^2 - r_2^2) r_{cp} z [p] f \kappa \Gamma \cdot \text{см},$$

где r_1 , r_2 и r_{cp} — соответственно наибольший, наименьший и средний радиусы кольцевой рабочей поверхности дисков в см; z — число пар рабочих (гнущихся) поверхностей; $[p]$ — допускаемое давление в $\kappa\Gamma/\text{см}^2$; f — коэффициент трения.

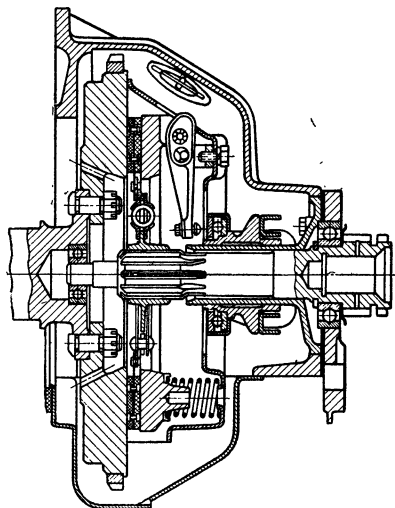


Рис. 24. Однодисковое сцепление автомобиля М-21

Рабочая сила, действующая на диски, $P_p = \frac{M_k}{r_{cp} z f}$.

Значения $[p]$ и f для различных сочетаний фрикционных материалов приведены в табл. 15. Вычисляемое по этим данным произведение $[p] \cdot f$ характеризует эффективность применения тех или иных материалов, так как передаваемый муфтой момент пропорционален этому произведению.

Анализ влияния отношения $\frac{r_2}{r_1}$ на свойства муфты (рис. 25) показывает, что при постоянных M_k , $[p]$ и f с увеличением этого отношения рабочая

сила нажатия на диски и потери на трение в шлицах падают, а наруж-

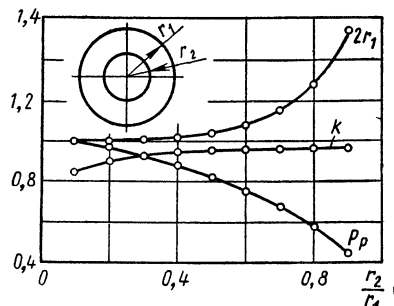


Рис. 25. Изменение характеристик дисковой муфты в зависимости от отношения радиусов поверхности трения $\frac{r_2}{r_1}$ при постоянных M_k , $[p]$ и f . Наружный диаметр $2r_1$ и рабочая сила сжатия дисков P_p даны в относительных величинах; дополнительное уменьшение P_p вследствие трения в шлицах характеризуется коэффициентом k

ный диаметр дисков возрастает; рекомендуется принимать $\frac{r_2}{r_1} = 0,55 \div 0,80$ в зависимости от конкретных условий.

Конструкция и размеры нормализованных дисков (без покрытия, с фрикционными металлокерамическими и пластмассовыми покрытиями) для многодисковых муфт по табл. 14 и 17 (частично) приведены в табл. 16. Ввиду сложной технологии изготовления дисков, особенно с металлокерамическим покрытием, желательно и при конструировании специальных муфт пользоваться нормализованными дисками централизованного производства.

Пример конструктивного выполнения муфты с пневматическим управлением приведен на рис. 26, а с гидравлическим управлением — на рис. 27. В металлорежущих станках широкое распространение получили муфты в двустороннем исполнении (рис. 28).

В наиболее распространенных гидравлических муфтах с односторонними цилиндрами необходимо предусматривать сильные выключаю-

15. Коэффициент трения f и допускаемые давления $[p]$ в $\kappa\Gamma/\text{см}^2$ на рабочих поверхностях муфт

Условия работы и материалы рабочих поверхностей	f	$[p]$
<i>Со смазкой</i>		
Закаленная сталь по закаленной стали	0,06	6—8
Чугун по чугуну или по закаленной стали	0,08	6—8
Текстолит по стали	0,12	4—6
Металлокерамика по закаленной стали	0,12	8
<i>Всухую</i>		
Чугун по чугуну или по закаленной стали	0,15	2—3
Прессованный материал на основе асбеста по стали или по чугуну	0,3	2—3
Металлокерамика по закаленной стали	0,3	3

Примечания: 1. Меньшие значения $[p]$ принимаются для многодисковых муфт с большим числом дисков, большие — для многодисковых муфт с малым числом дисков и для конусных, кольцевых и колодочных муфт.

2. Если специальный тепловой расчет муфты не проводится, то табличные значения $[p]$ следует умножить на k_v и k_T , выбираемые в зависимости от окружной скорости v в м/сек на среднем диаметре поверхности трения и от числа включений T муфты в час:

v до 2,5	2,5—4	4—6	6—8	8—12	12—18	более 18
$k_v = 1$	0,9	0,8	0,7	0,63	0,55	0,5
T до 90	120	180	240	300	360 и более	
$k_T = 1$	0,95	0,8	0,7	0,6	0,5	

щие пружины для преодоления давления масла во вращающемся цилиндре, возникающего вследствие

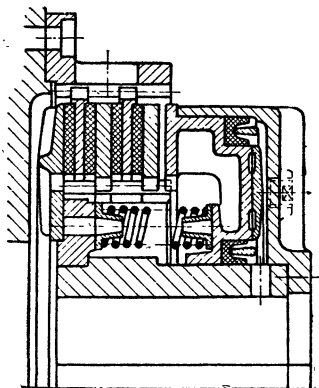


Рис. 26. Многодисковая муфта с пневматическим управлением

действия центробежных сил, и для создания требуемого избыточного давления Δp , обеспечивающего вытес-

нения масла из цилиндра при выключении муфты.

Применение недостаточно сильных выключающих пружин в случае установки цилиндра на ведущем валу, вращающемся с большим числом оборотов в минуту, приводит к неполному выключению муфты (повышенный момент холостого хода и значительные потери), а в случае установки цилиндра на ведомом отключаемом валу — к замедленному выключению муфты.

Суммарная сила размыкающих пружин при включенном состоянии муфты

$$P_n = P_u + P_o \kappa \Gamma,$$

где P_u — осевая сила на поршне от центробежных сил, действующих на масло, в $\kappa\Gamma$; P_o — осевая сила, необходимая для создания избыточного давления в цилиндре при выключении муфты, в $\kappa\Gamma$.

$$P_u = 8 \cdot 10^{-3} n^2 (R^2 - r^2) (R^2 + r^2 - 2r_0^2),$$

где n — число оборотов муфты

16. Диски узкие (по нормам машиностроения МН 5656-65) для фрикционных многодисковых муфт с металлокерамическим покрытием для работы всухую (ДУВ...1), с пластмассовым покрытием (ДУВ...2), с металлокерамическим покрытием для работы со смазкой (ДУВ...3); без покрытия плоские (ДУВ...4; ДУН...1), без покрытия синусные (ДУН...2)

Размеры в мм

D ₁ Допускаемое отклонение по C ₄	D ₂	D ₃ Допускаемое отклонение по C ₁	D × m × z	b	h	Число пар дисков n	s			s ₁	s ₂
							для дисков				
							ДУВ. 1	ДУВ. 2	ДУВ. 3		
45 50	33 36	49 54	32 × 1,5 × 20 35 × 1,5 × 22	8 8	2,5 2,5	4 4	1,4 1,4	1,4 1,4	1,1 1,1	0,8 0,8	0,96 0,98
55 60	41 47	59 64	40 × 1,5 × 26 45 × 2,5 × 16	10 10	2,5 2,5	4 4	1,4 1,6	1,4 1,6	1,1 1,3	0,8 1,0	0,99 1,20
70 80	52 62	74 84	50 × 2,5 × 18 60 × 2,5 × 22	10 12	2,5 2,5	4 6	1,8 1,8	1,8 1,8	1,4 1,4	1,0 1,0	1,23 1,26
90 100	67 77	94 104	65 × 2,5 × 24 75 × 2,5 × 28	12 12	2,5 2,5	6 6	2,0 2,0	2,4 2,4	1,7 1,7	1,2 1,2	1,46 1,49
110 125	82 92	118 133	80 × 2,5 × 30 90 × 2,5 × 34	16 16	4,5 4,5	6 6	2,0 2,4	2,8 3,2	1,7 2,1	1,2 1,6	1,53 1,92
140 160	102 112	148 168	100 × 2,5 × 38 110 × 2,5 × 42	16 20	4,5 4,5	8 8	2,6 2,6	3,6 3,6	2,1 2,1	1,6 1,6	1,95 2,00
180 200	122 143	188 213	120 × 2,5 × 46 140 × 5 × 26	20 20	4,5 7,0	8 8	3,0 3,3	4,4 4,4	2,6 2,6	2,0 2,0	2,40 2,45
220 250	163 183	235 265	160 × 5 × 30 180 × 5 × 34	25 25	7,0 8,0	8 10	3,3 4,5	5,0 5,5	2,6 3,5	2,0 2,5	2,50 3,00
280 320	203 223	295 335	200 × 5 × 38 220 × 5 × 42	25 32	8,0 8,0	10 10	4,5 4,5	6,5 6,5	3,5 3,5	2,5 2,5	3,05 3,12
360 400	243 263	375 425	240 × 5 × 46 260 × 5 × 50	32 32	8,0 13,0	12 12	6,2 6,2	9,2 9,2	4,8 4,8	3,2 3,2	3,82 3,90

Примечания: 1. Фрикционные покрытия для дисков ДУВ...1 и ДУВ...2 имеют коэффициент трения покоя $f_0 \geq 0,35$, движения $f \geq 0,3$; для дисков ДУВ...3 $f_0 \geq 0,22$; $f \geq 0,12$.
2. Твердость стальных дисков без покрытий HRC 40–45.

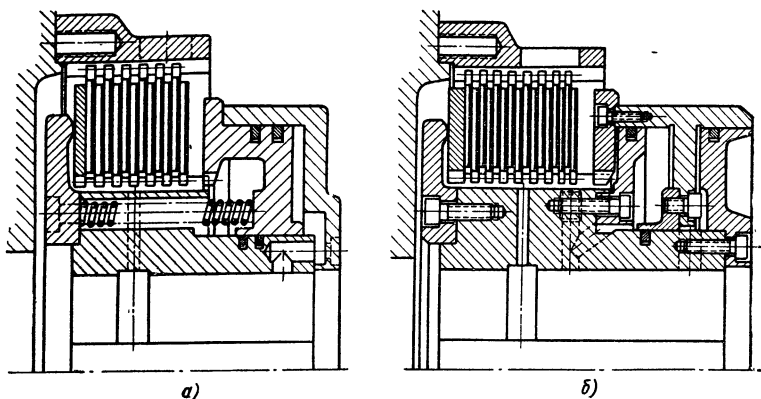


Рис. 27. Многодисковые муфты с гидравлическим управлением: а — с однополостным цилиндром и выключающими пружинами; б — с двухполостным цилиндром и принудительным выключением

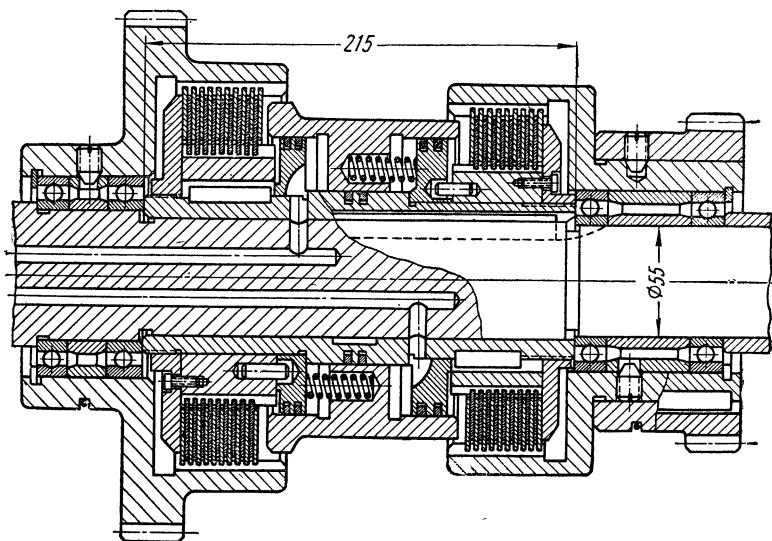


Рис. 28. Двусторонняя многодисковая муфта с гидравлическим управлением

в минуту; R и r — соответственно наружный и внутренний радиусы кольцевого поршня в см; r_0 — радиус подвода масла к вращающейся системе в см (рис. 29); при центральном торцовом подводе $r_0 = 0$.

$$P_0 = \pi (R^2 - r^2) \Delta q,$$

где Δq — избыточное давление в цилиндре при выключении, зависящее от требуемой скорости выключения муфты и сопротивления отводящего маслопровода, в кг/см^2 ; обычно $\Delta q = 0,5 \div 1 \text{ кг/см}^2$; кроме того, необходимо, чтобы

$$\Delta q \geq 8 \cdot 10^{-9} n^2 r_0^3 \text{ кг/см}^2.$$

Сила, действующая на диски включенной муфты,

$$P_p = \pi (R^2 - r^2) q + P_u - P_n \text{ кг},$$

или

$$P_p = \pi (R^2 - r^2) (q - \Delta q) \text{ кг},$$

где q — рабочее давление масла в кг/см^2 .

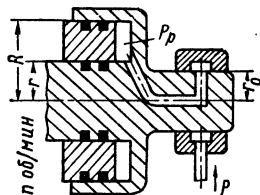


Рис. 29. Схема гидравлического управления муфты

Пример. $n = 2000$ об/мин, $r_0 = 40$ мм, $r = 50$ мм, $R = 100$ мм, $q = 10$ кг/см^2 . Принимаем $\Delta q = 0,75$ кг/см^2 и проверим

$$\Delta q \geq 8 \cdot 10^{-9} n^2 r_0^2 = 0,51 \text{ кг/см}^2.$$

По приведенным формулам находим силы

$$P_u = 225 \text{ кг}; P_o = 180 \text{ кг}.$$

Сила выключающих пружин

$$P_n = P_u + P_o = 405 \text{ кг}.$$

Сила, действующая на фрикционные диски при $q = 10$ кг/см^2 :

$$P_p = \pi (R^2 - r^2) (q - \Delta q) = 2240 \text{ кг}.$$

При выполнении муфт с z пунжерами диаметром d , расположенными на радиусе R_0 , расчетные формулы принимают вид

$$P_u \approx 4 \cdot 10^{-9} n^2 d^2 z (R_0^2 - r_0^2);$$

$$P_o = \frac{\pi}{4} d^2 z \Delta q;$$

$$P_p = \frac{\pi}{4} d^2 z (q - \Delta q).$$

Если муфта имеет цилиндр с двумя одинаковыми полостями (см. рис. 27, б и 28), то осевые силы, возникающие от действия на масло центробежных сил, взаимно уравновешиваются и при расчетах не учитываются.

Основные размеры нормализованных муфт с внутренним (через вал) и наружным (через корпус муфты) маслоподводом приведены в табл. 17.

Муфты с электромагнитным управлением выполняются с вынесенными

или магнитопроводящими дисками, с вращающейся обмоткой катушки и подводом тока через скользящий контакт или с невращающейся обмоткой и подводом питания без скользящего контакта.

Преимущество вынесенных дисков заключается в возможности изготовлять их из любых материалов и с любыми покрытиями (см. табл. 16), тогда как магнитопроводящие диски

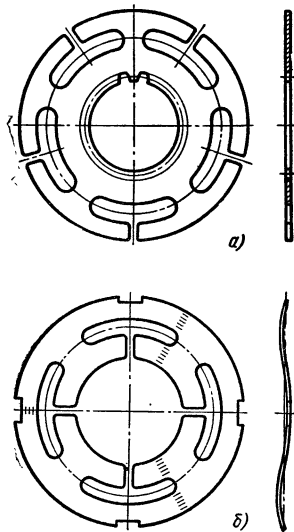


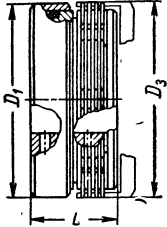
Рис. 30. Магнитопроводящие диски для муфт с электромагнитным управлением: а — внутренний плоский; б — наружный синусный

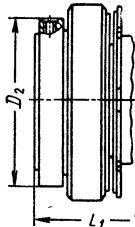
должны быть только стальными и иметь фигурные вырезы (рис. 30) для уменьшения рассеяния магнитного потока, проходящего через диски в обоих направлениях.

Преимущества муфт с магнитопроводящими дисками — компактность и саморегулируемость при износе дисков; такие муфты выполняют масляными и устанавливаются внутри корпусов коробок скоростей и других механизмов. Примеры муфт с вынесенными и магнитопроводящими дисками показаны на рис. 31 и 32. Подвод тока к обмоткам в этих муфтах осуществлен, соответственно,

17. Муфты фрикционные многодисковые с гидравлическим управлением (по нормам машиностроения МН 5663-65)

Размеры в мм

Муфта с внутренним мас- лоподводом и гладким от- верстием	$z \times d \times D$	d_1	D_1	D_2	D_3	L	L_1	Допускае- мый M_K в кгМ
	$6 \times 28 \times 34$	30	110	105	104	60	88	10
	$8 \times 36 \times 40$	35	120	110	118	62	90	16
	$8 \times 42 \times 46$	40	135	125	133	72	100	25
	$8 \times 46 \times 54$	50	150	140	148	80	110	40
	$8 \times 56 \times 65$	60	170	150	168	95	125	63
	$8 \times 62 \times 72$	70	190	165	188	105	145	100
	$10 \times 72 \times 82$	80	215	190	213	115	155	160
	$10 \times 82 \times 92$	90	240	200	235	130	170	250
	$10 \times 92 \times 102$	100	270	225	265	150	190	400
	$10 \times 102 \times 112$	110	300	260	295	170	220	630
	$10 \times 112 \times 125$	125	340	280	335	180	230	1000
	—	140	380	300	375	210	260	1600
	—	160	430	320	425	215	265	2500

Муфта с наружным масло- подводом и гладким или штицевым отверстием	$z \times d \times D$	d_1	D_1	D_2	D_3	L	L_1	Допускае- мый M_K в кгМ
	$6 \times 28 \times 34$	30	110	105	104	60	88	10
	$8 \times 36 \times 40$	35	120	110	118	62	90	16
	$8 \times 42 \times 46$	40	135	125	133	72	100	25
	$8 \times 46 \times 54$	50	150	140	148	80	110	40
	$8 \times 56 \times 65$	60	170	150	168	95	125	63
	$8 \times 62 \times 72$	70	190	165	188	105	145	100
	$10 \times 72 \times 82$	80	215	190	213	115	155	160
	$10 \times 82 \times 92$	90	240	200	235	130	170	250
	$10 \times 92 \times 102$	100	270	225	265	150	190	400
	$10 \times 102 \times 112$	110	300	260	295	170	220	630
	$10 \times 112 \times 125$	125	340	280	335	180	230	1000
	—	140	380	300	375	210	260	1600
	—	160	430	320	425	215	265	2500

См. примечания к табл. 14.

См. примечания к табл. 14.

через два контактных кольца и одно кольцо и массу.

Контактный токоподвод снижает надежность работы муфты, связан с износом и опасностью загрязнения контактных поверхностей. Подвод тока без скользящих контактов лишен этих недостатков, и применение муфт такого исполнения распространяется. Недостаток систем без скользящего контакта — повышенное сопротивление в магнитоприводе вследствие появления дополнительных воздушных зазоров.

На обмотку возбуждения обычно подается постоянный ток напряжением до 24 в. Питание от сети переменного тока производится через трансформатор и выпрямитель, с применением форсировочных емкостей и

сопротивлений для быстродействующих муфт.

Основные размеры нормализованных фрикционных муфт сухих и масляных с электромагнитным управлением, с контактными и бесконтактным токоподводом см. в нормах машиностроения МН 5657-65 по МН 5662-65.

Конусные муфты менее распространены, чем дисковые. Они выполняются нормально разомкнутыми, нормально замкнутыми или заклинивающимися. В заклинивающихся муфтах фрикционные детали удерживаются в замкнутом положении за счет сил трения, возникающих между рабочими поверхностями, что возможно, когда угол конуса меньше угла трения.

Конусные муфты обычно выполняются с механическим управлением и одной парой рабочих поверхностей.

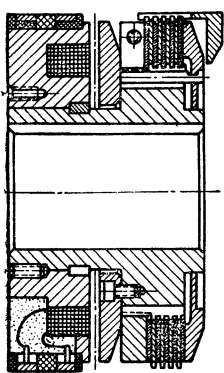


Рис. 31. Сухая многодисковая муфта с электромагнитным управлением и вынесенными дисками

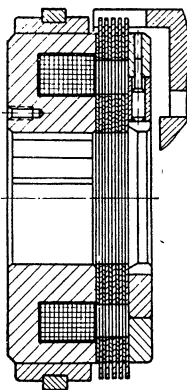


Рис. 32. Масляная многодисковая муфта с магнитопроводящими дисками

Расчетный момент

$$M_k = (1,3 \div 1,5) M_0;$$

$$M_k \leq 2 \pi r_{cp}^2 b [p] f \kappa \Gamma \cdot \text{см},$$

где r_{cp} — средний радиус рабочей поверхности в см; b — ширина рабочей поверхности в см; значения $[p]$ и f см. в табл. 15.

Сила включения и выключения

$$P_g = \frac{M_k \sin \alpha}{r_{cp} f},$$

где α — угол образующей конуса с осью.

Цилиндрические муфты имеют малое распространение. Выполняются кольцевыми и колодочными.

Кольцевая муфта имеет разжимное кольцо или два полукольца, которые прижимаются к внутренней цилиндрической рабочей поверхности корпуса муфты при повороте некруглых пальцев и рычагов или вдвижении клиньев.

Расчетный момент $M_k = (1,3 \div 1,5) M_0$.

$$M_k \leq 2 \pi r^2 b [p] f \kappa \Gamma \cdot \text{см},$$

где r — радиус рабочей поверхности

в см; b — ширина рабочей поверхности в см; $[p]$ и f см. в табл. 15.

Из колодочных муфт дистанционного управления получили распространение пневматические муфты, имеющие кольцевой баллон, воздействующий на колодки. Включение муфты производится подачей сжатого воздуха в баллон (камеру).

Преимущества шиннопневматической или пневмокамерной муфты — компенсация осевых, радиальных и угловых относительных смещений соединяемых валов и самокомпенсация износа фрикционных поверхностей; недостатки ее — сравнительно высокая стоимость резиновых баллонов, старение резины, чувствительность к загрязнению минеральным маслом, к высоким и низким температурам. Муфта может работать в интервале температур от -40 до $+ (70 \div 100)^\circ \text{C}$.

Колодки прикрепляются внутри или снаружи баллона. Центробежная сила при внутреннем размещении колодок облегчает их отвод от шкива при выключении муфты. При наружном расположении колодок конструкция муфты усложняется

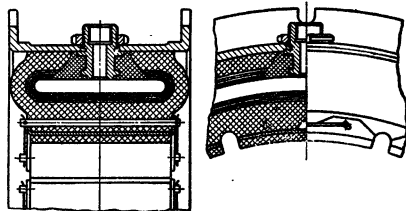
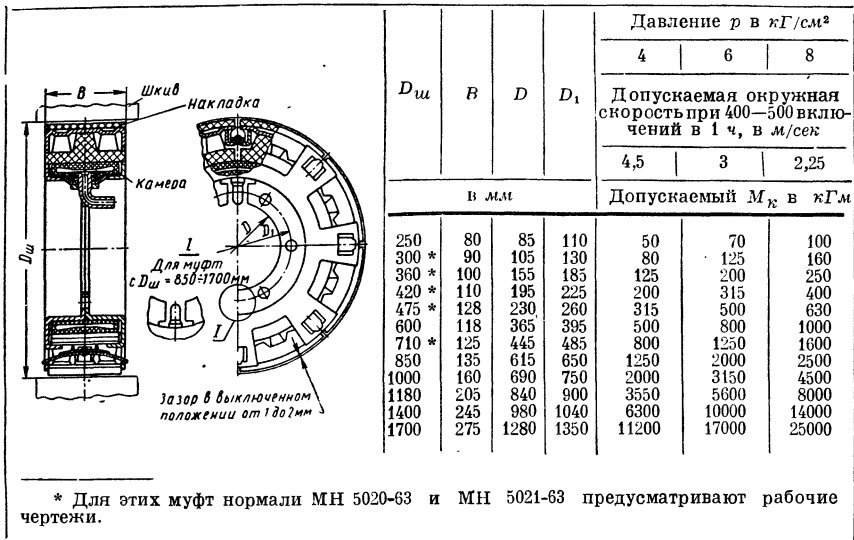


Рис. 33. Баллон шиннопневматической муфты с внутренним расположением колодок

применением отводящих пружин, но зато увеличиваются рабочий радиус шкива и передаваемый момент при тех же габаритах муфты. На рис. 33 показан баллон с внутренними колодками, в табл. 18 приведена конструкция и основные размеры нормализованной пневмокамерной муфты.

При расчете муфты по стойкости поверхностей трения применима формула для кольцевой муфты, в которой r — рабочий радиус шкива; b — ширина колодок; $[p] \leq 8 \text{ кг/см}^2$;

18. Муфты пневмокамерные радиального действия (по нормам машиностроения МН 5019-63)



$f \approx 0,2$ для асбобакелита и $f \approx 0,4$ для «эскола».

Требуемая сила нажатия на поверхность трения

$$P_p = \frac{M_k}{r_f}$$

При определении силы P_p , развиваемой баллоном, принимают во внимание дополнительное давление, затрачиваемое на деформацию баллона $\Delta q = (0,3 \div 0,7) \kappa\Gamma/\text{см}^2$, действие центробежных сил на подвижные части муфты, а также силу отжимающих пружин.

ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ МУФТЫ

Применение предохранительных муфт позволяет снизить вес и повысить надежность машины.

Муфты предельной скорости разъединяют валы или снижают величину передаваемого момента при возрастании скорости вращения ведущего вала выше заданного предельного значения. Такие муфты применяются редко и обычно выполняются в виде нормально замкнутых центробежных самоуправляемых муфт.

Муфты предельного момента не допускают передачу момента, превышающего заданное предельное значение. Такие муфты широко распространены. Преимущество их перед другими защитными устройствами: исключается возможность даже кратковременной передачи момента, превышающего предельный, тогда как другие защитные устройства требуют определенного времени на срабатывание.

В зависимости от способов прекращения и восстановления передачи движения муфты делятся на следующие группы:

1. Прерывающие с неавтоматическим восстановлением соединения (рис. 34, а).

При срабатывании этих муфт кинематическая цепь размыкается, поток энергии во всей цепи прекращается; энергия, поглощенная муфтой, мала.

а) Муфты с разрушающимися деталями. Восстановление соединения производится путем замены разрушившейся детали. Выполняются чаще со штифтами, работающими на срез,

реже с деталями, работающими на растяжение или изгиб.

б) *Муфты пружинные с запирающими устройствами.* Соединение восстанавливается при помощи органов управления, специальных устройств

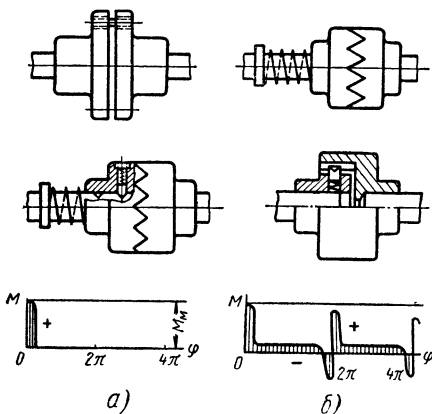


Рис. 34. Схемы предохранительных муфт с различными способами нарушения и восстановления соединения валов: а — прерывающие с неавтоматическим восстановлением; б — прерывающие с автоматическим восстановлением; в — поглощающие с автоматическим восстановлением

или путем кратковременного реверсирования машины. Эти муфты выполняются кулачковыми и рычажными. Для обеспечения зазора между рабочими поверхностями необходимо, чтобы размыкающая деталь сначала отходила под действием передаваемого момента, а в конце хода — под действием особых пружин (в защелке).

2. *Прерывающие с автоматическим восстановлением соединения* (рис. 34, б).

При срабатывании муфты кинематическая цепь размыкается и замы-

кается один или несколько раз за каждый оборот («прошелкивание»). Энергия, затраченная на размыкание, частично возвращается при замыкании муфты. Часть энергии, поглощаемая муфтой, сравнительно мала и расходуется на работу трения и удары. Муфты выполняются пружинными — кулачковыми, штифтовыми, шариковыми и т. д., регулируемые с осевым и нерегулируемыми с радиальным расположением пружин. Профилю кулачков и штифтов целесообразно придавать форму с постепенно уменьшающимся углом подъема и закругленной вершиной. Рабочие поверхности должны быть закалены до высокой твердости.

3. *Поглощающие с автоматическим восстановлением соединения* (рис. 34, в).

При срабатывании муфты поток энергии в кинематической цепи до муфты не прекращается. Количество поглощаемой муфтой энергии значительно и определяется моментом проскальзывания. Муфты выполняются фрикционными (дисковыми, реже конусными). В качестве предохранительных муфт этой группы используются электромагнитные и гидродинамические муфты.

Основные характеристики предохранительных муфт:

1. *Коэффициент точности*, равный отношению предельных значе-

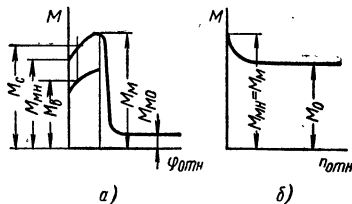


Рис. 35. Изменение передаваемого момента в процессе срабатывания предохранительных муфт: а — пружинной; б — фрикционной

ний моментов, при которых срабатывает муфта (рис. 35):

$$k_T = \frac{M_{\max}}{M_{\min}}$$

Возможно $k_T \geq 1$, желательно $k_T = 1$; чем ближе k_T к единице, тем надежнее работает муфта и тем меньший запас прочности требуется для деталей защищаемой машины.

2. Коэффициент чувствительности, равный отношению момента начала срабатывания муфты $M_{мн}$ к наибольшему моменту при срабатывании $M_{м}$ (рис. 35):

$$k_u = \frac{M_{мн}}{M_{м}}.$$

Возможно $k_u \leq 1$; желательно $k_u = 1$, так как $k_u < 1$ приводит к нечеткой работе муфты и незавершенным процессам срабатывания при возрастании передаваемого момента M до M_c , где $M_{м} > M_c > M_{мн}$.

3. Коэффициент остаточного момента, равный отношению момента при проскальзывании сработавшей муфты $M_{м0}$ к $M_{м}$ (рис. 35):

$$k_0 = \frac{M_{м0}}{M_{м}}.$$

Обычно $0 \leq k_0 < 1$; значение k_0 характеризует способность муфты к автоматическому восстановлению соединения и интенсивность тепловыделения при ее проскальзывании.

4. Коэффициент возвратного момента, равный отношению момента незавершенного срабатывания M_c к моменту начала обратного относительного поворота полу муфт M_a (рис. 35, а)

$$k_a = \frac{M_c}{M_a}.$$

Незавершенные процессы срабатывания возможны в пружинных муфтах с $k_u < 1$; для них $k_a < 1$ и может изменяться в зависимости от M_c ; при $k_a \leq 1$ муфта может длительно работать в положении незавершенного выключения, при $k_a \approx 1$ — работать неустойчиво с относительным перемещением полу муфт.

На величину важнейшего показателя k_T влияет много различных факторов, например, колебания коэффициентов трения, жесткости пружин, механических свойств разру-

шающихся деталей, фактических размеров деталей, схемы действия сил. Поэтому для удобства оценки влияния различных независимых факторов на k_T целесообразно пользоваться частными коэффициентами точности k'_T ; k''_T , ..., каждый из которых учитывает влияние одного или нескольких факторов на $M_{м}$.

Наибольшее возможное значение

$$k_{T \max} = k'_T k''_T \dots$$

Если все факторы носят случайный характер, то, приняв определенный процент риска, можно определить наибольшее вероятное значение

$$k_{T \text{вер}} = f(k'_T; k''_T; \dots).$$

Если имеют место закономерные факторы, например, зависимость силы, срезающей штифт, от угла поворота муфты (рис. 37, а и б), то соответствующий частный коэффициент точности k'_T входит множителем в выражение для $k_{T \text{вер}}$:

$$k_{T \text{вер}} = k'_T \cdot f(k''_T; k'''_T; \dots).$$

В ы б о р т и п а м у ф т ы в зависимости от характера возможных перегрузок:

а) при систематических динамических перегрузках, например пусковых, при которых муфта может не срабатывать или срабатывать с последующим автоматическим восстановлением соединения, следует применять фрикционные, электромагнитные или гидродинамические муфты;

б) при случайных значительных динамических перегрузках, самоустраниющихся при срабатывании муфты, следует применять муфты с автоматическим восстановлением соединения — фрикционные или пружинные;

в) при случайных значительных статических перегрузках, сохраняющихся при срабатывании муфты и требующих вмешательства рабочего для их устранения (отвод инструмента и т. п.), следует применять муфты с неавтоматическим восстановлением соединения — со срезными штифтами при маловероятных

перегрузках, пружинные или фрикционные с автоматическим отключением двигателя при сравнительно часто повторяющихся перегрузках.

На выбор типа муфты влияет также ожидаемая частота перегрузок и длительность действия самоустраняющихся перегрузок.

Существенную роль играет экономическая эффективность применения муфты определенного типа. Например, выбор более дорогой и надежной муфты с малым k_T не оправдан, если защищаемая машина недорога, а запас прочности ее основных деталей против разрушения кратковременно действующими максимальными нагрузками достаточно велик и не может быть уменьшен, так как размеры деталей определяются необходимым запасом выносливости. В порядке возрастания стоимости типы муфт располагаются следующим образом: со срезными штифтами; пружинные шариковые и кулачковые; фрикционные; электромагнитные и гидродинамические. На стоимость муфты сильно влияет также ее размер; с целью уменьшения передаваемого момента выгодно устанавливать муфту на быстроходном валу, который, как правило, находится далеко от рабочего органа машины, где ожидается опасная перегрузка. Для повышения же надежности защиты муфту целесообразно помещать возможно ближе к рабочему органу (на тихоходном валу), что уменьшает инерционное воздействие на защищенный элемент участка кинематической цепи от муфты до рабочего органа.

Определение расчетных моментов начинается с определения передаваемых муфтой моментов M_0 с учетом инерционных сил (см. стр. 281) и колебательных процессов (см. стр. 284).

Расчет муфты целесообразно производить по M_{\min} , причем встречаются два характерных случая.

Случай 1. Машина работает со стабильной нагрузкой M_0 без систематических перегрузок и с маловероятными случайными перегрузками (для муфт всех типов) или с систематическими и редкими случайными пере-

грузками динамического характера (для муфт с автоматическим восстановлением соединения) — рис. 36, а.

Расчетный момент

$$M_{\kappa} = M_{\min} = kM_0,$$

где k — коэффициент запаса, обычно принимаемый равным 1,25.

Предельный момент, опасный для защищаемой машины, может быть принят

$$M_n = k_T k^2 M_0.$$

Требуемый запас прочности деталей машины

$$n = k_T k^2,$$

а при проектировании муфты к спроектированной машине (M_n неиз-

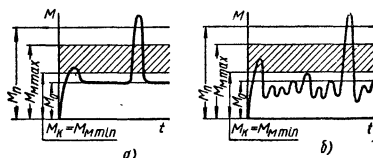


Рис. 36. Выбор расчетного момента: а — при частых систематических и редких случайных перегрузках динамического характера; б — при частых случайных перегрузках

вестно) необходимый коэффициент точности муфты

$$k_T = \frac{n}{k^2}.$$

Случай 2. Машина работает с частыми случайными перегрузками динамического или статического характера. В этом случае устанавливают наименьший уровень защиты M_0 , обеспечивающий частоту срабатывания муфты, приемлемую с точки зрения использования машины и сохранения работоспособности муфты (рис. 36, б) при неавтоматическом или автоматическом восстановлении соединения валов. После этого определяют: расчетный момент M_{κ} ; предельный момент M_n ; требуемый запас прочности деталей машины против наименьшего уровня защиты n или необходимый коэффициент точности муфты k_T по формулам, приведенным для первого случая.

Муфты со срезными штифтами

Для этих муфт $k_\gamma = 0,7 \div 0,85$, но процесс срабатывания происходит при небольшом относительном повороте полумуфт, $k_o = 0$; значение же

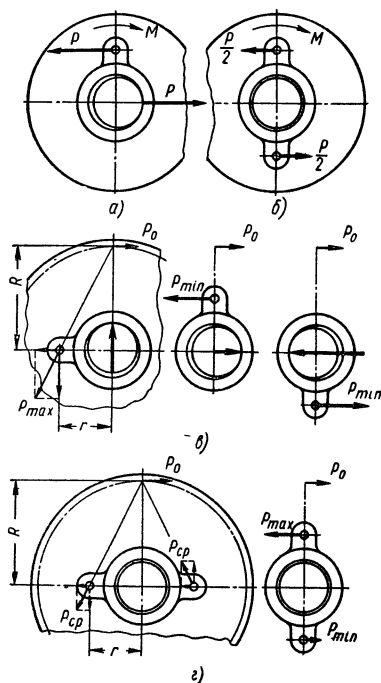


Рис. 37. Силы, действующие на срезные штифты при точном совпадении осей центрирующих отверстий и отверстий под штифты в обеих полумуфтах; а и б — передача приложенного момента M одним и двумя штифтами; в и г — передача момента приложенной силы P_o одним и двумя штифтами

$k_T > 1$ вследствие колебаний размеров и механических свойств материала разрушающихся деталей. С целью уменьшения k_T рекомендуется предварительное испытание образцов срезных штифтов из каждой партии материала. Кроме того, k_T зависит от конструкции муфты и точности ее изготовления. Наибольшее распространение получили муфты с одним или двумя штифтами, помещенными во втулки с осями, параллель-

ными оси муфты. Одна полумуфта закреплена на валу, другая — свободно сидит на центрирующей поверхности. К свободно сидящей детали (полумуфте) может быть приложен вращающий момент M (рис. 37, а и б), что характерно для комбинированных компенсирюще-предохранительных муфт, или приложена окружная сила P_o (рис. 37, в и г), что характерно для предохранительных муфт, связывающих с валом звездочку цепной передачи.

Выбор числа штифтов. Рассмотрим исполнения муфт, показанные на рис. 37, без учета трения между деталями и отклонений во взаимном расположении осей центрирующих поверхностей и отверстий под штифты.

В случае действия на полумуфту момента M как при одном штифте (рис. 37, а), так и при двух штифтах (рис. 37, б) срезающие силы не изменяются при повороте муфты, и оба исполнения допустимы. Однако при одном штифте на точность работы муфты отрицательно влияет трение между центрирующими поверхностями полумуфт, а при соединении двух соосных валов, каждый из которых сидит в своих опорах, на валы действует значительная поперечная сила P .

В случае действия на свободную полумуфту окружной силы P_o как при одном штифте (рис. 37, в), так и при двух (рис. 37, г) срезающая сила меняется в зависимости от углового положения муфты, что снижает точность работы последней.

Частные коэффициенты точности без учета трения и при идеальном совпадении осей отверстий на полумуфтах будут: при одном штифте

$$k'_T = \frac{P_{\max}}{P_{\min}} = \frac{\sqrt{1 + \left(\frac{R}{r}\right)^2}}{\frac{R}{r}};$$

при двух штифтах

$$k'_T = \frac{P_{\max}}{P_{\text{ср}}} = \frac{1 + \frac{R}{r}}{\sqrt{1 + \left(\frac{R}{r}\right)^2}},$$

что дает следующие значения k'_T :

	$\frac{R}{r} = 1,5$	2	4
при одном штифте	$k'_T = 1,20$	1,12	1,03
при двух штифтах	$k'_T = 1,39$	1,34	1,21

Как видно отсюда, для получения меньшего значения частного коэффициента точности предпочтительно применять один штифт (рис. 37, а), хотя при этом выгода применения одного штифта несколько снижается вредным влиянием трения между центрирующими поверхностями полумуфт.

Назначение допусков на основные размеры полумуфт. Для случая, показанного на рис. 37, а, несовпадение

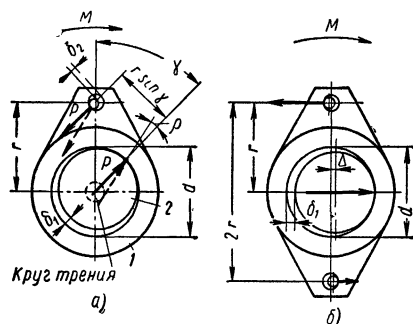


Рис. 38. Расчетные схемы для муфт, передающих момент: а — с одним срезаемым штифтом; б — с двумя штифтами

расстояний между осями центрирующей поверхности и отверстия под штифт в обеих полумуфтах приводит к уменьшению плеча пары сил (рис. 38, а).

Момент, при котором муфта начинает срабатывать,

$$M_{mn} = Pr \sin \gamma,$$

где P — срезающая сила;

$\gamma = \arcsin \frac{r_1 - r_2}{\delta_1 + \delta_2}$ — угол передачи;

r_1 и r_2 — межцентровые расстояния на первой и второй полумуфтах; δ_1 — диаметральный зазор в посадке между центрирующими поверхностями полумуфт; δ_2 — диаметральный зазор ме-

жду штифтом (втулкой) и отверстием. Целесообразно принимать γ от 60° до 120° , тогда поля допусков размеров r_1 и r_2 должны быть совпадающими.

Допуски определяются по формуле

$$\Delta r = |r_1 - r_2| = \cos \gamma_{\min} \times \frac{\delta_{1\min} + \delta_{2\min}}{2} = \frac{\delta_{1\min} + \delta_{2\min}}{4};$$

частный коэффициент точности

$$k'_T = \frac{\sin 90^\circ}{\sin \gamma_{\min}} = \frac{1}{\sin 60^\circ} = 1,15.$$

Если полумуфта 1 связана с валом посредством подшипника скольжения большого диаметра и с ненадежной смазкой, то при расчетах необходимо учесть трение в этой кинематической паре. Линия действия реакций P в этом случае должна касаться круга трения радиуса $f \frac{d}{2}$ (на рис. 38,

а построения показаны штриховыми линиями), где f — коэффициент трения в паре; d — диаметр посадочной поверхности. В этом случае момент начала срабатывания муфты

$$M_{mn} = Pr \left[\sin (\gamma - \rho) + \frac{f}{2} \cdot \frac{d}{r} \right],$$

где $\rho = \arcsin f$ — угол трения во вращательной паре.

Для $60^\circ \leq \gamma \leq 120^\circ$ наименьшее значение M_{mn} будет при $\gamma_{\min} = 60^\circ$, наибольшее — при $(\gamma - \rho) = 90^\circ$, а частный коэффициент точности

$$k'_T = \frac{1 + \frac{f}{2} \cdot \frac{d}{r}}{\sin (\gamma_{\min} - \rho) + \frac{f}{2} \cdot \frac{d}{r}}.$$

Например, при $f = 0,2$; $\rho = 11^\circ 20'$ и $\frac{d}{r} = 1$ получается $k'_T = 1,29$; k'_T

можно уменьшить, выбрав γ_{\min} и γ_{\max} из условия равенства значений M_{mn} в начале и в конце принятого диапазона $\gamma_0 = \gamma_{\max} - \gamma_{\min}$.

Из условия

$$\sin (\gamma_{\min} - \rho) = \sin (\gamma_{\max} - \rho)$$

получаем

$$\gamma_{\max}^{\min} = 90^\circ \pm 0,5\gamma_0 + \rho \text{ и}$$

$$k'_T = \frac{1 + \frac{f}{2} \cdot \frac{d}{r}}{\sin \gamma_0 + \frac{f}{2} \cdot \frac{d}{r}}.$$

Например, при $f = 0,2$; $\frac{d}{r} = 1$ и

$\gamma_0 = 60^\circ$ имеем

$$\gamma_{\min} = 71^\circ 20'; \gamma_{\max} = 131^\circ 20';$$

$$k'_T = 1,14.$$

Смещенный в выгодную сторону диапазон углов γ требует различных полей допусков на межцентровые расстояния полумуфт 1 и 2; при этом сумма допусков остается приблизительно такой же, как для совпадающих полей при этом же γ_0 . Например, если на основании вероятностных расчетов получилось $\delta_{1\min} = 200 \text{ мк}$, а $\delta_{2\min}$ принято равным нулю, то расчет допусков дает

$$\Delta r_1 = \cos \gamma_{\min} \frac{\delta_{1\min}}{2} =$$

$$= \cos 71^\circ 20' \frac{200}{2} = 32 \text{ мк};$$

$$\Delta r_2 = \cos \gamma_{\max} \frac{\delta_{1\min}}{2} =$$

$$= \cos 131^\circ 20' \frac{200}{2} = 66 \text{ мк}.$$

Поля допусков необходимо расположить так, чтобы верхние пре-

В муфтах с двумя штифтами (рис. 37, б) требуется правильное назначение допусков: а) на расстояние $2r$ между отверстиями под штифты в полумуфтах с целью получения удовлетворительного коэффициента точности k'_T ; допуски рассчитываются способом, изложенным для определения допусков на размер r в муфте с одним штифтом; б) на положение осей центрирующих посадочных мест и их диаметры; допуски на межцентровое расстояние s , смещения Δ и диаметры d в обеих полумуфтах (рис. 38, б) должны обеспечить отсутствие контакта центрирующих поверхностей при установленных штифтах (рис. 37, б), в противном случае многократная статическая неопределимость системы в плоскости чертежа нарушит правильное распределение сил между штифтами, делая муфту неработоспособной.

Для случая, показанного на рис. 37, в, несовпадение в полумуфтах расстояний между осями центрирующей поверхности и отверстия под штифт может привести к значительным колебаниям срезающей силы P при постоянной окружной силе P_0 или предельного значения последней при заданной силе, разрушающей штифт. Из условия равновесия полумуфты 1 (рис. 39) значение срезающей силы в зависимости от угла поворота муфты φ и угла передачи γ :

$$P = P_0 \frac{\sqrt{\left(\frac{R}{r} - \cos \varphi\right)^2 + \left[\frac{R}{r} \operatorname{tg}(\varphi + \gamma) - \sin \varphi\right]^2}}{\operatorname{tg}(\varphi + \gamma) - \sin \varphi}.$$

дельные отклонения на обеих полумуфтах были одинаковы.

Наивыгоднейший случай практически полного совпадения осей отверстий (рис. 37, а) возможно получить, например, совместной обработкой отверстий в полумуфтах при соблюдении определенных условий.

Устранить необходимость соблюдения жестких допусков можно также, предусмотрев у штифта плавающий сухарь, например, втулку с лысками, помещенную в радиальный прорез одной из полумуфт.

В большинстве случаев наибольшая и наименьшая срезающие силы имеют место в положениях муфты, показанных на рис. 39; тогда частный коэффициент точности начала срабатывания муфты будет

$$k'_T = \frac{M_{\max}}{M_{\min}} = \frac{P_{\max}}{P_{\min}} = \sqrt{\frac{\left(\frac{R}{r}\right)^2 + 1 + 2 \frac{R}{r} \cos \gamma}{\left(\frac{R}{r}\right)^2 + 1 - 2 \frac{R}{r} \cos \gamma}}.$$

Для обеспечения удовлетворительного значения k_T приходится брать меньшие углы γ и более жесткие до-

$\gamma = 60^\circ$ и $75^\circ 30'$ получаем соответственно $k_T = 1,53$ и $1,22$. Поэтому следует принимать $\gamma \geq 75^\circ 30'$ (т. е.

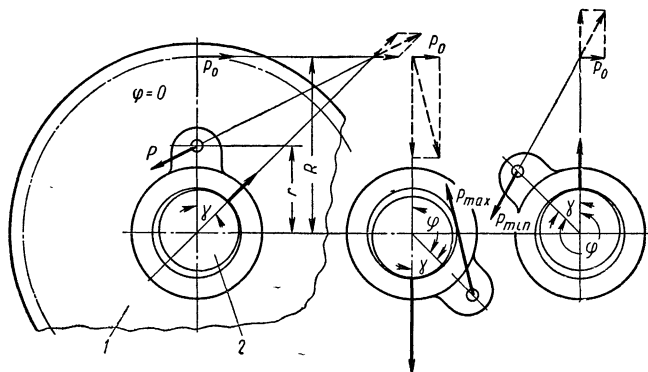


Рис. 39. Расчетная схема для муфты, передающей момент силы P_0 одним срезным штифтом

пуски на размер r , чем в муфте по рис. 37, а. Например, при $\frac{R}{r} = 2$ и

$\cos \gamma \leq 0,25$; допуски на размер r в обеих полумуфтах

$$\Delta r = \frac{\delta_1 \min + \delta_2 \min}{8} \text{ см. стр. 324}.$$

19. Элементы предохранительных муфт со срезными штифтами (по нормам станкостроения)

Размеры в мм

d	d_0	D	L	l	Наибольшая срезная сила P в кг
1,6	M16	10	22	11	70
2	M16	10	22	11	130
3	M20	15	30	17	290
4	M20	15	30	17	530
5	M20	15	30	17	825
6	M30	25	50	26	1200
8	M30	25	50	26	2100
10	M30	25	50	26	3300

В случае необходимости учитывать трение между центрирующими поверхностями полумуфт и в других сложных случаях рекомендуется решать задачу графически, выполняя построение по типу рис. 39, но с учетом круга трения (см. стр. 324).

Нормализованные элементы предохранительных муфт приведены в табл. 19.

Пружинные предохранительные муфты

В отличие от других предохранительных муфт срабатывание пружинной муфты сопровождается относительным перемещением ее деталей с преодолением переменных сил упругости пружин и сил трения.

Для этих муфт $k_u \leq 1$; причина нежелательного уменьшения k_u — возрастание силы пружин по мере увеличения их деформации при относительном повороте полумуфт; благоприятный фактор, препятствующий уменьшению k_u , — снижение коэффициента трения между трущимися поверхностями с f_0 до f , где f_0 — коэф-

коэффициент трения скольжения при покое (в момент начала срабатывания муфты) и f — то же, но при движении. Конструктивное средство обеспечения $k_u = 1$: соответствующее профилирование кулачков или использование шаров для получения угла давления β , возрастающего по мере относительного поворота полу-муфт. Однако ради упрощения обработки в кулачковых муфтах обычно применяют профиль кулачков с постоянным углом β .

Для муфт с запирающим устройством $k_0 = 0$, без запирающего устройства — k_0 переменное, что при

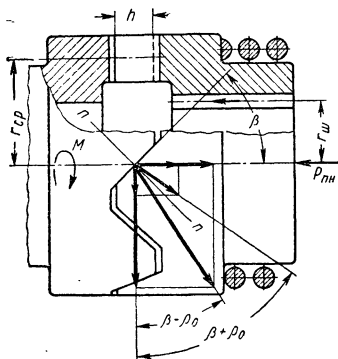


Рис. 40. Силы, действующие в кулачковой предохранительной муфте

больших скоростях препятствует автоматическому восстановлению соединения валов. Коэффициент $k_e < 1$, так как силы трения между деталями увеличивают момент незавершенного срабатывания M_c и уменьшают момент M_e , при котором начнется возвращение деталей в исходное положение. Коэффициент k_T для пружинных муфт различного типа колеблется в пределах 1,25—1,5. Неизбежные отклонения k_T от единицы в пружинных муфтах происходят вследствие непостоянства коэффициентов трения, колебаний начальной жесткости и постепенной осадки пружин. С целью уменьшения k_T рекомендуется предварительная настройка муфт и тарирование их по моменту срабатывания M_m . В неотвествен-

ных случаях допускается настройка муфт на работающей машине путем установки муфты на срабатывание при нормальной нагрузке M_0 и последующей подстройки муфты на запас ($M_m - M_0$) дополнительным подтягиванием пружин на регламентированную величину (определенное число оборотов настроечных винтов). Для кулачковой муфты обычной конструкции (рис. 40) сила пружины в начале срабатывания

$$P_{nn} = \frac{M_{mn}}{r_{cp}} \left[\operatorname{tg} (\beta - \rho_0) - \frac{r_{cp}}{r_{ш}} f_{ш0} \right],$$

в конце срабатывания

$$P_n = \frac{M_m}{r_{cp}} \left[\operatorname{tg} (\beta - \rho) - \frac{r_{cp}}{r_{ш}} f_{ш} \right].$$

Момент в конце незавершенного выключения

$$M_c = \frac{P_{nc} r_{cp}}{\operatorname{tg} (\beta - \rho) - \frac{r_{cp}}{r_{ш}} f_{ш}}.$$

Момент начала обратного перемещения полу-муфт из положения незавершенного выключения

$$M_e = \frac{P_{nc} r_{cp}}{\operatorname{tg} (\beta + \rho_0) + \frac{r_{cp}}{r_{ш}} f_{ш0}}.$$

Коэффициент возвратного момента

$$k_e = \frac{M_e}{M_c} = \frac{\operatorname{tg} (\beta - \rho) - \frac{r_{cp}}{r_{ш}} f_{ш}}{\operatorname{tg} (\beta + \rho_0) + \frac{r_{cp}}{r_{ш}} f_{ш0}}.$$

Коэффициент чувствительности

$$k_u = \frac{M_{mn}}{M_m} = \frac{P_{nn}}{P_n} \times \frac{\operatorname{tg} (\beta - \rho) - \frac{r_{cp}}{r_{ш}} f_{ш}}{\operatorname{tg} (\beta - \rho_0) - \frac{r_{cp}}{r_{ш}} f_{ш0}}.$$

Частный коэффициент точности начала срабатывания, учитывающий

колебания коэффициентов трения,

$$k'_T = \frac{M_{\text{мн max}}}{M_{\text{мн min}}} = \frac{\text{tg}(\beta - \rho_0 \text{ min}) - \frac{r_{cp}}{r_{\text{ш}}} f_{\text{ш0 min}}}{\text{tg}(\beta - \rho_0 \text{ max}) - \frac{r_{cp}}{r_{\text{ш}}} f_{\text{ш0 max}}}$$

В приведенных формулах $P_{\text{нн}}$, $P_{\text{нс}}$ и \bar{P}_n — силы пружины в начале выключения, в положении незавершенного выключения и в конце выключения муфты; ρ и ρ_0 — углы трения при движении и покое между поверхностями кулачков; $f_{\text{ш}}$ и $f_{\text{ш0}}$ — приведенные коэффициенты трения при движении и при покое в шлицевом (зубчатом) соединении подвижной полумуфты; для прямобоочного профиля $f_{\text{ш}} = f$, для эвольвентного $f_{\text{ш}} = \frac{f}{\cos 30^\circ} = 1,15f$, для соединения одной шпонкой $f_{\text{ш}} \approx 2f$; f и f_0 — коэффициенты трения при движении и при покое между поверхностями шлицевого соединения; остальные обозначения показаны на рис. 40.

Существенным при проектировании является выбор угла профиля кулачков β и податливости пружины λ или предварительного ее сжатия x . Решим эту задачу для муфты со следующими относительными размерами и коэффициентами трения, которые могут быть приняты для хорошо изготов-

ленной муфты: $\frac{r_{cp}}{r_{\text{ш}}} = 1,5$;

$$f_{\text{ш0}} = f_{\text{ш0 max}} = 0,15; \quad \rho_0 = \rho_0 \text{ max} = \arctg 0,15 \approx 8^\circ 30';$$

$$f_{\text{ш}} = 0,12; \quad \rho = \arctg 0,12 \approx 6^\circ 50';$$

$$f_{\text{ш0 min}} = 0,8 \cdot 0,15 = 0,12;$$

$$\rho_0 \text{ min} = \arctg (0,8 \cdot 0,15) = 6^\circ 50'.$$

Пользуясь ранее приведенной формулой, строим диаграмму зависимости k_θ от β при изменении β от 30 до 60° (рис. 41). Для уточнения положения максимума функции наводим и приравниваем нулю произ-

водную $\frac{dk_\theta}{d\beta}$, в результате чего получаем равенство

$$\frac{\text{tg}(\beta - \rho) - \frac{r_{cp}}{r_{\text{ш}}} f_{\text{ш}}}{\text{tg}(\beta + \rho_0) + \frac{r_{cp}}{r_{\text{ш}}} f_{\text{ш0}}} = \frac{\cos^2(\beta + \rho_0)}{\cos^2(\beta - \rho)}.$$

Экстремум будет в пересечении кривой k_θ с кривой $y = \frac{\cos^2(\beta + \rho_0)}{\cos^2(\beta - \rho)}$ (рис. 41). Как видно, при $\beta = 30 \div 60^\circ$ получаются довольно малые значения $k_\theta = 0,24 \div 0,42$. Это ведет к задержке возврата муфты в исходное положение при незавершенном процессе срабатывания муфты,

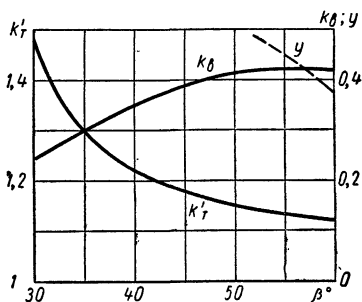


Рис. 41. Диаграмма изменения коэффициента возвратного момента k_θ и частного коэффициента точности k'_T в зависимости от угла профиля кулачка

что недопустимо ввиду кромочного контакта кулачков при обычном выполнении их боковых поверхностей по плоскостям. Поэтому необходимо устранить опасность появления незавершенных выключений, обеспечив $k_\theta = 1$. Строим кривую изменения k_T в зависимости от β (рис. 41). Форма кривой показывает, что для улучшения важнейшего показателя k'_T желательно принимать большие β , но в области значений $\beta = 45 \div 60^\circ$ влияние β на k'_T невелико. Поскольку увеличение β приводит к нежелательному возрастанию силы пружины, можно принять $\beta = 50^\circ$, при котором $k'_T = 1,15$.

Из формулы для k_0 находим

$$\frac{P_n}{P_{nn}} \leq \frac{1}{k_\kappa} \cdot \frac{\operatorname{tg}(\beta - \rho) - \frac{r_{cp}}{r_{ш}} f_{ш}}{\operatorname{tg}(\beta - \rho_0) - \frac{r_{cp}}{r_{ш0}} f_{ш0}}$$

В расчетах можно принимать

$$\rho_0 \max = \rho_0; \rho_0 \min = \rho; f_{ш0 \max} = f_{ш0}; f_{ш0 \min} = f$$

(как в нашем примере). Тогда

$$\frac{P_n}{P_{nn}} \leq \frac{k'_T}{k_\kappa} = k'_T,$$

и предварительное сжатие пружины при включенном состоянии муфты

$$x \geq \frac{h}{\frac{P_n}{P_{nn}} - 1} = \frac{h}{k'_T - 1} = \frac{h}{1,15 - 1} \approx 6,7 h.$$

Коэффициент точности муфты можно улучшить, уменьшая отношение

$$\frac{r_{cp}}{r_{ш}}.$$

Особенность предохранительной муфты с плоскими пружинами, установленными без предварительного

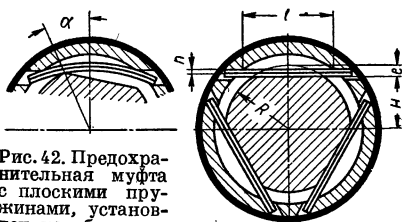


Рис. 42. Предохранительная муфта с плоскими пружинами, установленными без предварительного натяга

натяга (рис. 42), заключается в ее постоянной работе в положении незавершенного срабатывания. Для этой муфты $k_\kappa = 0$, k_e — переменный, может становиться равным нулю и отрицательным (самоторможение). Для устойчивой работы муфты коэффициент k_e должен быть достаточно мал.

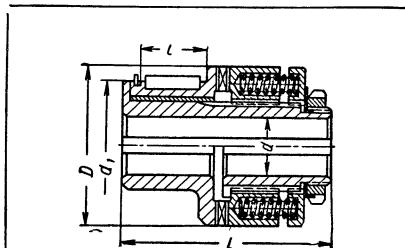
Из условий прочности пружины толщина ее (рис. 42) [4]

$$h \leq \frac{l^2 [\sigma]_u}{6Ee},$$

где $[\sigma]_u$ и E — допускаемое напряжение и модуль упругости материала пружины.

20. Кулачковые предохранительные муфты

Размеры в мм



d	D	L	d_1	l	Допускаемый M_κ в кгМ
12	42	70	36	14	0,25
14	42	70	36	14	0,40
16	52	80	45	18	0,63
18	52	80	45	18	1,00
20	63	95	55	22	1,63
22	63	95	55	22	2,50
25	80	110	65	30	4,00
28	80	110	65	30	6,30
32; 36	95	130	75	36	10,0
40; 45	110	150	85	45	16,0
50	125	170	100	55	25,0

Примечания: 1. На верхней части рисунка показано исполнение муфты для соединения вала с сидящей на нем деталью; на нижней — для соединения двух валов.

2. Муфта настраивается на момент от $0,5 M_\kappa$ до M_κ .

Положение полумуфт при моменте срабатывания M_κ характеризуется углом

$$\alpha = \sqrt{\frac{f^2}{9} + \frac{e}{1,5R}} - \frac{f}{3},$$

где f — коэффициент трения между пружиной и кулачком.

Момент срабатывания

$$M_m = \frac{48EJR^2i}{l^3} \times \left(\cos \alpha - \frac{H}{R} \right) (\sin \alpha + f \cos \alpha) \times \frac{1}{1 - 8 \left(\frac{R}{l} \right)^2 \sin^2 \alpha},$$

где i — число пружин; $J = \frac{bh^3}{12}$ — момент инерции сечения пружины; b — ширина пружины.

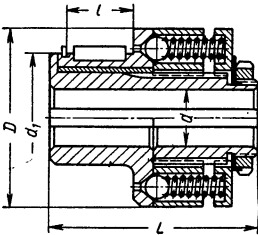
Момент M_c подсчитывается по формуле для M_m , а момент M_g — с изменением знака при слагаемом ($f \cos \alpha$) с плюса на минус.

Пример. Дано: $R = 3,5$ см; $e = 0,1$ см; $l = 5$ см; $b = 2$ см; $i = 6$; $[\sigma]_u = 10\,000$ кг/см²; $E = 2,1 \cdot 10^6$ кг/см²; $f = 0,15$.

По приведенным выше формулам находим $h \approx 0,2$ см; $J = 1,33 \cdot 10^{-3}$ см⁴; $\alpha \approx 0,1$ рад $= 5^\circ 45'$; $M_m = 500$ кгсм.

21. Шариковые предохранительные муфты

Размеры в мм



d	D	L	d_1	l	Допускаемый M_k в кгсм
12	45	70	36	14	0,25
14	45	70	36	14	0,40
16	60	80	45	18	0,63
18	60	80	45	18	1,00
20	75	95	55	22	1,63
22	75	95	55	22	2,50
25	90	110	65	30	4,00
28	90	110	65	30	6,30
32; 36	105	130	75	36	10,0
40; 45	120	150	85	45	16,0
50	140	170	100	55	25,0

См. примечания к табл. 20.

Конструкции и основные размеры намеченных к стандартизации кулачковых и шариковых муфт даны в табл. 20 и 21.

Фрикционные предохранительные муфты

В фрикционных муфтах обычно $k_u = 1$ вследствие снижения коэффициента трения между рабочими поверхностями при их проскальзывании, $k_0 = \frac{f}{f_0}$, где f — коэффициент трения при движении, f_0 — коэффициент трения при покое. Поскольку для большинства пар трения $f < f_0$, получается $k_0 < 1$. При k_0 очень близком к единице работа муфты в зоне моментов M_m становится неустойчивой — происходят слишком частые срабатывания муфты и восстановления соединения. Целесообразно иметь $k_0 = 0,8$, что примерно соответствует действительному отношению $\frac{f}{f_0}$ для применяемых в муфтах фрикционных материалов.

Отклонения k_T от единицы происходят вследствие непостоянства коэффициентов трения, колебаний начальной жесткости и постепенной осадки пружин. В сухих дисковых фрикционных муфтах k_T доходит до 2,5 главным образом из-за попадания смазки и приработки поверхностей трения, в масляных — доходит до 1,5. Для уменьшения k_T рекомендуется предварительная настройка муфт и тарирование их по моменту срабатывания M_m . Допускается настройка муфты на работающей машине путем установки ее на срабатывание при нормальной нагрузке M_0 с последующей подстройкой муфты на запас ($M_m - M_0$) дополнительным подтягиванием пружин на регламентированную величину.

Улучшить k_T фрикционной муфты можно путем добавления отжимного устройства, например, шарикового типа (рис. 43). Для этой муфты момент срабатывания

$$M_m = P_n r_{cp}^2 f_{np};$$

приведенный коэффициент трения

$$f_{np} = \frac{f}{1 + cf},$$

где $c = z_0 \frac{r_{cp}}{r} \operatorname{tg} \alpha$ — характеристика муфты; P_n — сила нажимной пружины; r_{cp} — средний радиус фрикционных поверхностей дисков; z — полное число пар фрикционных поверхностей; z_0 — число пар фрикционных поверхностей, к которым

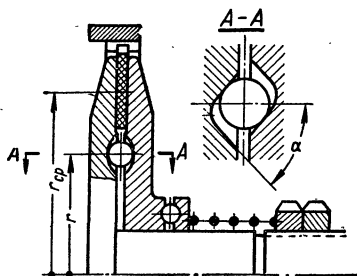


Рис. 43. Фрикционная предохранительная муфта с отжимным устройством (конструкция инж. Н. Д. Вернера)

момент передается через отжимное устройство; f — коэффициент трения.

В муфте по рис. 43 $z = 2$ и $z_0 = 1$, однако по этому принципу могут

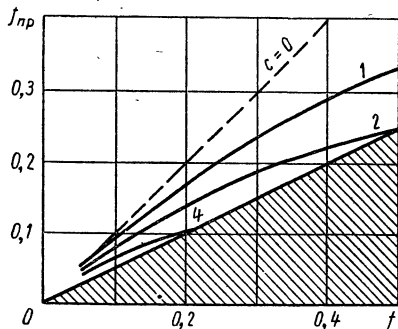


Рис. 44. Изменение f_{np} в зависимости от f и c для муфты по рис. 43. Неиспользуемая зона заштрихована

работать также многодисковые муфты. Зависимость между f_{np} и f показана на рис. 44. Как видно, с воз-

растанием с значения f_{np} уменьшаются, но становятся более стабильными. Уменьшение момента срабатывания муфты вследствие применения отжимного устройства характеризуется отношением

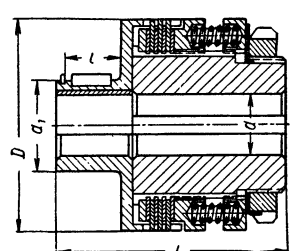
$$\frac{M'_m}{M_m} = \frac{f_{np}}{f} = \frac{1}{1 + cf},$$

а уменьшение коэффициента точности — отношением

$$\frac{k'_T}{k_T} = \frac{1 + cf_{\min}}{1 + cf_{\max}}.$$

22. Фрикционные предохранительные муфты

Размеры в мм

					
d	D	L	d_1	l	Допускаемый M_k в кгМ
12	50	65	22	12	0,25
14	55	70	25	14	0,40
16	60	75	28	16	0,63
18	65	80	30	18	1,00
20	75	90	32	20	1,63
22	85	100	36	22	2,50
25	95	110	40	25	4,00
28	105	120	45	30	6,30
32; 36	120	140	55	38	10,0
40; 45	135	160	70	48	16,0
50	150	180	80	60	25,0

См. примечания к табл. 20.

Пример. В обычной предохранительной дисковой муфте $f_{\min} = 0,1$, $f_{\max} = 0,2$. Если пренебречь другими факторами, влияющими на точность срабатывания муфты, то

$$k_T = \frac{M_{m \max}}{M_{m \min}} = \frac{f_{\max}}{f_{\min}} = 2.$$

Применив отжимное устройство с характеристикой $c = 4$, получим

$$k'_T = k_T \frac{1 + cf_{\min}}{1 + cf_{\max}} = 2 \frac{1 + 4 \cdot 0,1}{1 + 4 \cdot 0,2} \approx 1,56;$$

$$\frac{M'_m \min}{M_m \min} = \frac{1}{1 + cf_{\min}} = \frac{1}{1 + 4 \cdot 0,1} = 0,714;$$

$$\frac{k'_T}{k_T} \approx \frac{1,56}{2} = 0,78.$$

Предохранительные фрикционные муфты чаще выполняются дисковыми, реже конусными.

В табл. 22 показана конструкция и приведены основные размеры намеченных к стандартизации многодисковых предохранительных муфт. Муфты для сельскохозяйственных машин на момент $M_m = 5$; 10 и 15 кгм, см. ГОСТ 8741—58.

Электромагнитные и гидродинамические предохранительные муфты

Электромагнитные жидкостные и порошковые, а также синхронные электроиндукционные муфты пригодны для выполнения функций предохранения машин от перегрузки; они имеют достаточно стабильный предельный момент M_m , что обеспечивает хороший коэффициент точности k_T .

Асинхронные электродинамические и гидродинамические муфты обычного исполнения не могут выполнять функций предохранения, ввиду возрастания передаваемого момента по мере увеличения скольжения. Для того чтобы гидродинамическая муфта являлась предохранительной, в ее конструкцию вносят изменения, препятствующие росту передаваемого момента с уменьшением скорости вращения ведомой полумуфты и с увеличением скольжения. Эти изменения заключаются: а) во введении камеры предварительного наполнения и дополнительного объема в центральной зоне муфты (рис. 45); б) в применении порога в центральной части рабочей полости. В первом случае при увеличении скольжения часть масла из рабочей

полости 1 выбрасывается в камеру 2, откуда замедленно через отверстия малых сечений поступает в дополнительный объем 3 и возвращается в рабочую полость; в результате количество масла в рабочей полости уменьшается, и передаваемый момент не растет. Во втором случае момент не возрастает вследствие увеличения гидродинамического сопротивления порога при усиленной циркуляции масла в муфте, работающей с большим скольжением.

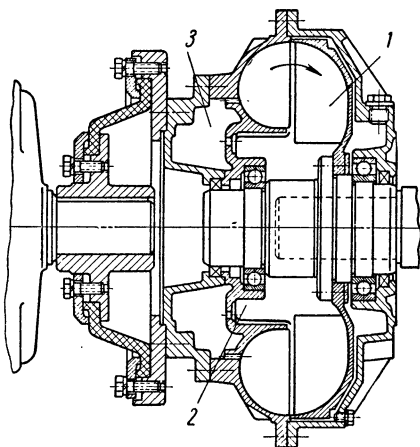


Рис. 45. Предохранительно-пусковая (защитная) гидродинамическая муфта

Ввиду сравнительно высокой стоимости электромагнитных и гидродинамических муфт и больших возможностей их, эти муфты редко используются только для целей предохранения — обычно они выполняют также функции сцепных управляемых или пусковых муфт.

Механические характеристики пусковой предохранительной муфты по рис. 45, установленной в приводе от асинхронного электродвигателя, показаны на рис. 46. Характеристики зависят от степени наполнения муфты маслом.

По мере разгона электродвигателя развиваемый им момент возрастает по кривой M_1 , а момент, передаваемый муфтой (при $n_2 = 0$), — по кривой M_2 . Ротор электродвигателя и

ведущая полумуфта разгоняются под действием момента ($M_1 - M_2$), двигатель при этом защищен от опроки-

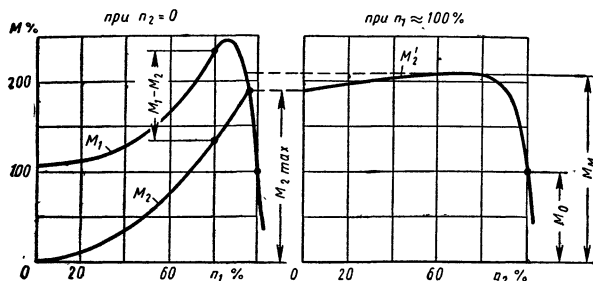


Рис. 46. Механические характеристики муфты по рис. 45 при работе с асинхронным электродвигателем

дывания. Когда M_2 достигнет момента трогания с места приводимой машины, последняя начнет разгоняться под действием возрастающего момента M_2 ; момент трогания с места может доходить до предельного зна-

чения M_{2max} . После того как n_1 приблизится к своему номинальному значению (100%), дальнейший разгон машины происхо-

дит под действием момента M_2 . В конце разгона машины до нормальной скорости вращения n_2 момент, передаваемый муфтой, снижается до рабочего момента M_0 . При перегрузке машины до предельного для муфты момента M_m скорость приводного вала машины падает до нуля, что при значительной скорости

вращения электродвигателя n_1 сопровождается сильным тепловыделением в муфте. Во избежание нагрева масла до опасных пределов необходима автоматически действующая тепло-вая защита муфты.

ЛИТЕРАТУРА И ИСТОЧНИКИ

1. Ачеркан Н. С. Расчет и конструирование металлорежущих станков. Машгиз, 1944, 1949, 1952.
2. Бенц В. Упругие муфты и их динамическое поведение в машинных установках. «Technische Mitteilungen», 1958, № 8.
3. Гавриленко В. А. и Минин В. А. Гидродинамические муфты. Оборонгиз, 1959.
4. Гринченко А. И. Предохранительная пластинчатая муфта. «Станки и инструмент», 1967, № 7.
5. Иванов Е. А. Муфты приводов. Изд. 2-е. Машгиз, 1959.
6. Кудинов В. А. О включаемости кулачковых и зубчатых муфт на ходу. Сб. «Исследования в области металлорежущих станков» (Труды Московского станкоинструментального института). Машгиз, 1952.
7. Мальцев В. Ф. Роликовые механизмы свободного хода. Машгиз, 1959.
8. Ниберг Н. Я. Компенсирующие возможности зубчатых и других двухшарнирных муфт. «Станки и инструмент», 1961, № 10.

9. Ниберг Н. Я. Расчет выключающих пружин фрикционных муфт с гидравлическим управлением. «Станки и инструмент», 1962, № 1.
10. Поляков В. С. и Барбаш И. Д. Муфты. Изд. 3-е. Машгиз, 1964.
11. Рещетов Д. Н. Детали машин. Изд. 2-е. Машгиз, 1964.
12. «Справочник машиностроителя», т. 1 и 4, кн. 1. Машгиз, 1960 и 1962.
13. Сулькин А. Г. Методика расчета упругой муфты со змеевидными пружинами. «Вестник машиностроения», 1962, № 5.
14. Тепинкичев В. К. Предохранительные устройства от перегрузки станков. НТО МАШПРОМА. Киев, Машгиз, 1957.
15. Шрейтр И. Статика, кинематика и динамика шарнира Гука. Сб. «Теория передач в машинах». Труды Второго Всесоюзного совещания по основным проблемам теории машин и механизмов. АН СССР. Машгиз, 1960.
16. Энциклопедический справочник «Машиностроение», т. 2. Машгиз, 1948.

ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

Опоры скольжения (*подшипники* — для радиальной нагрузки, *подпятники* — для осевой) обладают в ряде случаев существенными преимуществами по сравнению с подшипниками качения: при правильном подборе материалов и смазки они могут работать в агрессивной среде, в широком диапазоне температур; при обеспечении жидкостного трения угловая скорость шипа практически не ограничена, сопротивление вращению весьма мало и износ ничтожен; смазочный слой в определенных пределах может гасить колебания вала; размеры их в радиальном направлении меньше, чем подшипников качения того же номинального диаметра; монтаж валов на подшипниках скольжения часто проще и удобнее, чем на подшипниках качения.

Важнейшие эксплуатационные характеристики опор скольжения — несущая способность и потери на трение. Для радиальных подшипников скольжения сила трения

$$T = fN,$$

где N — нормальная (радиальная) нагрузка; f — коэффициент трения скольжения. Изменение величины f в геометрически и физически подобных подшипниках может быть представлено диаграммой Герси — Штрибека (рис. 1). При весьма малой угловой скорости шипа ω основным аргументом, определяющим значение f , является скорость скольжения $v = \omega r$ (см. рис. 1); при этом смазочная пленка очень тонка — порядка $0,1 \text{ мк}$, коэффициент трения изменяется незначительно, и практически принимают $f \approx f_0 \approx \text{const}$. Трение в указанных условиях называется *граничным*. С возрастанием v

величина f быстро убывает (участок 1—2); хотя толщина смазочного слоя при этом возрастает, но отдельные выступы шероховатых поверхностей шипа и подшипника соприкасаются — трение в таких условиях называют *смешанным* или *полужидкостным*;

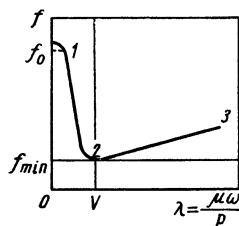


Рис. 1. Диаграмма Герси — Штрибека

точка 2 кривой характеризуется минимальным значением f : в этот момент все неровности трущихся поверхностей закрыты смазкой, но еще не перекрыты с избытком. При дальнейшем увеличении v график изменения f строят в зависимости от безразмерной характеристики режима работы

$$\lambda = \frac{\mu \omega}{p},$$

где μ — динамическая вязкость смазки; ω — угловая скорость шипа; $p = \frac{P}{ld}$ — среднее удельное давление, приходящееся на единицу проекции опорной поверхности подшипника.

С возрастанием λ толщина смазочного слоя возрастает, шероховатости перекрываются с избытком; трение на участке 2—3 кривой называют *жидкостным*, при этом сопротивление

ние вращения невелико, износ практически отсутствует. Во всех машинах нельзя избежать более или менее длительной работы опор скольжения в режиме смешанного и граничного трения, когда сопротивление вращению и интенсивность изнашивания трущихся поверхностей зависят от свойств материалов шипа и подшипника. Уменьшение износа и потерь на трение достигается выбором материала для подшипника в соответствии с условиями эксплуатации. Критериями для оценки работоспособности и надежности опор скольжения в условиях граничного и смешанного трения служат величины p и pv , где v — скорость скольжения. При расчете подшипника (обычно проверочном) должны быть выдержаны требования $p \leq [p]$ и $pv \leq [pv]$.

Предельные значения $[p]$ и $[pv]$ см. стр. 335—338.

ПОДШИПНИКОВЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Серый чугун. Для подшипников, воспринимающих умеренную спокойную нагрузку при малой скорости скольжения, допускается применять чугун марок СЧ 15-32, СЧ 18-36, СЧ 21-40, реже СЧ 24-44 по ГОСТу 1412—54; $[p] \leq 40 \text{ кг/см}^2$ при $v \leq 0,5 \text{ м/сек}$ и продолжительных перерывах в работе; при $v = 1 \text{ м/сек}$ $[p] \leq 20 \text{ кг/см}^2$, при $v = 2 \text{ м/сек}$ $[p] \leq 1 \text{ кг/см}^2$.

Антифрикционный чугун (по ГОСТу 1585—57) применяется для подшипников, работающих с непрерывной смазкой. Зазор между валом и вкладышем должен быть на 30—50% больше, чем в случае бронзового вкладыша, так как чугун хуже отводит тепло, чем бронза. Вкладыши должны проходить предварительную приработку без нагрузки с постепенным доведением ее до расчетной величины.

Значения $[p]$ и $[pv]$ для антифрикционного чугуна приведены в табл. 1.

Бронза. Наилучшими антифрикционными свойствами обладают оловянные и в особенности оловянно-фосфористые бронзы. Алюминиевые бронзы прочны и износостойки, но вызывают повышенный износ шипа; для

1. Антифрикционный чугун для подшипников скольжения
(по ГОСТу 1585—57)

Марка	Твердость НВ	$[p]$ в кг/см^2	$[v]$ в м/сек	$[pv]$ в $\text{кг} \cdot \text{м/см}^2 \cdot \text{сек}$
АСЧ-1	180—229	0,5 90	2 0,2	1 18
АСЧ-2 АСЧ-3	190—229 } 160—190 }	1 60	3 0,75	3 45
АВЧ-1 АВЧ-2	210—260 } 167—197 }	5 120	5 1	25 120
АКЧ-1 АКЧ-2	197—217 } 167—197 }	5 120	5 1	25 120

Примечания: 1. Для промежуточных значений v величина $[pv]$ определяется интерполированием.

2. Подшипники из чугуна АСЧ-1, АСЧ-2, АВЧ-1, АКЧ-1 предназначены для работы с закаленным или нормализованным валом, из АСЧ-3, АВЧ-2, АКЧ-2 — с незакаленным валом.

уменьшения износа назначают такую термообработку шипа, при которой твердость его поверхности будет выше, чем у бронзового вкладыша.

Свинцовые бронзы отличаются повышенной ударной вязкостью; они предназначены для вкладышей подшипников при значительных знакопеременных и ударных нагрузках.

Латунь применяется для вкладышей при малых v ; по антифрикционным свойствам она ниже бронзы; благодаря высокой вязкости хорошо воспринимает ударную нагрузку.

Наиболее употребительные марки бронз и латуней для вкладышей приведены в табл. 2.

Баббит применяют для заливки вкладышей; по антифрикционным свойствам он превосходит все другие сплавы, но прочность его невысока, поэтому баббит наносят лишь тонким слоем на рабочую поверхность чугунного, бронзового или стального вкладыша. Основные марки баббитов и заменителей приведены в табл. 3.

2. Бронза и латунь для подшипников скольжения

Марка	Область применения	$[p]$ в $\kappa\Gamma/\text{см}^2$	$[v]$ в м/сек	$[pv]$ в $\kappa\Gamma \cdot \text{м/см}^2 \cdot \text{сек}$
Бр. ОФ10-1 литейная Бр. ОФ6,5-0,15, обработка давлением	Подшипники паровых турбин, генераторов и электродвигателей, центробежных насосов и компрессоров	150	10	150
Бр. ОПС5-5-5 литейная		80	3	120
Бр. ОПС6-6-3 »		50	3	100
Бр. ОПС4-4-17 »		100	4	100
Бр. АЖ9-4, прутки, поковки Бр. АЖ9-4Л литейная	Подшипники центробежных насосов и компрессоров, электродвигателей, металлорежущих станков, редукторов, прокатных станов	150	4	120
Бр. АЖМц10-3-1,5, отливки, прутки, поковки		200	5	120
Бр. АЖС7-1,5-1,5 литейная		250	8	200
Бр. С30, отливки в металлическую форму	Подшипники поршневых двигателей, компрессоров и насосов	250	12	300
ЛМцОС58-2-2-2, литье ЛАЗМц66-6-3-2 » ЛАЗМц55-5-2-1 »	Подшипники транспортеров, кранов, рольгангов, редукторов, вибраторов, экскаваторов, дробилок	100	1	100
ЛКС 80-3-3, литье ЛМцЖ 52-4-1 »		120 40	2 2	100 60

Сплав АСМ (3,5—4,5% Sb, 0,3—0,7% Mg, остальное Al) прокатывают с малоуглеродистой сталью, из полученной биметаллической ленты штампуют вкладыши подшипников автотракторных двигателей, компрессоров и пр. По антифрикционным свойствам близок к Бр. С30.

Металлокерамические вкладыши изготавливают спеканием чистых порошков Си или Fe или же тех же порошков с присадками графита, Sn и др. Применяются при малых скоростях скольжения v , особенно при переменных v и в местах, трудно доступных для подведения жидкой смазки.

Эксплуатационные характеристики этих вкладышей (втулок) даны в табл. 4.

Графитовые втулки не требуют смазки, допускают нагрузку p до $15 \kappa\Gamma/\text{см}^2$ при v до 1 м/сек , стойки в агрессивных средах и в диапазоне температур от -100 до 600°C . Втулки, пропитанные свинцом или баббитом, применяют для легконагруженных опор быстроходных ва-

лов с воздушной смазкой; при смазке минеральным маслом допустимо p до $100 \kappa\Gamma/\text{см}^2$ при $v \leq 1 \text{ м/сек}$.

Пластографит (антегмит), получаемый на основе графита с фенолформальдегидной смолой, обладает примерно теми же свойствами, что и графит, пропитанный баббитом. Коэффициент трения по стали без смазки $f \approx 0,12 \div 0,15$.

Синтетические материалы. *Текстолит* применяется в виде плит для наборных вкладышей и в виде крошки для прессованных вкладышей тяжело нагруженных подшипников. Основные недостатки — плохой отвод тепла (коэффициент теплопроводности $0,2-0,3 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$), при работе без смазки высок коэффициент трения (порядка $0,12-0,15$). При смазке водой и при $v \leq 1 \text{ м/сек}$ $[p] \leq 300 \kappa\Gamma/\text{см}^2$; при $v_{\max} \leq 6 \text{ м/сек}$ $[pv] \leq 250 \kappa\Gamma \cdot \text{м/см}^2 \cdot \text{сек}$. При смазке маслом $[p] \leq 150 \kappa\Gamma/\text{см}^2$, $[pv] \leq 200 \kappa\Gamma \cdot \text{м/см}^2 \cdot \text{сек}$.

Полиамидные пластмассы характеризуются низким коэффициентом теплопроводности (порядка

3. Баббиты и их заменители

Марка	Область применения	$[p]$ в $\kappa\Gamma/\text{см}^2$	$[v]$ в м/сек	$[pv]$ в $\kappa\Gamma \cdot \text{м/см}^2 \cdot \text{сек}$
Б89 Б83	Подшипники, несущие большую нагрузку и работающие при большой скорости скольжения: паровых турбин, турбогенераторов, электродвигателей мощностью свыше 750 <i>квт</i> , двигателей внутреннего сгорания	200	60	150
Б16	Подшипники электродвигателей, тракторов, центробежных насосов и компрессоров, прокатных станков и других машин, работающих без резких изменений нагрузки	150	12	100
Б6	Подшипники редукторов, насосов, вентиляторов, лебедок, шаровых мельниц, небольших прокатных станков и других машин, работающих с умеренной нагрузкой без резких ударов	50	6	50
БН	Подшипники паровых турбин и электродвигателей средней мощности, автотракторных двигателей, поршневых компрессоров и других машин, работающих с переменной и ударной нагрузкой	200	15	150
БК БК2	Подшипники, воспринимающие ударные нагрузки: тихоходных двигателей внутреннего сгорания, прокатных станков, металлорежущих станков, буксы вагонов	150	15	60
Заменители: ПАМ 10-5 ПАМ 10-1.5 (сплавы цинка, алюминия, меди)	Подшипники машин, работающих с умеренной нагрузкой без резких ударов	120	10	120

4. Металлокерамические подшипники

Материал	Пористость в %	Скорость скольжения v в м/сек					
		0,1	0,2	1	2	3	4
		$[p]$ в $\kappa\Gamma/\text{см}^2$					
Бронзографит — 9–10% Sn, 1–4% графита, остальное Cu	15–20	180	70	60	50	35	12
	20–25	150	60	50	40	30	10
	25–30	120	50	40	30	25	8
Железографит — 1–3% графита, остальное Fe	15–20	250	85	80	65	45	10
	20–25	200	70	65	55	35	8
	25–30	150	55	50	40	25	6

0,3 ккал/м·ч·град), водопоглощением, нестабильностью размеров; поэтому рекомендуется применять их лишь для нанесения тонкого слоя на рабочую поверхность металлургического вкладыша. Для капрона АК-7 и 68 предельное значение $t \leq 100^\circ \text{C}$, при смазке маслом $[p] \leq 150 \text{ кг/см}^2$, $[pv] \leq 150 \div 200 \text{ кг} \cdot \text{м/см}^2 \cdot \text{сек}$, $v_{\text{max}} \leq 4 \text{ м/сек}$; для полиамидов 54 и 548 значения $[p]$ и $[pv] \sim$ вдвое меньше, рабочая температура — до 65°C .

Поликарбонат (дифлон) по антифрикционным свойствам близок к АК-7; устойчив в маслах, бензине, слабых кислотах, но разрушается в щелочах; водопоглощение меньше, чем у полиамидов.

Полиформальдегид стабилен в растворах, стоек в воде, маслах и органических растворителях; при трении без смазки по стали $f \approx 0,09 \div 0,12$, остальные показатели примерно такие же, как у полиамида АК-7.

Политетрафторэтилен, или фторопласт, имеет низкие механические показатели, поэтому применяется лишь для нанесения на рабочую поверхность подшипника или для пропитки пористых вкладышей; рабочая температура до 250°C ; $[pv] \leq 3,5 \text{ кг} \cdot \text{м/см}^2 \cdot \text{сек}$. Для трехслойных вкладышей, состоящих из стальной основы, пористой бронзовой втулки, пропитанной фторопластом и покрытой слоем фторопласта со свинцом, $[pv] \leq 10 \text{ кг} \cdot \text{м/см}^2 \cdot \text{сек}$.

МАТЕРИАЛЫ НА ДРЕВЕСНОЙ ОСНОВЕ

Пластифицированная древесина применяется для наборных вкладышей подшипников, несущих умеренную нагрузку и смазываемых водой; $[p] \leq 100 \text{ кг/см}^2$, $v \leq 1 \text{ м/сек}$. Лигнофоль (древесная крошка с пластификатором) — для изготовления прессованных вкладышей, смазка водой, $[p] \leq 60 \text{ кг/см}^2$. Древеснослоистые пластики (ДСП) — для наборных вкладышей, смазываемых водой (в гидротурбинах, насосах, прокатных станах); $[p] \leq 350 \text{ кг/см}^2$, $[pv] \leq 350 \text{ кг} \cdot \text{м/см}^2 \cdot \text{сек}$, $v_{\text{max}} \leq$

$\leq 8 \text{ м/сек}$. Допустима смазка минеральными маслами, но тогда нагрузочная способность уменьшается примерно в 8—10 раз.

Резина применяется в виде цельных вкладышей или для облицовки крупных подшипников, смазываемых водой, например, в гидротурбинах, насосах, турбобурах; рабочая температура — до 65°C , $[p] \leq 20 \text{ кг/см}^2$, а для твердой вулканизированной резины — до 60 кг/см^2 . Для тех же целей применяется заменитель резины — вулканолан, допускающий смазку не только водой, но и жидкими и консистентными маслами.

Сведения о смазочных материалах — см. в т. 2.

ПРИБЛИЖЕННЫЙ РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

В периоды пуска и останова машины, когда скорость скольжения мала, в опорах скольжения возникает трение, близкое к граничному. Такое же явление характерно для опор, несущих большую нагрузку при малой угловой скорости шипа. Упрощенный расчет подшипников выполняют в указанных случаях как проверочный по двум показателям — среднему удельному давлению p и по произведению $p v$, где v — скорость скольжения. При этом должны быть удовлетворены условия

$$p = \frac{P}{dl} \leq [p] \quad (1) \text{ и } p v \leq [pv]; \quad (2)$$

здесь P — радиальная нагрузка на подшипник; d — диаметр шипа, определяемый обычно конструктивно в соответствии с диаметром вала и с учетом переходных галтелей или буртиков; l — длина подшипника; обычно $l \approx (0,4 \div 1,5) d$.

Условие (2) называют иногда проверкой на ограничение нагрева трущихся поверхностей, так как с температурой этих поверхностей связана прочность адсорбированной пленки и ее смазывающая способность. Выражение (2) не отражает физической сущности явлений, происходящих в подшипнике, и произведением $p v$ можно пользоваться лишь как условным критерием.

Значения $[p]$ и $[pv]$, приведенные выше (стр. 335—338), следует рассматривать как предельные; в проверочных расчетах подшипников предпочтительно руководствоваться средними статистическими данными, относящимися к выполненным сходным конструкциям. Например, для чугуновых и бронзовых вкладышей подшипников редукторов принимают средние значения $p \approx 20 \div 60 \text{ кг/см}^2$, $p v \approx 40 \div 80 \text{ кг} \times \text{м/см}^2 \cdot \text{сек}$; для электродвигателей $p \approx 10 \div 30 \text{ кг/см}^2$, $p v \approx 40 \div 100 \text{ кг} \cdot \text{м/см}^2 \cdot \text{сек}$; для подшипников промежуточных валов приводов транспортеров и конвейеров $p = 20 \div 50 \text{ кг/см}^2$, $p v = 30 \div 80 \text{ кг} \cdot \text{м/см}^2 \cdot \text{сек}$ (меньшие значения для чугуновых вкладышей, большие — для бронзовых).

Момент сил трения на шпине

$$M_T = fP \frac{d}{2} = 0,5 f p l d^2. \quad (3)$$

Соответствующее тепловыделение

$$W = \frac{M_T \omega}{427} = \frac{f p v}{427} \text{ ккал/сек}, \quad (4)$$

если M_T в $\text{кг} \cdot \text{м}$, ω в рад/сек , P в кг и v в м/сек .

Значения коэффициента трения f в условиях граничного трения (при слабой смазке) приведены в табл. 5.

5. Значения коэффициента трения f при слабой смазке для стального вала по подшипникам из различных материалов

Материал подшипника	f
Серый чугун	0,15—0,20
Антифрикционный чугун . .	0,12—0,15
Бронза	0,10—0,15
Баббитовая заливка	0,07—0,12
Сплав АСМ	0,10—0,15
Текстолит	0,15—0,25
Полиамиды (капрон и др.) .	0,15—0,20
Дерево	0,20—0,30
Пластифицированная древесина и древесностружечные пластики	0,15—0,25
Бронзографит	0,08—0,12
Железографит	0,10—0,15
Сталь со слоем MoS_2	0,08—0,15
Металлический вкладыш со слоем фторопласта	0,04—0,08

При пользовании выражением (4) значения f и v надо выбирать в соответствии с рассматриваемым режимом работы, например, при граничном трении f — из табл. 5, $v = v_1$, т. е. принимать скорость скольжения, соответствующую точке 1 кривой на рис. 1. При повышении v надо учитывать уменьшение f .

Для определения скорости v_1 , соответствующей началу перехода от граничного трения к полужидкостному, служит формула Фогельполя [9]

$$n_1 = \frac{P}{C \mu V} \text{ об/мин}, \quad (5)$$

где P — нагрузка на подшипник в кг ; μ — динамическая вязкость масла в спз ($1 \text{ спз} = 1,02 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \times \text{сек/м}^2$); $V = \frac{\pi d^2 l}{4}$ — рабочий объем подшипника в см^3 ; C — постоянный коэффициент, имеющий следующие значения:

Для серого чугуна $C = 1 \div 2$
 » антифрикционный чугуна $1,5 \div 2,5$
 » бронзы $2 \div 3$
 » баббита $2,5 \div 4$

(большие значения — для подшипников с самоустанавливающимися вкладышами). Отсюда

$$v_1 = \frac{0,7 p}{C \mu} \text{ м/сек}, \quad (6)$$

где p в кг/см^2 , μ в спз .

При увеличении скорости скольжения до v_2 (точка 2 соответствует переходу к жидкостному трению) $f = f_2 = f_{\min}$. Участок 1—2 кривой можно принять за отрезок прямой. В промежуточной точке при скорости v ($v_1 < v < v_2$)

$$f = \frac{f_1 (v_2 - v) + f_2 (v - v_1)}{v_2 - v_1}, \quad (7)$$

и так как $v_1 \ll v_2$, то

$$f \approx f_1 - \frac{v}{v_2} (f_1 - f_2). \quad (8)$$

Здесь значение f_2 можно определить по приближенной формуле Фальца

$$f_2 = 3 \sqrt{\frac{\mu \omega_2}{p}}, \quad (9)$$

6. Значения $[So]$, соответствующие условной границе между полужидкостным и жидкостным трением:

при $\frac{p\psi^2}{\mu\omega} < [So]$ трение жидкостное, при $\frac{p\psi^2}{\mu\omega} \geq [So]$ трение полужидкостное

Отношение $\frac{l}{d}$	Диаметр шипа в мм								
	30	40	50	60	70	80	100	150	200
Значения $[So]$ при относительном зазоре $\psi = 0,001$									
0,6	0,28	0,35	0,42	0,53	0,65	0,80	1,0	2,0	3,0
0,8	0,44	0,54	0,64	0,80	0,95	1,2	1,5	2,7	4,0
1,0	0,58	0,72	0,85	1,0	1,2	1,5	1,9	3,3	4,5
1,2	0,70	0,80	1,0	1,2	1,4	1,7	2,2	3,7	5,0
Значения $[So]$ при $\psi = 0,002$									
0,6	0,42	0,53	0,65	0,80	1,0	1,4	2,0	3,0	5,0
0,8	0,64	0,80	0,95	1,2	1,5	1,9	2,7	4,0	6,0
1,0	0,85	1,0	1,2	1,5	1,9	2,4	3,3	4,5	7,0
1,2	1,0	1,2	1,4	1,7	2,2	2,6	3,7	5,0	8,0
Значения $[So]$ при $\psi = 0,003$									
0,6	0,65	0,80	1,0	1,4	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
0,8	0,95	1,2	1,5	1,9	2,7	4,0	5,0	6,0	8,0
1,0	1,2	1,5	1,9	2,4	3,3	4,5	6,0	7,0	9,0
1,2	1,4	1,7	2,2	2,6	3,7	5,0	6,5	8,0	10,0

где $\omega_2 = \frac{2v_2}{d}$ сек⁻¹, размерности же μ и p должны быть выбраны в соответствующих единицах, например, если μ — в кг·сек/м², то p — в кг/м².

Ориентировочно

$$v_2 = \frac{p\psi^2 d}{2\mu [So]} \text{ м/сек,} \quad (10)$$

где $\psi = \frac{s}{d}$ — относительный зазор

между шипом и подшипником; p в кг/м²; μ в кг·сек/м²; $[So]$ — критическое значение безразмерного числа Зоммерфельда, по которому определяется условная граница между полужидкостным и жидкостным трением: при $\frac{p\psi^2}{\mu\omega} < [So]$ — трение жидкостное, при $\frac{p\psi^2}{\mu\omega} \geq [So]$ — трение полужидкостное.

В табл. 6 приведены значения $[So]$ при условиях: шероховатости рабочих поверхностей соответствуют $\nabla 8$; погрешности формы не выходят за

пределы половины допуска диаметра; прогиб шипа в подшипнике не превышает суммы высот неровностей R_z шипа и вкладыша; при таких условиях минимальная толщина смазочного слоя для обеспечения жидкостного трения $h_{\min} = 10 \div 15 \text{ мк}$.

Если скорость скольжения $v > v_2$, то расчет надо выполнять не по $p\psi$, а на основе гидродинамической теории смазки.

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Для возникновения жидкостного трения необходимо образование непрерывного смазочного слоя такой толщины, при которой все шероховатости трущихся поверхностей перекрываются смазывающей жидкостью.

На рис. 2 схематически показаны положения шипа в подшипнике: при $\omega_1 \approx 0$ и направлении нагрузки P , показанном стрелкой, центр O_1 шипа располагается под центром подшипника O на линии действия силы P , зазор s смещен в верхнюю ненагру-

женную зону, а эксцентриситет $e = \overline{OO_1} = 0,5s$. При достижении угловой скорости ω_2 (соответствующей точке 2 кривой на рис. 1) центр шипа

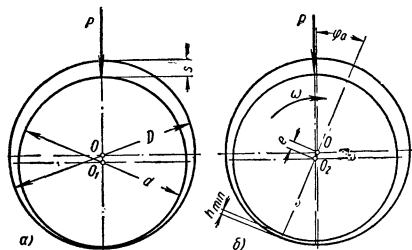


Рис. 2. Положение шипа в подшипнике: а — в состоянии покоя; б — при вращении с постоянной угловой скоростью ω

перемещается в O_2 , эксцентриситет $e = \overline{OO_2} < \overline{OO_1}$, между трущимися поверхностями возникает клиновидный зазор, заполненный смазкой. В сечении плоскостью, проходящей через линию центров OO_2 и ось подшипника, смазочный слой имеет минимальную толщину h_{\min} . При дальнейшем увеличении угловой скорости

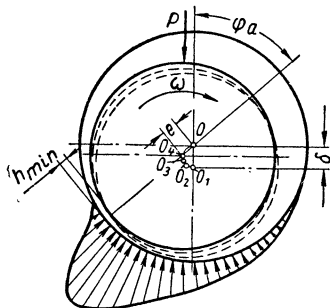


Рис. 3. Перемещение центра шипа при возрастании угловой скорости

шип всплывает еще больше под действием гидродинамических сил в масляном клине, центр шипа смещается в сторону вращения, как показано на рис. 3 точками O_2, O_3, O_4 ; при этом эксцентриситет e все время уменьшается по мере возрастания ω (при неизменной нагрузке P), а h_{\min} увеличивается, и все шероховатости поверхностей перекрываются с из-

бытком. В пределе при $\omega \rightarrow \infty$ клиновидный зазор превращается в кольцевой толщиной 0,5 s. Положение шипа в каждый момент времени вполне определяется величиной угла φ_a и эксцентриситетом e .

На рис. 3 показан примерный вид эюры давлений в смазочном слое. При положении центра шипа в любой точке кривой O_1O_3O гидродинамические силы смазочного слоя уравновешивают нагрузку P , приложенную к шипу; вместе с тем вязкие силы оказывают сопротивление вращению; тепло, выделяющееся в результате этого в рабочей зоне подшипника, отводится главным образом смазывающейся жидкостью и отчасти массой самой опоры во внешнюю среду. Задача гидродинамического расчета подшипника скольжения заключается в определении несущей силы P подшипника, сил сопротивления T (или соответствующего момента M_T), тепловыделения W , расхода Q смазки в единицу времени.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕСУЩЕЙ СИЛЫ

На рис. 4 показаны элементы A и B , разделенные слоем вязкой жидкости; давления, возникающие в жидкости при произвольном перемещении элемента A относительно B ,

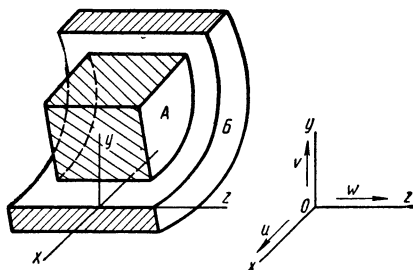


Рис. 4. Элементы шипа и подшипника

определяют по уравнению Рейнольдса, относящемуся к плоскому потоку несжимаемой жидкости:

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu u \frac{h - h_m}{h^3}, \quad (11)$$

где u — компонента скорости движения элемента A относительно B

в направлении оси Ox (рис. 4); h — толщина слоя жидкости в рассматриваемом сечении; h_m — толщина слоя в том сечении, где p максимально. В полярных координатах уравнение (11) примет вид

$$\frac{dp}{d\varphi} = 6 \frac{\mu \omega}{\psi^2} \frac{\chi (\cos \varphi - \cos \varphi_m)}{(1 + \chi \cos \varphi)^3}, \quad (12)$$

где p — удельное давление в сечении, расположенном под углом φ к линии центров;

μ — динамическая вязкость;

$\psi = \frac{s}{d}$ — относительный зазор;

$\chi = \frac{e}{\delta}$ — относительный эксцентриситет;

$\delta = \frac{s}{2}$ — радиальный зазор;

φ_m относится к тому сечению, где давление p максимально.

После ряда преобразований и интегрирования уравнения (11) при $\mu = \text{const}$ определится несущая сила смазочного слоя подшипника

$$P = \frac{\mu \omega}{\psi^2} l d \Phi_P, \quad (13)$$

где Φ_P — безразмерный коэффициент нагруженности подшипника, зависящий от величины относитель-

ного эксцентриситета χ , границ несущей зоны, а также от отношения $\frac{l}{d}$.

Начало несущей зоны определяется местом ввода смазки, а конец относят к тому сечению за минимальным

зазором, в котором $p = 0$ и $\frac{dp}{d\varphi} = 0$.

Значения Φ_P , вычисленные М. В. Коровчинским [3], при указанных границах смазочного слоя для подшипников с углами охвата 180 и 120° приведены в табл. 7 (с учетом влияния конечной длины подшипника).

Величины, входящие в выражение (13), должны иметь соответственные размерности, например: P в $\kappa\Gamma$; μ в $\kappa\Gamma \cdot \text{сек}/\text{м}^2$; ω в сек^{-1} ; l и d в м ; если же P в н , то μ в $\text{н} \cdot \text{сек}/\text{м}^2$.

При проектировании подшипника нагрузка P и угловая скорость шипа ω известны; диаметр d обусловлен расчетом вала и нормальными на галтели или буртики; длину l выбирают из типичных соотношений $\frac{l}{d}$ — порядка

0,4—1,5, по аналогии с выполненными конструкциями; относительный зазор ψ зависит от выбранной по стандарту посадки (обычно $\frac{A}{X}, \frac{A_3}{X_3}$),

в предварительных же расчетах принимают $\psi = 0,001 \div 0,003$.

7. Безразмерный коэффициент Φ_P нагруженности подшипника [3]

$\frac{l}{d}$	χ												
	0,4	0,5	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,925	0,95	0,975	0,99
Угол охвата 180°													
0,4	0,141	0,216	0,339	0,431	0,573	0,776	1,179	1,775	3,195	5,055	8,39	21,00	65,26
0,5	0,209	0,317	0,493	0,622	0,819	1,098	1,572	2,428	4,261	6,615	10,71	25,62	75,86
0,6	0,283	0,427	0,655	0,819	1,070	1,418	2,001	3,035	5,214	7,936	12,64	29,17	83,21
0,7	0,331	0,538	0,816	1,014	1,312	1,720	2,399	3,580	6,029	9,072	14,14	31,88	88,90
0,8	0,439	0,647	0,972	1,199	1,538	1,965	2,734	5,053	6,721	9,992	15,37	33,99	92,89
1,0	0,589	0,853	1,263	1,528	1,929	2,469	3,372	4,808	7,772	11,38	17,18	37,00	98,95
1,2	0,723	1,033	1,489	1,796	2,247	2,838	3,787	5,364	8,533	12,35	18,43	39,04	102,90
1,5	0,891	1,248	1,763	2,039	2,60	3,242	4,266	5,947	9,304	13,34	19,08	41,07	106,84
Угол охвата 120°													
0,4	0,132	0,198	0,325	0,448	0,602	0,846	1,259	2,050	3,703	5,497	9,73	25,73	83,10
0,5	0,188	0,261	0,463	0,620	0,826	1,144	1,676	2,674	4,717	6,880	12,57	29,33	90,50
0,6	0,245	0,364	0,592	0,788	0,979	1,420	2,052	3,209	5,556	7,994	13,55	32,72	95,52
0,7	0,299	0,441	0,709	0,935	1,221	1,656	2,365	3,654	6,213	8,849	14,80	34,30	99,03
0,8	0,349	0,512	0,815	1,068	1,385	1,862	2,632	4,013	6,749	5,537	15,78	35,86	101,73
1,0	0,436	0,633	0,992	1,285	1,644	2,185	3,042	4,540	7,508	10,53	17,22	38,08	105,47
1,2	0,506	0,722	1,126	1,448	1,838	2,419	3,335	4,941	8,075	11,21	18,13	39,58	107,98
1,5	0,583	0,831	1,271	1,622	2,041	2,663	3,667	5,328	8,618	11,89	19,06	41,06	110,48

Выбор сорта масла и его вязкости в известной мере ограничен стремлением к единству смазочной системы для всей машины и практическими рекомендациями. Таким образом, в ряде случаев расчет несущей силы P подшипника по формуле (13) заменяется определением безразмерного коэффициента

$$\Phi_P = \frac{P\psi^2}{\mu\omega ld} = \frac{P\psi^2}{\mu\omega} \quad (14)$$

Однако использование этой зависимости затруднено тем, что вязкость μ зависит от температуры смазочного слоя, а в начале расчета подшипника она не известна; в этом случае для предварительного расчета можно воспользоваться данными табл. 6; для жидкостного трения должно быть выполнено условие

$$\frac{P\psi^2}{\mu\omega} < [\text{So}];$$

отсюда требуемая динамическая вязкость масла

$$\mu > \frac{P\psi^2}{\omega [\text{So}]} \quad (15)$$

Назначать масло со значительно большей вязкостью не следует, так как с увеличением вязкости возрастают потери на трение в подшипнике (см. ниже).

Определив для проверочного расчета подшипника величину Φ_P из уравнения (14), находят в табл. 7 соответствующее значение χ при этом отношении $\frac{l}{d}$. Далее определяют

$$h_{\min} = \delta (1 - \chi) \quad (16)$$

и проверяют, выполняется ли условие жидкостного трения

$$h_{\min} > h_{кр}; \quad (17)$$

здесь

$$h_{кр} = \Sigma R_z + y_0, \quad (18)$$

где ΣR_z — сумма высот неровностей поверхностей шипа и подшипника, определяемая по ГОСТу 2789—59; y_0 — прогиб шипа в подшипнике, определяемый при расчете вала; для вала на двух опорах $y_0 = 1,6 \frac{l}{L} y$;

y — стрела прогиба вала на участке между опорами и L — расстояние между серединами опор.

Шероховатости поверхностей трения — по классам чистоты поверхностей $\nabla 8$ — $\nabla 12$: чем меньше ψ и больше χ , тем выше должен быть класс чистоты рабочих поверхностей шипа и подшипника.

Если погрешности формы (эллипсность, конусность и пр.) выходят за пределы допуска размера, то их надо учитывать при определении $h_{кр}$.

Обычно принимают с запасом

$$h_{\min} \geq 1,1 h_{кр} \quad (19)$$

Верхний предел отношения $\frac{h_{\min}}{h_{кр}}$

этим условием не ограничен; однако с увеличением его возрастает толщина смазочного слоя, уменьшается эксцентриситет, увеличивается сопротивление вращению, а при малых χ (порядка $\leq 0,5$) могут возникнуть опасные вибрации вала в смазочном слое.

СОПРОТИВЛЕНИЕ СМАЗОЧНОГО СЛОЯ ВРАЩЕНИЮ ШИПА

По закону Ньютона удельное сопротивление вязкой несжимаемой жидкости сдвигу

$$\tau = \mu \frac{dv}{dh} \quad (20)$$

и полная сила сопротивления на поверхности скольжения S

$$T = \int \tau dS. \quad (21)$$

При тех же допущениях, которые были приняты для определения несущей силы P , гидродинамика дает следующее выражение для силы сопротивления

$$T = \frac{3}{2} \cdot \frac{\mu\omega}{\psi} ld \cdot F(\chi, \varphi_1, \varphi_2), \quad (22)$$

где φ_1 и φ_2 — угловые координаты границ несущей зоны, остальные буквы имеют те же значения, что и выше.

Из этого уравнения получается зависимость

$$T = \frac{\mu\omega}{\psi} ld \Phi_T, \quad (23)$$

8. Значение отношения $\frac{\Phi_T}{\Phi_P} = \frac{f}{\psi}$

$\frac{l}{d}$	χ												
	0,4	0,5	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,90	0,925	0,95	0,975	0,99
Угол охвата 180°													
0,4	24,45	16,95	11,78	9,80	7,90	6,34	5,07	3,57	2,48	1,80	1,36	0,79	0,42
0,5	16,55	11,61	8,18	6,87	5,59	4,54	3,55	2,67	1,88	1,42	1,09	0,67	0,38
0,6	12,25	8,69	6,21	5,26	4,32	3,57	2,83	2,18	1,57	1,12	0,95	0,61	0,35
0,7	9,66	6,94	5,02	4,30	3,57	2,98	2,41	1,88	1,39	1,07	0,87	0,56	0,33
0,8	7,97	5,79	4,25	3,66	3,08	2,64	2,12	1,68	1,27	0,99	0,81	0,54	0,32
1,0	5,97	4,44	3,28	2,92	2,49	2,14	1,77	1,45	1,12	0,90	0,74	0,50	0,31
1,2	4,98	3,70	2,84	2,60	2,17	1,89	1,60	1,32	1,04	0,84	0,70	0,48	0,30
1,5	4,01	3,09	2,44	2,18	1,97	1,69	1,44	1,21	0,97	0,79	0,67	0,47	0,29
Угол охвата 120°													
0,4	26,12	18,41	12,26	9,37	7,49	5,79	4,33	3,09	2,11	1,66	1,17	0,66	0,35
0,5	18,39	14,05	8,63	5,83	5,51	4,33	3,29	2,40	1,69	1,36	0,93	0,59	0,32
0,6	14,12	10,11	6,79	5,42	4,68	3,52	2,73	2,03	1,46	1,19	0,88	0,53	0,31
0,7	11,58	8,31	5,71	4,58	3,78	3,04	2,39	1,81	1,32	1,09	0,82	0,51	0,30
0,8	9,95	7,23	4,98	4,04	3,35	2,73	2,17	1,66	1,23	1,02	0,78	0,50	0,30
1,0	7,98	5,87	4,12	3,39	2,86	2,35	1,90	1,49	1,12	0,94	0,72	0,47	0,29
1,2	6,90	5,17	3,65	3,03	2,57	2,14	1,75	1,38	1,06	0,89	0,69	0,46	0,28
1,5	6,01	4,52	3,25	2,72	2,33	1,96	1,60	1,30	1,00	0,85	0,67	0,45	0,28

где Φ_T — безразмерная характеристика трения.

Коэффициент трения может быть получен на основании выражений (23) и (13):

$$f = \frac{T}{P} = \psi \frac{\Phi_T}{\Phi_P}. \quad (24)$$

Величины отношения $\frac{\Phi_T}{\Phi_P}$ при $\frac{l}{d} = 0,4 \div 1,5$ и углах охвата 180 и 120° приведены в табл. 8.

Мощность, расходуемая на преодоление сопротивления вращению,

$$A = 0,5 f P \omega d \text{ кг} \cdot \text{м/сек}. \quad (25)$$

Эквивалентное количество тепла, выделяющегося в подшипнике,

$$W = \frac{A}{427} = \frac{f P \omega d}{854} \text{ ккал/сек}. \quad (26)$$

РАСХОД СМАЗКИ И ТЕПЛОБМЕН

Количество смазки, вытекающей через торцы подшипника в секунду, определяется по формуле

$$Q = 0,5 \psi \omega d^2 q, \quad (27)$$

где q — безразмерный коэффициент

истечения смазки, вычисляемый по формуле

$$q = q_1 + q_2 + q_3; \quad (28)$$

здесь q_1 — коэффициент расхода смазки через торцы нагруженной зоны (табл. 9); q_2 — то же, через

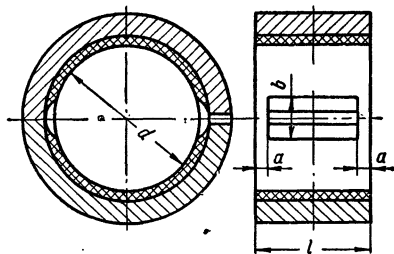


Рис. 5. Смазочные канавки в месте горизонтального разреза подшипника

торцы ненагруженной зоны; q_3 — коэффициент, учитывающий увеличение истечения при наличии канавок на поверхности подшипника:

$$q_2 = \beta \Phi_P \left(\frac{d}{l} \right)^2 \frac{p_e}{p}; \quad (29)$$

при двух канавках в плоскости разреза (рис. 5)

$$q_3 = \phi \Phi_P \left(\frac{d}{l} \right)^2 \frac{b}{d} \left(\frac{l}{a} - 2 \right) \frac{p_e}{p}. \quad (30)$$

9. Безразмерный коэффициент α_1 торцового истечения смазки из нагруженной зоны подшипника [3]

$\frac{l}{d}$	χ												
	0,4	0,5	0,6	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,925	0,95	0,975	0,99
Угол охвата 180°													
0,4	0,141	0,174	0,206	0,220	0,232	0,240	0,247	0,242	0,235	0,223	0,207	0,174	0,135
0,5	0,135	0,166	0,194	0,206	0,217	0,222	0,224	0,218	0,208	0,194	0,178	0,145	0,110
0,6	0,129	0,156	0,182	0,192	0,200	0,203	0,203	0,196	0,184	0,170	0,153	0,123	0,093
0,7	0,122	0,147	0,169	0,178	0,185	0,186	0,185	0,176	0,163	0,150	0,134	0,107	0,089
0,8	0,115	0,138	0,158	0,165	0,170	0,172	0,168	0,158	0,146	0,133	0,118	0,099	0,070
1,0	0,102	0,121	0,136	0,141	0,145	0,143	0,138	0,130	0,119	0,108	0,096	0,075	0,056
1,2	0,091	0,106	0,118	0,122	0,124	0,122	0,119	0,110	0,100	0,090	0,080	0,063	0,046
1,5	0,076	0,088	0,098	0,101	0,101	0,089	0,096	0,088	0,080	0,072	0,064	0,050	0,037
Угол охвата 120°													
0,4	0,094	0,106	0,115	0,122	0,127	0,131	0,132	0,129	0,122	0,115	0,104	0,079	0,049
0,5	0,087	0,098	0,106	0,111	0,115	0,117	0,117	0,113	0,105	0,098	0,087	0,064	0,039
0,6	0,080	0,089	0,096	0,100	0,103	0,104	0,103	0,098	0,090	0,084	0,074	0,054	0,033
0,7	0,074	0,082	0,087	0,090	0,093	0,093	0,092	0,086	0,079	0,073	0,064	0,046	0,028
0,8	0,068	0,075	0,079	0,082	0,084	0,084	0,082	0,077	0,070	0,064	0,056	0,041	0,025
1,0	0,058	0,063	0,066	0,068	0,069	0,069	0,067	0,063	0,057	0,052	0,045	0,032	0,020
1,2	0,050	0,054	0,056	0,058	0,058	0,058	0,056	0,052	0,047	0,043	0,038	0,027	0,016
1,5	0,040	0,044	0,046	0,046	0,047	0,047	0,044	0,042	0,038	0,034	0,030	0,022	0,013

В формулах (29) и (30) p_e — давление подачи смазки; p — среднее удельное давление; β и ϕ — безразмерные коэффициенты, приведенные в табл. 10; $a \approx 0,05d + (3 \div 5) \text{ мм}$; $b \approx (0,20 \div 0,25) d$.

10. Значения коэффициентов β и ϕ

χ	Коэффициент β для подшипников с углом охвата			Коэффициент ϕ для подшипников с двумя продольными канавками
	360°	180°	120°	
0,3	0,132	0,194	0,246	0,097
0,4	0,153	0,227	0,285	0,107
0,5	0,175	0,273	0,329	0,116
0,6	0,200	0,323	0,380	0,125
0,65	0,213	0,352	0,408	0,129
0,70	0,226	0,384	0,437	0,131
0,75	0,240	0,417	0,468	0,132
0,80	0,256	0,454	0,501	0,132
0,85	0,273	0,489	0,536	0,128
0,90	0,289	0,535	0,573	0,121
0,925	0,299	0,563	0,592	0,113
0,95	0,308	0,582	0,612	0,108
0,975	0,318	0,609	0,632	0,097
0,99	0,323	0,625	0,645	0,090

Количество тепла, отводимого смазкой,

$$W_1 = c\gamma Q (t_2 - t_1) \text{ ккал/сек}, \quad (31)$$

где c — теплоемкость масла в $\text{ккал/кг} \cdot \text{град}$; γ — его удельный вес в кг/дм^3 ; Q — по формуле (27) в $\text{дм}^3/\text{сек}$; t_1 и t_2 — температура масла на входе и на выходе из подшипника.

Количество тепла, отводимого масляным подшипником во внешнюю среду,

$$W_2 = \frac{kF_s (t_m - t_s)}{3600} \text{ ккал/сек}, \quad (32)$$

где k — коэффициент теплопередачи в $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$; F_s — поверхность подшипника, омываемая воздухом, в м^2 ; t_m — средняя температура масла в рабочей зоне; t_s — температура окружающего воздуха.

Средние значения $k \approx 8 \div 14 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$, а при обдуве подшипника $k \approx 14/\nu_s$, где ν_s — скорость воздуха в м/сек .

При установившемся режиме работы должно быть

$$W = W_1 + W_2, \quad (33)$$

где W — по формуле (26).

Пример. Для рассчитываемого подшипника известны: нагрузка $P = 2000 \text{ кг}$; диаметр шипа $d = 200 \text{ мм}$, длина $l = 160 \text{ мм}$, угловая скорость $n = 1500 \text{ об/мин}$, относительный зазор $\psi = 0,002$; смазка маслом турбинным 22, имеющим при

50° С кинематическую вязкость $\nu_{50} = 22$ сст, удельный вес $\gamma_{50} = 0,88$ г/см³; рабочие поверхности имеют шероховатость по $\nabla 8$, $R_z = 3,2$ мк (см. ГОСТ 2789-59), максимальный прогиб вала $y = 0,110$ мм, расстояние между опорами $L = 1600$ мм; требуется определить расход смазки и давление подачи масла при условии, что средняя температура масла в рабочей зоне t_m должна быть порядка 50° С, а температурный перепад

$$\Delta t_m = t_2 - t_1 \approx 10^\circ \div 15^\circ \text{ С.}$$

Решение. Определяем

$$p = \frac{P}{dl} = \frac{2000}{20 \cdot 16} = 6,25 \text{ кг/см}^2 = 6,25 \cdot 10^4 \text{ кг/м}^2;$$

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \cdot 1500}{30} = 157 \text{ сек}^{-1};$$

$$v = 0,5 \omega d = 0,5 \cdot 157 \cdot 0,2 = 15,7 \text{ м/сек.}$$

Динамическая вязкость масла

$$\mu_{50} = \frac{\gamma_{50} \nu_{50}}{9810} = \frac{0,88 \cdot 22}{9810} = 2 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{сек/м}^2.$$

По формуле (14)

$$\Phi_P = \frac{p \psi^2}{\mu \omega} = \frac{6,25 \cdot 10^4 \cdot 4 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 10^{-3} \cdot 157} = 0,80.$$

По табл. 7 при $\frac{l}{d} = \frac{160}{200} = 0,8$ находим $\chi = 0,55$. Минимальная толщина смазочного слоя по формуле (16)

$$h_{\min} = \delta (1 - \chi) = 0,5 \psi d (1 - \chi) = 0,5 \cdot 2 \cdot 10^{-3} \cdot 0,2 (1 - 0,55) = 90 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 90 \text{ мк.}$$

Прогиб шина в подшипнике по формуле на стр. 347.

$$y_0 = 1,6 \frac{l}{L} y = 1,6 \frac{160}{1600} 0,11 = 0,0176 \text{ мм} = 17,6 \text{ мк.}$$

По формуле (18)

$$h_{кр} = 2R_z + y_0 = 2 \cdot 3,2 + 17,6 = 24 \text{ мк.}$$

$$\text{Отношение } \frac{h_{\min}}{h_{кр}} = \frac{90}{24} \approx 3,7 > 1,1,$$

что удовлетворяет условию (1).

$$\text{Из табл. 8 } \frac{\Phi_T}{\Phi_P} = \frac{f}{\psi} = 5,0;$$

следовательно, $f = 5,0 \cdot \psi = 5 \cdot 0,002 = 0,01$. Количество тепла, выделяющегося в смазочном слое, определяется по формуле (26):

$$W = \frac{f P \omega d}{854} = \frac{0,01 \cdot 2000 \cdot 157 \cdot 0,2}{854} = 0,74 \text{ ккал/сек.}$$

Примем $k = 10$ ккал/м² · ч · град, $t_\theta = 20^\circ \text{ С}$ и $F_\theta \approx \pi dl = \pi \cdot 0,2 \cdot 16 = 10,1 \text{ м}^2$; тогда

$$W_2 = \frac{k F_\theta (t_m - t_\theta)}{3600} = \frac{10 \cdot 0,1 (50 - 20)}{3600} = 0,008 \text{ ккал/сек.}$$

Количество тепла, которое должно отводиться смазкой, $W_1 = W - W_2 = 0,74 - 0,008 \approx 0,73$ ккал/сек.

Секунный расход масла, требуемый для отвода количества тепла W_1 — по формуле (31):

$$Q = \frac{W_1}{c \gamma (t_2 - t_1)};$$

для минеральных масел можно с достаточной точностью принять в интервале температур от 20 до 100° С, с $\gamma = 0,41$ ккал/дм³ · град; пусть $t_2 - t_1 = 10^\circ \text{ С}$, тогда

$$Q = \frac{0,73}{0,41 \cdot 10} = 0,18 \text{ дм}^3/\text{сек} = 0,18 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Пользуясь формулой (27), определяем безразмерный коэффициент истечения смазки

$$q = \frac{2Q}{\psi \omega d^2} = \frac{2 \cdot 0,18 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 10^{-3} \cdot 157 \cdot 0,16 \cdot 0,2^2} = 0,179.$$

По табл. 9 при вычисленном выше значении $\chi = 0,55$ находим

$$q_1 = 0,143.$$

В табл. 10 находим для угла охвата 180°: $\beta = 0,298$ и $\phi = 0,12$; по формуле (29)

$$q_2 = \beta \Phi_P \left(\frac{d}{l} \right)^2 \cdot \frac{p_e}{p} = 0,298 \cdot 0,8 \left(\frac{200}{160} \right)^2 \cdot \frac{p_e}{p} \approx 0,37 \frac{p_e}{p}.$$

Примем размеры канавок: $b = 0,2d = 0,2 \cdot 200 = 40$ мм и $a = 0,05d + 5 = 15$ мм. По формуле (30)

$$q_3 = \phi \Phi_P \frac{b}{d} \left(\frac{1}{a} - 2 \right) \left(\frac{d}{l} \right)^2 \frac{p_e}{p} = 0,12 \cdot 0,8 \cdot 0,2 \left(\frac{160}{15} - 2 \right) \left(\frac{200}{160} \right)^2 \frac{p_e}{p} = 0,25 \frac{p_e}{p}.$$

На основании формулы (28) $q_2 + q_3 = q - q_1$, т. е. в данном случае $(0,37 + 0,25) \frac{p_e}{p} = 0,179 - 0,143$; отсюда $\frac{p_e}{p} = \frac{0,031}{0,62} = 0,05$ и искомое давление смазки (избыточное) $p_e = 0,05 p = 0,05 \cdot 6,25 = 0,31$ кг/см².

Температура масла на входе $t_1 = t_m - \frac{\Delta t}{2} = 50 - \frac{10}{2} = 45^\circ \text{ С}$, на выходе $t_2 = 55^\circ \text{ С}$.

Если температура смазки в рабочей зоне подшипника не может быть заранее установлена, то гидродинамический расчет подшипника приходится выполнять методом последовательных приближений, задаваясь рядом значений средней температуры смазочного слоя; для каждого такого значения следует выполнить расчет

подшипника, подобно тому, как это сделано в приведенном примере. Та температура t_m , при которой выполняется условие (33) теплового баланса, является искомой, и именно при этой температуре надо проверить, удовлетворяется ли условие жидкостного трения $h_{\min} \geq 1,1 h_{кр}$. Величину ψ надо уточнить в соответствии с выбранной посадкой. Также и задачи, связанные с определением $\psi_{опт}$ или с подбором смазки и выбором $\mu_{опт}$, приходится решать методом последовательных приближений, задаваясь рядом значений искомой величины до тех пор, пока условие (33) не будет удовлетворено при допускаемых значениях t_m и Δt_m . Такие расчеты удобно выполнять, строя соответствующие графики, например, при отыскании t_m строить графики зависимостей W и $W_1 + W_2$ от t_m : точка пересечения этих кривых определит искомую температуру t_m .

ПОДШИПНИКИ С ВОЗДУШНОЙ СМАЗКОЙ

Вязкость воздуха весьма мала — примерно в 10^3 раз меньше вязкости масла индустриального 20 при нормальном давлении и $t = 50^\circ \text{C}$; несящая способность и сопротивление вращению воздушного смазочного слоя значительно меньше, чем у масляного слоя. Поэтому подшипники с воздушной смазкой предназначаются для весьма быстроходных валов, при ω порядка $10^3 \div 10^4 \text{ рад/сек}$ и выше, несущих малую нагрузку — порядка 1 кг/см^2 , это — подшипники вентрифицированных шинделей, центрифуг и сепараторов, гироскопических механизмов и т. п.

Точное определение несущей силы воздушного смазочного слоя представляет значительные трудности (см. работу [6]).

Для приближенных расчетов подшипников с воздушной смазкой можно применять следующие зависимости [6]:

несущая сила

$$P = 0,5 p_a l d K_N K_z \text{ кг}, \quad (34)$$

где p_a — давление подачи в кг/м^2 ;

l и d — длина и диаметр подшипника в м; коэффициенты K_N и K_z приведе-

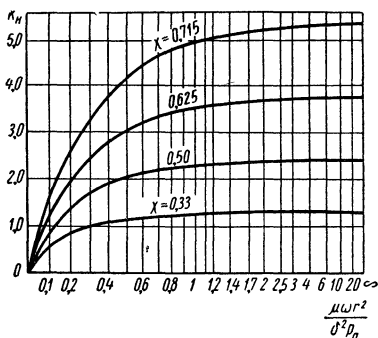


Рис. 6. Зависимость коэффициента K_N от безразмерной величины $\frac{\mu \omega r^2}{\delta^2 p_a}$

ны на рис. 6 и 7, причем K_z дан в зависимости от отношения $\frac{l}{cd}$, где c — коэффициент, график которого дан на рис. 8.

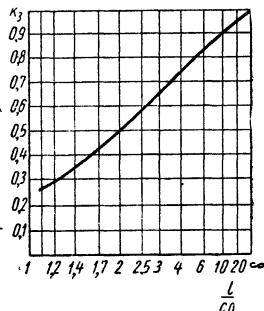


Рис. 7. Зависимость коэффициента K_z от отношения $\frac{l}{cd}$

Момент трения

$$M_T = \frac{\pi d^3 \mu \omega l}{4 \delta \sqrt{1 - \chi^2}} \text{ кг} \cdot \text{м}, \quad (35)$$

где δ — радиальный зазор порядка $0,001 \text{ м}$ при обработке поверхностей до $\nabla 11 \div \nabla 12$; остальные обозначения те же, что и для подшипников с жидкой смазкой.

$$\text{Коэффициент трения } f = \frac{2 M_T}{P d}.$$

Во избежание схватывания трущихся деталей во время пуска и останова следует подавать воздух под избыточным давлением порядка 2—5 ат и применять для подшипника

от 80 до 5 кг/см²; для втулок из ЖГ 3-30 и ЖГ 7-25 значения [р] на 30—40% меньше. Смазка — маслом индустриальным 50, если рабочая температура $t \leq 70^\circ \text{C}$, и ПВ-28 или тугоплавкой консистентной при $t > 70^\circ$.

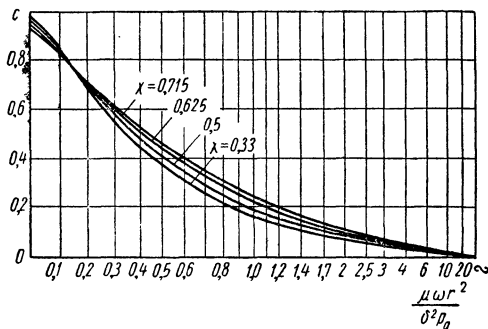


Рис. 8. Зависимость коэффициента с от безразмерной величины $\frac{\mu\omega r^2}{\delta^2 p_a}$

втулки из пористого графита с пропиткой баббитом, а для вала — легированную сталь с закалкой рабочих поверхностей шипа до твердости HRC 58—60.

КОНСТРУКЦИИ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Подшипники с неразъемным корпусом и фланцевые — см. МН 2777-61; подшипники разъемные общего назначения см. ГОСТы 11607—65—11610—65.

Размеры гладких втулок из бронзы и антифрикционного чугуна приведены в ГОСТе 1978—43: внутренний диаметр — от 8 до 200 мм, длина $l \approx (0,6 \div 2) d$. Втулки металлокерамические по нормам ВНИИМЕТМАШ 363-60 изготавливают из железного графита марок ЖГ 3-20, ЖГ 3-30 и ЖГ 7-25, d_8/d_n — от 20/28 до 100/115 мм; $l = (0,5 \div 1,5) d$; первая цифра обозначения указывает содержание графита в порошке в %, следующие цифры — пористость после спекания в %.

Наибольшие значения [р] при спокойной работе для втулок из ЖГ 3-20: при скорости скольжения $v \leq 0,5 \div 4$ м/сек [р] равно соответственно

Подшипники скольжения редукторов выполняются в виде встроенных в корпус. Типичная конструкция подшипников этого рода показана на рис. 9; этот подшипник предназначен для восприятия только радиальной нагрузки. Для фиксации вала в осевом направлении и восприятия небольших осевых нагрузок служит подшипник, представленный на рис. 10. При значительных осевых нагрузках (например, в редукторах с косозубыми, коническими и червячными колесами) применяют подшипники с развитой торцевой поверхностью (рис. 11); для предохранения вкладышей от перемещения служат закрепительные втулки или штифты, обычно из стали Ст. 3.

Вкладыши с баббитовой заливкой и циркуляционной смазкой под давлением для подшипников редукторов при большой нагрузке показаны на

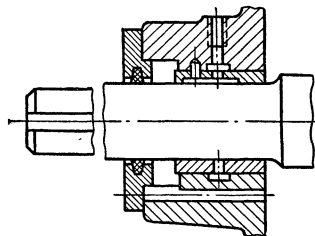


Рис. 9. Подшипник для радиальной нагрузки

рис. 12. Несколько иная конфигурация смазочной канавки, разработанная в ЦНИИТМаше, дана на рис. 13; основные размеры канавок см. табл. 11.

Формы пазов для заливки вкладышей баббитом представлены на рис. 14; при толщине заливки не более 0,5 мм пазы не нужны. В местах, труднодоступных для смазки,

целесообразно устанавливать такие подшипники, в которых содержится

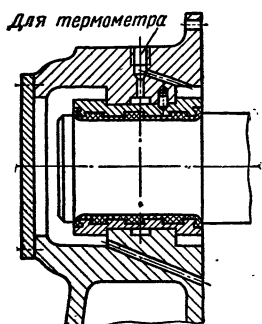


Рис. 10. Подшипник для радиальной и осевой нагрузок

некоторый запас смазки, позволяющий работать достаточно продолжи-

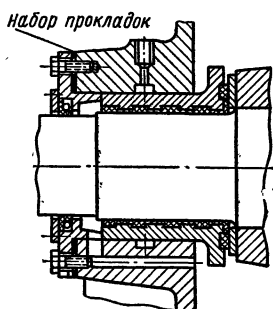


Рис. 11. Подшипник для радиальной и осевой нагрузок

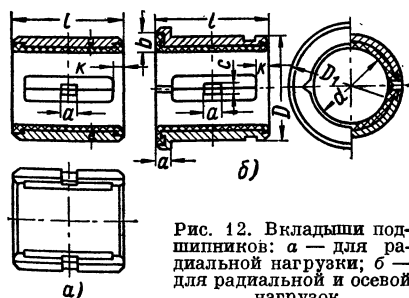


Рис. 12. Вкладыши подшипников: а — для радиальной нагрузки; б — для радиальной и осевой нагрузок

11. Размеры смазочных канавок (по рис. 13) в мм

d	a	b	e	t
40—60	5	14	6	1,5
60—80	6	16	8	2
80—90	8	20	10	2,5
90—110	8	26	12	3
110—140	10	32	14	3,5
140—180	12	40	16	4
180—260	15	60	20	5

Взаимозаменяемые малогабаритные подшипники с рабочей поверх-

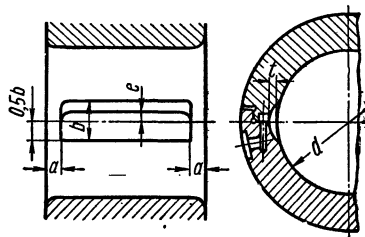


Рис. 13. Размеры смазочной канавки

ностью вкладыша, описанной тремя дугами из разных центров (рис. 15),

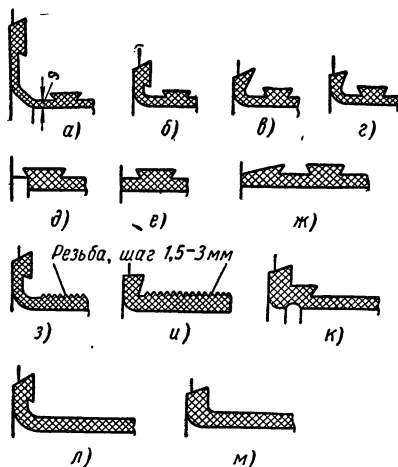


Рис. 14. Пазы с баббитовой заливкой во вкладышах: а — к — для стальных и чугунных вкладышей; л и м — для бронзовых вкладышей. Толщина слоя $s \approx 0,01 d$ по бронзе; $s \approx 0,01 + 0,5 \div 1$ мм по стали; $s \approx 0,01 d + 1 \div 2$ мм по чугуну

тельное время без пополнения ее (см. например [4]).

так называемые трехклиновые подшипники, имеют несущую способность и размеры, примерно такие же как подшипники качения соответствующей серии; в режиме жидкостного

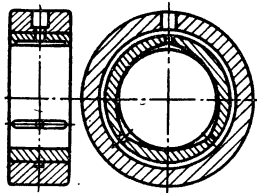


Рис. 15. Подшипник с трехклиновым вкладышем

трения предельная скорость скольжения — до 140 м/сек [4].

Взаимозаменяемые тонкие биметаллические вкладыши находят широкое применение главным образом в автотракторной промышленности. Вкладыши штампуют из стальной ленты толщиной

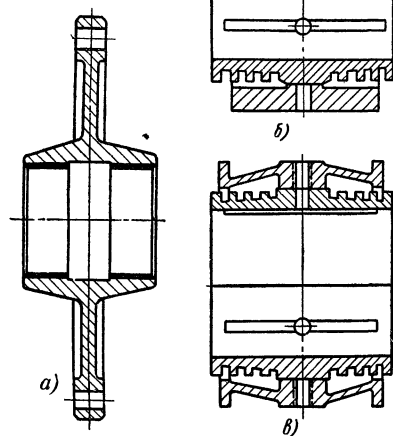


Рис. 16. Подшипники повышенной податливости: а — с мембранным корпусом; б — с упругим вкладышем; в — с податливым корпусом

ной 2—3 мм, имеющей плакированный слой из сплава АСМ толщиной 0,3—0,6 мм; рекомендуемый относительный зазор $\psi = 0,001 \div 0,00015$.

Вредное влияние прогиба вала на подшипник может быть несколько компенсировано подшипниками, обладающими податливостью (рис. 16), тогда опасность возникновения большого кромочного давления уменьшается.

ВИБРОУСТОЙЧИВЫЕ ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

При увеличении безразмерного коэффициента режима работы $\lambda = \frac{\mu \omega}{p}$ (т. е. с увеличением μ и ω или уменьшением p) шип в гладком цилиндрическом подшипнике всплывает все выше, относительный эксцентриситет χ уменьшается, и при некотором его критическом значении порядка $\chi \leq 0,5$ возникает вибрация вала типа автоколебаний.

Для устранения их необходимо повысить демпфирующую способность смазочного слоя, что требует усложнения конструкции подшипника. Например, установка в подшипнике плавающей втулки (рис. 17)

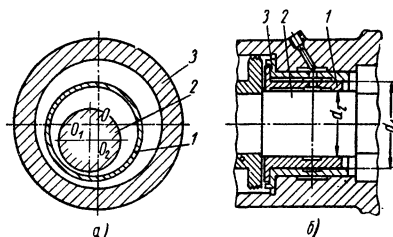


Рис. 17. Подшипник с плавающей втулкой: а — схема; б — продольный разрез; 1 — плавающая втулка; 2 — шип; 3 — вкладыш

приводит к уменьшению угловой скорости шипа относительно втулки, причем сама втулка вращается относительно подшипника; благодаря этому относительный эксцентриситет шипа во втулке больше, чем в обычном подшипнике, и устойчивость вала может быть обеспечена даже при угловой скорости вала (абсолютной) порядка нескольких тысяч рад/сек.

Другой способ повышения виброустойчивости, применяемый в подшипниках турбин с быстровращаю-

щимся валом, это получение эпюры гидродинамических давлений с двух сторон. Такая эпюра может быть

рис. 19; число клиньев 3—5, причем они могут выполняться и неодинаковой протяженности по дуге, например,

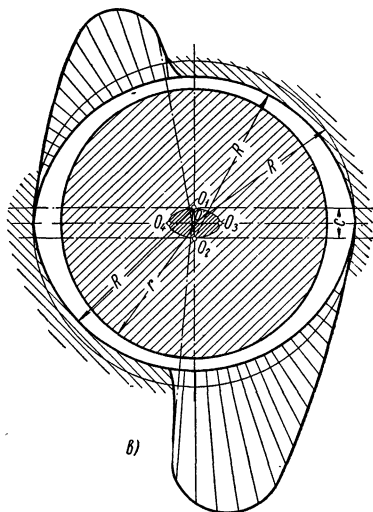
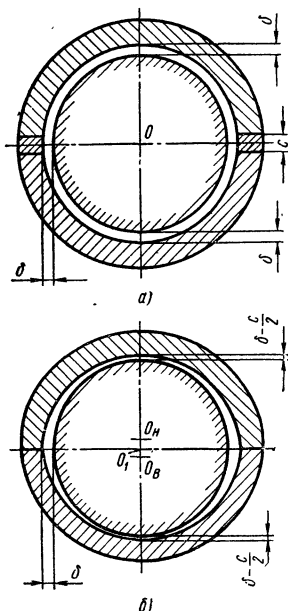


Рис. 18. Схема «лимонного» подшипника: а — вкладыш, расточенный с установленной прокладкой; б — вкладыш, собранный без прокладкой; в — примерный вид эпюры давлений; область $O_1O_2O_3O_4$ — зона возможных положений центра шипа

получена в так называемых «лимонных» подшипниках (рис. 18): вкладыш, расточенный с установленной в плоскости разреза прокладкой, собирают уже без прокладки; при вращении шипа образуются два масляных клина (рис. 18, в) и соответствующие эпюры давлений в нижней и верхней зонах. При диаметре шипа от 60 до 400 мм толщина прокладки должна быть $c = 0,3 \div 1$ мм.

Такой же эффект достигается расточкой поверхности вкладыша из двух центров или сборкой его со смещением верхней половины относительно нижней в сторону, противоположную вращению, но такие вкладыши непригодны для реверсируемых валов.

При расточке вкладыша из трех и более центров получаются эпюры давлений, распределенные по всей окружности; схемы таких многоклиновых подшипников даны на

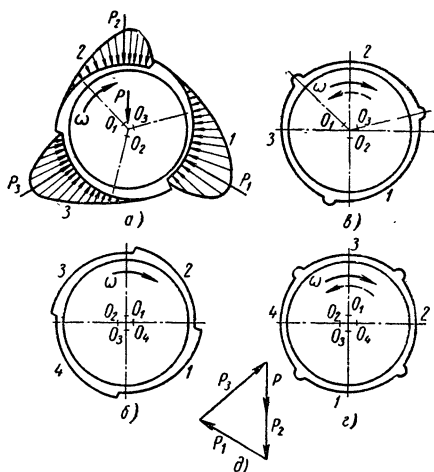


Рис. 19. Схемы многоклиновых подшипников: а и б — для постоянного направления вращения; в и г — для реверсивного вращения; д — многоугольник сил трехклинового подшипника

при постоянной нагрузке участок в нагруженной зоне делают с большим углом охвата. Такие подшипники обладают высокой демпфирующей способностью и допускают угловые скорости валов порядка не-

Расчет виброустойчивых подшипников с плавающей втулкой, с лимонной расточкой и многоклиновых приведен в [4], а подшипников с самоустанавливающимися сегментами — в [5].

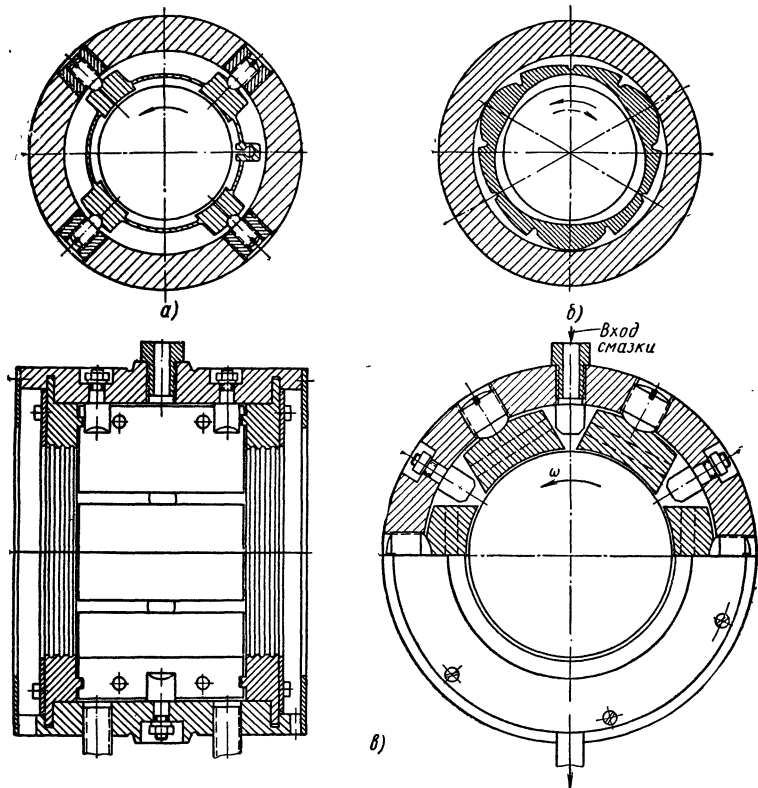


Рис. 20. Подшипники с самоустанавливающимися сегментами: а — с упругим кольцом; б — с податливым трехклиновым вкладышем; в — с качающимися сегментами

скольких тысяч рад/сек , однако оптимальные условия работы в них выполняются лишь при каком-либо одном режиме работы. Этот недостаток устраняется применением самоустанавливающихся сегментов, автоматически принимающих в подшипнике положение, соответствующее оптимальным условиям работы. Некоторые конструкции подшипников с самоустанавливающимися сегментами схематически показаны на рис. 20.

УПОРНЫЕ ПОДШИПНИКИ (ПОДПЯТНИКИ)

Простейшие опоры скольжения для восприятия осевых нагрузок — подпятники — имеют плоскопараллельные поверхности скольжения (рис. 21), клиновой масляный зазор в них не может быть получен. При поступлении смазки к трущимся поверхностям без избыточного давления такие опоры работают в условиях

граничного или смешанного трения; поэтому они применяются лишь в тех случаях, когда по условиям эксплуатации жидкостное трение не обязательно (опоры поворотных кранов, вертикальных валов транспортеров и т. п.). В опорах горизонтальных валов, передающих осевую нагрузку, буртики на вкладышах и валах следует рассматривать как элементы упорных подшипников.

Распределение давления в плоских подпятниках крайне неравномерное (рис. 21, а), отсюда повышенный износ в средней опорной части. Более

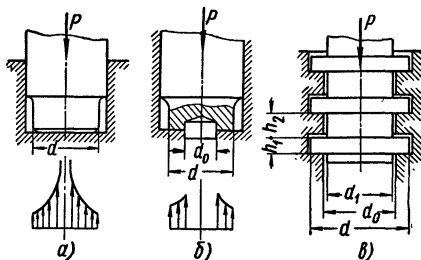


Рис. 21. Упорные подшипники: а — со сплошной пяткой; б — с кольцевой опорной поверхностью; в — гребенчатый

благоприятна эпюра давлений в опоре с кольцевой поверхностью скольжения (рис. 21, б).

В гребенчатых подпятниках с числом гребней $z > 3$ трудно получить равномерное распределение давлений по гребням, поэтому такие опоры применяют редко.

Диаметр пяты определяют в соответствии с диаметром вала, и расчет подпятника выполняют как проверочный — по удельному давлению и по произведению pv ;

$$p = \frac{P}{Fk},$$

где P — осевая нагрузка; F — опорная поверхность; $k \approx 0,8 \div 0,9$ — коэффициент, учитывающий наличие смазочных канавок; при расчете опоры проверяют, выполнены ли условия $p \leq [p]$ и $pv \leq [pv]$.

Материал вкладышей и нормы $[p]$ и $[pv]$ — такие же, как и для радиальных подшипников.

Для сплошной пяты $F = \frac{\pi d^2}{4}$, для

кольцевой $F = \frac{\pi}{4} (d^2 - d_0^2)$, где $d_0 = (0,6 \div 0,8) d$.

Момент трения на кольцевой пяте при допущении $p = \text{const}$

$$M_T = f P \frac{\pi}{4} (d^2 - d_0^2) R_{np}, \quad (36)$$

где приведенный радиус

$$R_{np} = \frac{1}{3} \cdot \frac{d^3 - d_0^3}{d^2 - d_0^2}. \quad (37)$$

При проверке по pv скорость скольжения v следует определять на приведенном радиусе:

$$v = \omega R_{np} = \frac{1}{3} \omega \frac{d^3 - d_0^3}{d^2 - d_0^2} \text{ м/сек.}$$

В частном случае при $d_0 = 0$ (сплошная пята) $R_{np} = \frac{1}{3} d$ и $v = \frac{1}{3} \omega d$.

Для гребенчатой пяты (рис. 23, в)

$$F = \frac{\pi}{4} (d^2 - d_0^2) \cdot z \cdot m^2,$$

и из условия $p \leq [p]$ определяют необходимое число гребней

$$z \geq \frac{P}{\frac{\pi}{4} (d^2 - d_0^2) k [p]}; \quad (38)$$

значения $[p]$ и $[pv]$ принимают на 20—40% меньше, чем в предыдущем случае, учитывая неравномерное распределение давления по гребням.

Размеры h_1 и h_2 гребней нередко рассчитывают условно на изгиб как балку, защемленную по периметру, что является весьма грубым допущением; правильнее рассматривать гребень как кольцевую пластину, защемленную по внутреннему контуру.

ГИДРОСТАТИЧЕСКИЕ УПОРНЫЕ ПОДШИПНИКИ

В плоских подпятниках жидкостное трение может быть обеспечено, если смазывающая жидкость подается под давлением так, чтобы она

поступала в зазор между пятой и подпятником непрерывно и разделяла их трущиеся поверхности при любой сколь угодно малой угловой скорости; сопротивление вращению в таких случаях ничтожно, износ практически отсутствует.

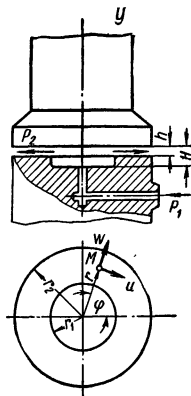


Рис. 22. Гидростатический упорный подшипник с центральной камерой

На рис. 22 представлен схематически гидростатический упорный подшипник с центральной камерой.

Подъемная сила P определится из равенства

$$P = \pi r_2^2 p_1 + \int_{r_1}^{r_2} 2\pi r p dr, \quad (39)$$

где p_1 — постоянное давление в центральной камере; p — давление в точках, расположенных на окружности радиуса r . Интегрирование выражения в правой части этого уравнения после подстановки в нее $p = F(r)$ дает при $p_2 = 0$ (см. [4])

$$P = p_1 \frac{\pi (r_2^2 - r_1^2)}{2 \ln \frac{r_2}{r_1}} \kappa \Gamma. \quad (40)$$

Отсюда

$$p_1 = \frac{2P \ln \frac{r_2}{r_1}}{\pi (r_2^2 - r_1^2)} \kappa \Gamma / \text{м}^2. \quad (41)$$

Секундный расход смазки

$$Q = \frac{P h^3}{3\mu (r_2^2 - r_1^2)} \text{ м}^3/\text{сек}; \quad (42)$$

здесь h , r_2 и r_1 в м, μ в $\kappa \Gamma \cdot \text{сек}/\text{м}^2$. Мощность, затрачиваемая на прокачку смазывающей жидкости,

$$A_1 = Q p_1 \kappa \Gamma \cdot \text{м}/\text{сек}, \quad (43)$$

и на преодоление сопротивления вязкой жидкости вращению

$$A_2 = M_T \omega \kappa \Gamma \cdot \text{м}/\text{сек}, \quad (44)$$

где момент сил трения

$$M_T = \frac{\mu \omega}{2h} \pi (r_2^4 - r_1^4) \kappa \Gamma \cdot \text{м}. \quad (45)$$

Суммарная затрата мощности на гидростатический подшипник

$$A = A_1 + A_2. \quad (46)$$

Если считать, что все тепло должно отводиться смазывающей жидкостью, то по условию теплового баланса $A_2 = 427 Q c \gamma (t_2 - t_1) \kappa \Gamma \cdot \text{м}/\text{сек}$ и повышение температуры жидкости при прохождении через подшипник

$$t_2 - t_1 = \Delta t = \frac{A_2}{427 Q c \gamma} ^\circ \text{C}. \quad (47)$$

При проектировании подшипника P и ω известны; рекомендуется принимать толщину слоя $h \approx (20 \div 40) \text{ мк}$,

$$r_1 \approx 0,5 r_2 \text{ и } r_2 \approx 0,81 \sqrt[4]{\frac{P h^2}{\mu \omega}} \text{ м}; \quad (48)$$

здесь P в $\kappa \Gamma$; h в м; μ в $\kappa \Gamma \cdot \text{сек}/\text{м}^2$; ω в сек^{-1} .

При таких соотношениях требуемое давление в камере

$$p_1 = \frac{0,59 P}{r_2^2} \kappa \Gamma / \text{м}^2. \quad (49)$$

Полный расход мощности на насос и на трение в опоре (оптимальный)

$$A = 1,25 P \omega h \kappa \Gamma \text{ м}/\text{сек}. \quad (50)$$

Величины A_1 и A_2 при этом оказываются приблизительно равными.

Для подшипника с кольцевой камерой несущая сила

$$P = p_1 \pi \left(\frac{r_2^2 - r_1^2}{2 \ln \frac{r_2}{r_1}} - r_0^2 \right) \kappa \Gamma. \quad (51)$$

Момент трения на пяте, расход смазки, затраты энергии определяются по тем же формулам, что и в предыдущем случае.

УПОРНЫЕ ПОДШИПНИКИ С НЕПОДВИЖНЫМИ СЕГМЕНТАМИ

Для обеспечения жидкостного трения в упорных подшипниках при подаче смазки под малым давлением необходимо придать опорной поверхности такую форму, при которой между пятой и подпятником образуются клиновые зазоры. С этой

целью опорную поверхность делят на несколько участков — сегментов, выполненных со скосом в направлении, противоположном вращению (рис. 23).

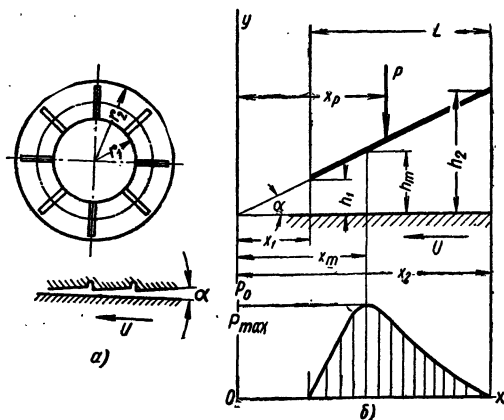


Рис. 23. Упорный подшипник с неподвижными сегментами: а — подпятник; б — положение сегмента в смазочном слое

Для определения несущей силы служит уравнение (11). Так как угол скоса α мал, то $h = x \operatorname{tg} \alpha = \alpha x$;

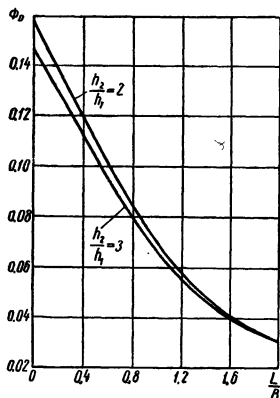


Рис. 24. Безразмерный коэффициент нагрузки сегмента Φ_P

$h_m = \alpha x_m$ и уравнение (11) принимает вид,

$$\frac{dp}{dx} = \frac{6\mu U}{\alpha^2} \cdot \frac{x - x_m}{x^3}. \quad (52)$$

$1/212^\circ$

Интегрирование этого уравнения, предварительно преобразованного в полярных координатах, дает при $\alpha = \text{const}$ и при $\mu = \text{const}$ выражение несущей силы одного сегмента

$$P_1 = \frac{\mu U B L^2}{h_1^2} \Phi_P \kappa \Gamma, \quad (53)$$

где μ — динамическая вязкость смазывающей жидкости при t_{cp} слоя в $\kappa \Gamma \cdot \text{сек} / \text{м}^2$; U — окружная скорость на приведенном радиусе R_{np} , вычисляемом по формуле (37), в $\text{м} / \text{сек}$; $B = r_2 - r_1$; L — длина сегмента по окружности радиуса R_{np} в м ; h_1 — минимальная толщина смазочного слоя в м ; в предварительных расчетах $h_1 \geq 20 \text{ мк} = 20 \cdot 10^{-6} \text{ м}$; Φ_P — безразмерный коэффициент, определяемый с учетом радиального истечения по рис. 24.

Для всего подшипника $P = P_1 z$, где z — число сегментов.

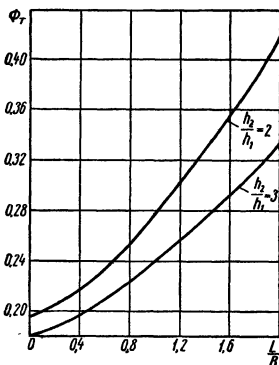


Рис. 25. Безразмерный коэффициент сопротивления вращению Φ_T

Момент сил трения на пяте

$$M_T = \sqrt{P_1 \mu U B} z R_{np} \Phi_T \kappa \Gamma \text{м}, \quad (54)$$

где Φ_T — безразмерный коэффициент — по рис. 25.

Секундный расход смазки (без учета истечения в радиальном

направлении под действием центробежных сил)

$$Q = \sqrt{\frac{\mu UB}{P_1}} \cdot UBLz\Phi_Q \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (55)$$

где Φ_Q — безразмерный коэффициент — по рис. 26, остальные обозначения — как в формуле (53).

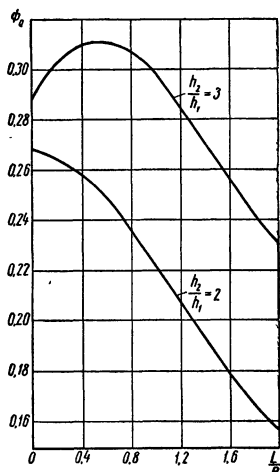


Рис. 26. Безразмерный коэффициент расхода смазки Φ_Q

При проектировании подшипников принимают $r_2 \approx (1,5 \div 2) r_1$; $L \approx (0,5 \div 1,6) B$; оптимальное значение угла $\alpha \approx (1,4 \div 1,5) \frac{h_1}{L}$.

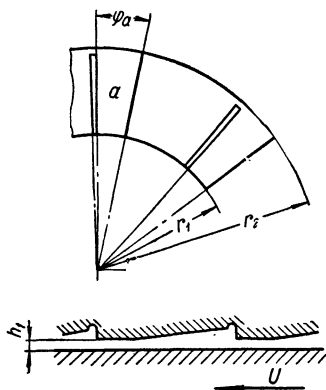


Рис. 27. Сегмент с участком α , лежащим в плоскости, перпендикулярной к оси вала

Так как в начале расчета температура и вязкость смазывающей жидкости еще не известны, то расчет приходится выполнять методом последовательных приближений (см. стр. 346).

Для подшипников с неподвижными сегментами, имеющими плоские участки a (рис. 27), следует учитывать дополнительную величину момента трения на этих участках с постоянной толщиной смазочного слоя:

$$M_a = \Phi_a z \frac{\mu \omega}{4h_1} (r_2^4 - r_1^4), \quad (56)$$

где Φ_a — центральный угол, охватывающий плоский участок.

УПОРНЫЕ ПОДШИПНИКИ С САМОУСТАНОВЛИВАЮЩИМИСЯ СЕГМЕНТАМИ

Рабочие элементы, воспринимающие осевую нагрузку в таких подшипниках, выполнены в виде колодок или сегментов, шарнирно связанных с общей базой. При вращении

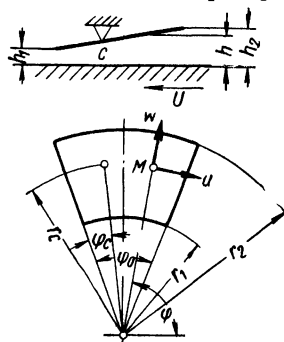


Рис. 28. Схема самоустановки сегмента

пять эти сегменты автоматически устанавливаются в наиболее выгодное положение.

В упорных подшипниках этого типа сегменты устанавливают на упругом кольце с целью выравнивания нагрузки; шарнирные опоры, позволяющие сегментам занимать оптимальное положение в потоке смазки, несколько смещены от средней линии; расчетная схема сегмента с обозначением основных размеров дана на рис. 28.

12. Значения безразмерных коэффициентов

 $\Phi_P, \Phi_T, \Phi_Q, \Phi_{Qm}, \phi_1$ и ϕ_2 [7]

Централь- ный угол Φ_0 в град	Отношение $\frac{r_2}{r_1}$				Централь- ный угол Φ_0 в град	Отношение $\frac{r_2}{r_1}$			
	1,7	2,0	2,5	3,0		1,7	2,0	2,5	3,0
Безразмерный коэффициент нагруженности Φ_P					Безразмерный коэффициент полного расхода смазки Φ_Q				
20	0,152	0,332	0,888	1,878	20	0,76	1,18	2,01	3,03
30	0,113	0,262	0,744	1,620	30	0,81	1,24	2,10	3,11
40	0,090	0,219	0,636	1,415	40	0,84	1,28	2,16	3,21
50	0,068	0,176	0,531	1,206	50	0,86	1,33	2,25	3,35
Безразмерный коэффициент сопротивления Φ_T					Безразмерный коэффициент среднего расхода смазки Φ_{Q_m}				
20	1,35	2,76	7,04	14,80	20	0,66	1,035	1,805	2,745
30	1,33	2,73	6,97	14,68	30	0,68	1,06	1,84	2,76
40	1,32	2,71	6,92	14,58	40	0,69	1,08	1,86	2,80
50	1,31	2,69	6,86	14,47	50	0,69	1,09	1,89	2,85
$\frac{r_2}{r_1}$	1,7		2,0		2,5		3,0		
Φ_0	ϑ_1	ϑ_2	ϑ_1	ϑ_2	ϑ_1	ϑ_2	ϑ_1	ϑ_2	
20	1,36	—	1,58	—	1,88	—	2,30	—	
30	1,39	0,397	1,58	0,386	1,91	0,367	2,28	0,340	
40	1,385	0,415	1,58	0,42	1,90	0,425	2,25	0,430	
50	1,38	0,387	1,57	0,37	1,90	0,358	2,23	0,337	

Для определения несущей силы P_1 одного сегмента служит уравнение Рейбольдса, для решения которого принимаются те же допущения, что и при расчете упорных подшипников с неподвижными сегментами, за исключением постоянства угла наклона. Интегрирование этого уравнения приводит к выражению несущей силы одного сегмента [4, 7]

$$P_1 = \frac{\mu \omega r_1^4}{h_1^3} \Phi_0 \Phi_P, \quad (57)$$

где размеры r_1, h_1, Φ_0 указаны на рис. 28, а Φ_P — безразмерный коэффициент, значения которого приведены в табл. 12 в зависимости от величины угла Φ_0 и отношения $\frac{r_2}{r_1}$.

Внутренний радиус r_1 определяя конструктивно в зависимости от диаметра вала. Центральный угол сегмента

$$\Phi_0 = \frac{2\pi}{z} k \text{ рад},$$

где $z \approx 6 \div 12$ — число сегментов, а k — коэффициент, учитывающий просветы между сегментами; средние значения $k = 0,70 \div 0,85$. Опти-

мальное отношение $\frac{r_2}{r_1} \approx 1,7 \div 2,5$.

Ширина сегмента B может быть определена из условия ограничения среднего удельного давления p при неподвижной пяте: площадь одного сегмента должна удовлетворять условию

$$F = \frac{B}{r_1} \left(1 + \frac{B}{2r_1} \right) \Phi_0 r_1^2 \geq \frac{P_1}{[p]}. \quad (58)$$

В выполненных конструкциях упорных подшипников для турбин $\frac{B}{L} \approx 0,6 \div 1,5$, где L — размер сегмента по дуге окружности приведенного радиуса

$$R_{np} = \frac{2}{3} \cdot \frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2^2 - r_1^2}. \quad (59)$$

Чтобы было обеспечено жидкостное трение, минимальная толщина h_1

смазочного слоя, определяемая по уравнению (57), должна удовлетворять условию

$$h_1 \geq f_{\max} + 0,01 \text{ мм}, \quad (60)$$

где f_{\max} — наибольший прогиб упорного кольца. В случае плоского кольца, заземленного по окружности

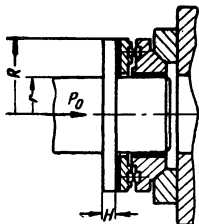


Рис. 29. Схема продольного разреза упорного подшипника

радиуса r и имеющего наружный радиус R (рис. 29), прогиб

$$f_{\max} = k_1 \frac{P_c R^4}{E H^3}; \quad (61)$$

здесь $P_c = \frac{P}{\pi(R^2 - r^2)}$ — среднее удельное давление на упорном кольце; $P = P_1 z$ — суммарная нагрузка на все сегменты; E — модуль продольной упругости; H — толщина кольца, определяемая из расчета пластины на изгиб:

$$H \geq R \sqrt{\frac{k_2 P_c}{[\sigma]_u}}; \quad (62)$$

k_1 и k_2 — безразмерные коэффициенты, значения которых в зависимости от отношения $\frac{r}{R}$ следующие:

при $\frac{r}{R}$	0,3	0,4	0,5
k_1	0,309	0,171	0,0834
k_2	2,462	1,636	1,041
при $\frac{r}{R}$	0,6	0,7	
k_1	0,0336	0,0106	
k_2	0,618	0,325	

Момент сил трения на пяте, отнесенный к одному сегменту,

$$M_{T1} = \frac{\mu \omega r_1^4 \Phi_0}{h_1} \Phi_T, \quad (63)$$

где Φ_T — безразмерный коэффициент — по табл. 12.

Для всей пяты

$$M_T = M_{T1} \cdot z. \quad (64)$$

Расход смазки в тангенциальном и радиальном направлениях, отнесенный к одному сегменту

$$Q_1 = h_1 \omega r_1^3 \Phi_Q, \quad (65)$$

где Φ_Q — безразмерный коэффициент истечения — по табл. 12.

При тепловом расчете подшипника, в случае теплоотвода только смазкой, принимают во внимание уменьшенное значение расхода

$$Q_m = h_1 \omega r_1^3 \Phi_{Qm}. \quad (66)$$

Соответствующее повышение температуры смазывающей жидкости при прохождении ее через зазор между пятой и сегментом

$$\Delta t = \frac{M_T \omega}{427 c \gamma Q_m}. \quad (67)$$

Значения коэффициента Φ_{Qm} — в табл. 12.

При установившемся движении центр давления находится в точке C (рис. 28) с координатами

$$r_c = \vartheta_1 r_1 \text{ и } \varphi_c = \vartheta_2 \varphi_0, \quad (68)$$

где ϑ_1 и ϑ_2 — безразмерные коэффициенты — по табл. 12.

Пример. Рассчитать упорный подшипник для нагрузки $P = 10\,000 \text{ кг}$ при пусковом режиме $n = 240 \text{ об/мин}$, т. е. $\omega = 25,1 \text{ сек}^{-1}$; смазка — маслом турбинным 46, средняя температура смазочного слоя в рабочей зоне $t_{cp} = 40^\circ$; диаметр вала на участке, где напрессовано упорное кольцо, $d = 124 \text{ мм}$.

Решение. Принимаем число сегментов $z = 8$; внутренний радиус сегментов выбираем в соответствии с заданным значением d ; с учетом толщины ступицы диска и зазора между сегментом и ступицей принимаем $r_1 = 80 \text{ мм}$.

Нагрузка на один сегмент

$$P_1 = \frac{P}{z} = \frac{10\,000}{8} = 1250 \text{ кг}.$$

Принимая коэффициент, учитывающий просветы между сегментами, $k = 0,8$, вычисляем центральный угол сегмента

$$\Phi_0 = \frac{2\pi k}{z} = \frac{2\pi \cdot 0,8}{8} = 0,628 \text{ рад} = 36^\circ.$$

Задаемся отношением $\frac{r_2}{r_1} = 2$; тогда $r_2 = 2r_1 = 160 \text{ мм}$ и ширина сегмента $B = r_2 - r_1 = 160 - 80 = 80 \text{ мм} = 8 \text{ см}$. Площадь одного сегмента по формуле (58):

$$F = \frac{B}{r_1} \left(1 + \frac{B}{2r_1} \right) \Phi_0 r_1^2 = \frac{8}{8} \left(1 + \frac{8}{2 \cdot 8} \right) 0,628 \cdot 8^2 \approx 60 \text{ см}^2.$$

Среднее удельное давление

$$p_c = \frac{P_1}{F} = \frac{1250}{60} = 20,8 \text{ кг/см}^2;$$

такое давление вполне приемлемо для турбинного подшипника.

В качестве материала сегмента можно выбрать бронзу с заливной баббитом Б16. Для проверки минимальной толщины смазочного слоя $h_{\min} = h_1$ с помощью соотношения (57), находим предварительно значение безразмерного коэффициента нагруженности Φ_P ; по табл. 12 при $\frac{r_2}{r_1} = 2$, $\Phi_0 = 36^\circ$ $\Phi_P = 0,24$; тогда из (57)

$$h_1 = r_1^2 \sqrt{\frac{\mu \Phi_0 \Phi_P}{P_1}} = 8^2 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{7,8 \cdot 10^{-8} \cdot 25 \cdot 1,0 \cdot 0,628 \cdot 0,24}{1250}} = 31 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 31 \text{ мк}.$$

Здесь динамическая вязкость $\mu = 7,8 \times 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{сек/м}^2$ определена при $t = 40^\circ \text{С}$. Для проверки условия жидкостного трения, т. е. выражения (60), надо определить f_{\max} по формуле (61), предварительно вычислив толщину H упорного кольца по формуле (62).

Примем наружный радиус кольца $R = r_2 = 16 \text{ см}$; внутренний радиус $r = r_1 = 8 \text{ см}$; отношение $\frac{r}{R} = \frac{8}{16} = 0,5$; в табл. на стр. 358 находим $k_1 = 0,171$; $k_2 = 1,636$;

$$H = R \sqrt{\frac{k_2 p_c}{[\sigma]_u}} = 16 \sqrt{\frac{1,636 \cdot 14,8}{600}} = 3,2 \text{ см} = 32 \text{ мм}.$$

Здесь принято $[\sigma]_u = 600 \text{ кг/см}^2$ для стали Ст. 6 и среднее давление на кольцо

$$p_c = \frac{P}{\pi(R^2 - r^2)} = \frac{10000}{\pi(16^2 - 8^2)} = 14,8 \text{ кг/см}^2.$$

Примем $H = 40 \text{ мм}$; тогда

$$f_{\max} = k_1 \frac{p_c R^4}{E H^3} = 0,171 \frac{14,8 \cdot 16^4}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 4^3} = 12 \cdot 10^{-4} \text{ см} = 12 \text{ мк}.$$

Условие (60) $h_1 \geq f_{\max} + 10 \text{ мк} = 22 \text{ мк}$ выполнено, так как выше было получено $h_1 = 31 \text{ мк}$.

В табл. 12 находим для $\Phi_0 = 36^\circ$ безразмерный коэффициент $\Phi_T = 2,72$. Момент трения, отнесенный к одному сегменту, — по формуле (63):

$$M_{T1} = \frac{\mu \omega r_1^4 \Phi_0}{h_1} \Phi_T = \frac{7,8 \cdot 10^{-8} \cdot 25 \cdot 1,84 \cdot 10^{-8} \cdot 0,628 \cdot 2,72}{31 \cdot 10^{-6}} = 0,39 \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

Средний расход смазки, принимаемый во внимание при тепловом расчете, — по формуле (66) при значении $\Phi_{Qm} = 1,07$ по табл. 12:

$$Q_m = h_1 \omega r_1^2 \Phi_{Qm} = 31 \cdot 10^{-6} \cdot 25 \cdot 1,8^2 \cdot 10^{-4} \times 1,07 \approx 5,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{сек} = 5,3 \cdot 10^{-8} \text{ дм}^3/\text{сек}$$

на один сегмент.

Принимая с $\gamma = 0,41 \text{ ккал/дм}^3 \cdot \text{град}$, находим повышение температуры масла на выходе из зазора; по формуле (67)

$$\Delta t = \frac{M_{T1} \omega}{427 c \gamma Q_m} = \frac{0,39 \cdot 25 \cdot 1}{427 \cdot 0,41 \cdot 5,3 \cdot 10^{-8}} = 10,2^\circ \text{С};$$

температура на выходе

$$t_2 = t_{cp} + \frac{\Delta t}{2} = 40 + \frac{10,2}{2} = 45,1^\circ \text{С};$$

на входе

$$t_1 = t_{cp} - \frac{\Delta t}{2} = 40 - \frac{10,2}{2} = 34,9^\circ \text{С}.$$

Суммарный расход смазки $Q = Q_{12}$; где Q_1 — по формуле (65); при значении $\Phi_Q = 1,26$ по табл. 12

$$Q = h_1 \omega r_1^2 \Phi_Q = 31 \cdot 10^{-6} \cdot 25 \cdot 1,8^2 \cdot 10^{-4} \cdot 8 \times 1,26 = 50,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{сек} = 50,1 \cdot 10^{-8} \text{ дм}^3/\text{сек}.$$

Координаты точки с (центра давления) по формулам (68) при значениях коэффициентов $\Phi_1 = 1,58$ и $\Phi_2 = 0,41$ по табл. 12:

$$r_c = \Phi_1 r_1 = 1,58 \cdot 80 = 126,4 \text{ мм}$$

$$\text{и } \Phi_c = \Phi_2 \Phi_0 = 0,41 \cdot 0,628 = 0,257 \text{ рад} = 14,8^\circ.$$

Если для рассчитываемого упорного подшипника средняя температура смазочного слоя не задана и может колебаться в некоторых пределах, обычно порядка $10-20^\circ \text{С}$, то расчет приходится выполнять методом последовательных приближений.

т. е. задаваться рядом значений $t_{ср}$, рассчитывать для каждого из них величины P , Q , M_T , h , и пр. и проверять выполнение условия (60); при этом значения t_2 и t_1 не должны выходить за пределы, допускаемые по условиям эксплуатации. То

значение $t_{ср}$, при котором эти требования удовлетворяются, и будет искомым. Аналогично решаются задачи, связанные с выбором оптимальной вязкости смазывающей жидкости или оптимального значения наименьшей толщины смазочного слоя.

ЛИТЕРАТУРА И ИСТОЧНИКИ

1. Алексеев А. Е. Конструкция электрических машин. М., Госэнергоиздат, 1958.
2. Гидродинамическая теория смазки. Сборник под ред. Л. С. Лейбензона. М., ГТТИ, 1934.
3. Коровчинский М. В. Теоретические основы работы подшипников скольжения. М., Машгиз, 1959.
4. Чернавский С. А. Подшипники скольжения. М., Машгиз, 1963.
5. Соколов Ю. Н. Шпиндельные подшипники скольжения прецизионных

станков. «Станки и инструмент», 1963, № 3.

6. Шейнберг С. А. Газовая смазка подшипников скольжения. «Трение и износ в машинах». Сб. VIII. Изд. АН СССР, 1953.

7. Яновский М. И. Конструирование и расчет на прочность деталей паровых турбин. Изд. АН СССР, 1947.

8. Rohs H. G. Die Optimierung hydrostatischer Lager. «Ind.-Anz.», 1962, № 46.

9. Vogelpohl G. Betriebsichere Gleitlager. Berlin, Springer-Verlag, 1958.

ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

КЛАССИФИКАЦИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

По действию воспринимаемой нагрузки подшипники качения разделяются на следующие виды:

Радиальные подшипники — воспринимающие в основном радиальную нагрузку. Некоторые разновидности этих подшипников способны воспринимать и осевую нагрузку ограниченной величины.

Упорные подшипники — воспринимающие осевую нагрузку.

Радиально-упорные подшипники — воспринимающие комбинированные нагрузки, состоящие из радиальных и осевых нагрузок.

По форме тел качения подшипники делятся на *шариковые* и *роlikовые*, последние — с роliками: а) цилиндрическими короткими, длинными и игольчатыми; б) коническими; в) сферической формы (симметричными и асимметричными) и г) витыми.

По количеству рядов тел качения в подшипнике они разделяются на *однорядные*, *двухрядные* и *четырёхрядные*, а по способности самоустанавливаться, т. е. компенсировать перекосы посадочных мест и деформации (изгиб) вала, — на *самоустанавливающиеся* (сферические) и *несамоустанавливающиеся*.

ОСНОВНЫЕ ТИПЫ ПОДШИПНИКОВ

Шариковые радиальные однорядные подшипники. На рис. 1 представлена наиболее распространенная конструкция подшипника этого типа. Подшипник состоит из внутреннего 1 и наружного 2 колец с желобами для качения шариков, комплекта шариков 3 и сепаратора 4, предназна-

ченного для удерживания шариков на определенном расстоянии друг от друга и исключающего взаимное их трение. На рис. 2 представлены также широко распространенные модификации основной конструкции.

Подшипник а имеет на наружном кольце канавку для установочной шайбы; последняя делает излишним

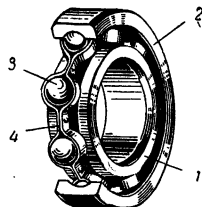


Рис. 1. Основная конструкция радиального однорядного шарикоподшипника (тип 00000, ГОСТ 8338—57*)

запечник в корпусе — месте установки подшипника — и существенно облегчает этим обработку корпуса.

Подшипник б имеет защитную стальную шайбу, что позволяет при наличии сравнительно чистой окружающей среды отказаться от уплотняющих устройств в узле и этим снизить габариты и трудоемкость изготовления узла.

Подшипник в имеет две защитные шайбы. Смазку закладывают в него на подшипниковом заводе, и срок службы его зависит от срока службы смазки; поэтому для узлов, в которых требуется длительная работа подшипника, эта конструкция, несмотря на ее технологические преимущества, не рекомендуется.

Подшипники г и д аналогичны соответственно подшипникам б и в,

но их защитные шайбы облицованы резиной, что повышает герметичность подшипников.

Подшипник *е* имеет замок на наружном кольце; это позволяет увеличить количество шариков в подшипнике и этим повысить его грузоподъемность, но такой подшипник может воспринимать только односторонние осевые нагрузки.

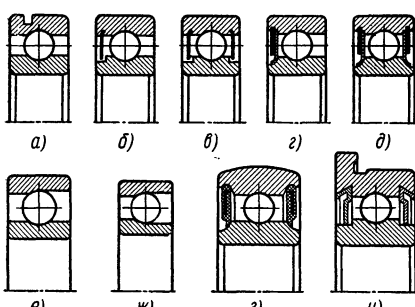


Рис. 2. Модификации радиального однорядного шарикоподшипника: а — с канавкой для установочной шайбы (тип 50000, ГОСТ 2893—54); б — с защитной стальной шайбой (тип 60000, ГОСТ 7242—54); в — с двумя защитными стальными шайбами (тип 80000, ГОСТ 7242—54); г — с защитной шайбой, облицованной резиной (тип 160000, ГОСТ 8832—58); д — с двумя защитными шайбами, облицованными резиной (тип 180000, ГОСТ 8832—58); е — с замком на наружном кольце; ж — бессепараторный с канавкой для вставления шариков; з — самоустанавливающийся; и — с упорным бортом на наружном кольце и двумя защитными шайбами

Подшипник *ж* — без сепаратора с полным заполнением шариками; он имеет специальные канавки на обоих кольцах для вставления последних шариков. Подшипник — повышенной радиальной грузоподъемности, но вследствие «встречного трения» шариков не способен работать на высоких числах оборотов и из-за канавок для ввода шариков не может воспринимать осевых нагрузок.

Подшипник *з* имеет наружное кольцо со сферической поверхностью и поэтому при установке компенсирует несоосность посадочных мест (самоустанавливается). Во время работы, вследствие значительного трения сферической поверхности о посадочную

поверхность корпуса, способность самоустанавливаться теряется.

Подшипник *и* имеет на наружном кольце борт, который делает ненужным упорный борт в корпусе изделия. Однако этот подшипник сложен в изготовлении и применяется в случаях, когда нельзя использовать подшипник типа 50000 (рис. 2, а).

Этими подшипниками типаж однорядных шарикоподшипников не исчерпывается. Существуют подшипники, представляющие собой комбинации вышеописанных типов и имеющие дополнительные отличия.

Радиальные однорядные шарикоподшипники (типа 00000) воспринимают, наряду с радиальными, и осевые нагрузки до 70% от неиспользованной радиальной грузоподъемности, могут работать при высоких числах оборотов, когда упорные подшипники неработоспособны. Предельные значения этих чисел оборотов зависят от конструкции и материала сепаратора, от системы и режима смазки и от точности изготовления подшипника.

Сепараторы шариковых радиальных однорядных подшипников (рис. 3). От конструкции и тщательности изготовления сепаратора нередко зависит надежность работы подшипника, особенно при высоких угловых скоростях. Действующие на сепаратор нагрузки резко возрастают при перекосе одного кольца подшипника относительно другого. Поэтому для надежной работы подшипника необходима строгая соосность посадочных поверхностей.

На рис. 3, а — д показаны различные конструкции сепараторов. Широко распространен змейковый сепаратор (рис. 3, а), состоящий из двух половин, скрепленных заклепками. Сепаратор с отогнутыми «усиками» (рис. 3, б) позволяет легко автоматизировать процесс сборки подшипников, но не может быть рекомендован для подшипников, работающих на высоких скоростях, вследствие отгибания усиков под действием центробежных сил. Для работы на высоких скоростях наиболее подходят массивные сепараторы (рис. 3, в — д), изготавливаемые из латуни, бронзы,

дюраля и т. д. или из пластмасс. Эти сепараторы также состоят из двух частей, соединенных заклепками.

Змейковые сепараторы центрируются шариками, массивные — одним из колец подшипника, предпочтительно — наружным: уменьшается барботаж смазки, более надежно смазывание трущихся поверхностей

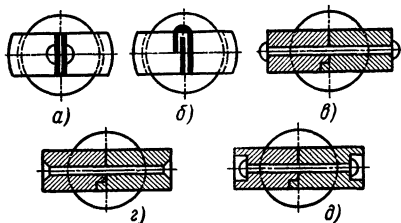


Рис. 3. Конструкции сепараторов: а — змейковый; б — с отогнутыми усиками; в — массивный клепаемый; г и д — массивные клепаемые с потайными головками

сепаратора о шлифованные (желательно полированные) бортики колец, материал сепаратора испытывает сжимающие усилия, во время работы происходит самобалансирование сепаратора. Однако при таком способе центрирования момент трогания с места несколько возрастает, поэтому для приборных чувствительных подшипников нередко применяют все же центрирование по внутреннему кольцу.

При высоких оборотах наилучшими показали себя массивные сепараторы, центрируемые (для средних и больших подшипников) по наружному кольцу. Наивысшие показатели по скорости достигнуты подшипниками при интенсивной струйной смазке малой вязкости. В этих случаях допустимо значение $d_{ср} \cdot n = 2 \cdot 10^6$ и выше; здесь n — число оборотов в минуту подшипника; $d_{ср} = \frac{D + d}{2}$ —

средний диаметр подшипника в мм, а D и d — соответственно наружный и внутренний диаметры подшипника в мм.

При проектировании машин следует ориентироваться в первую очередь на применение радиальных однорядных шарикоподшипников пред-

почтительно типа 00000, имея в виду их невысокую стоимость, способность воспринимать комбинированные нагрузки и сравнительную простоту монтажа.

Шариковые радиальные двухрядные сферические подшипники воспринимают радиальные и небольшие осевые нагрузки. Их радиальная грузоподъемность ниже грузоподъемности одногабаритных радиальных однорядных шарикоподшипников, но при качательных движениях они работают лучше. Основное преимущество сферических шарикоподшипников — их способность самоустанавливаться, благодаря чему они допускают довольно значительную несоосность посадочных поверхностей (перекосы до $2-3^\circ$). При установке в опоре двух таких подшипников или монтаже вала на трех и более подшипниках способность их самоустанавливаться теряется.

В связи с пониженной радиальной и низкой осевой грузоподъемностью, а также с возросшей точностью обработки валов и корпусов применение сферических шарикоподшипников во вновь проектируемых машинах снижается.

Сферические подшипники изготавливаются с цилиндрическими (рис. 4, а) и с коническими (рис. 4, б)

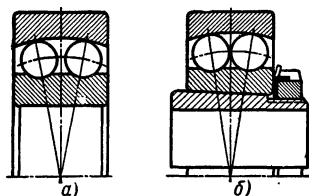


Рис. 4. Шарикоподшипники радиальные двухрядные сферические (самоустанавливающиеся): а — с цилиндрическим отверстием (тип 1000, ГОСТ 5720—51); б — с коническим отверстием (конусность $1/12$), закрепительной втулкой, чашкой и стопорной шайбой (тип 11000, ГОСТ 8545—57)

отверстиями внутреннего кольца. Последние могут иметь закрепительную втулку, гайку и стопорную шайбу (рис. 4, б), которые позволяют устанавливать подшипники на гладких валах, не имеющих заплечиков.

Шарикоподшипники радиально-упорные (рис. 5) воспринимают радиальные, осевые и комбинированные нагрузки. Способность воспринимать осевые нагрузки зависит от угла контакта, т. е. угла между линией

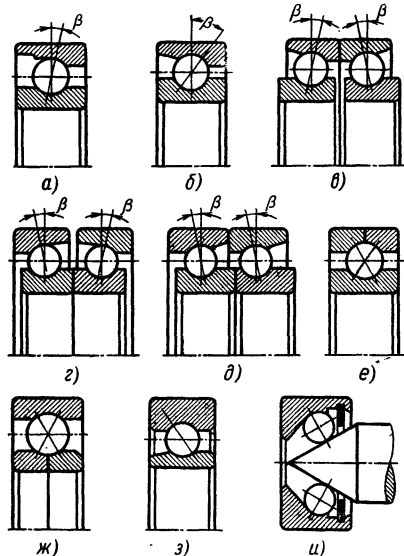


Рис. 5. Шарикоподшипники радиально-упорные: а — разборные «магнетные», тип 6000, ГОСТ 831—62*; б — тип 36000, 46000, 66000, ГОСТ 831—62*; в — двойные (показаны в свободном состоянии, т. е. до монтажа), тип 236000, 246000, 266000, ГОСТ 832—66; г — то же, тип 336000, 346000, 366000, ГОСТ 832—66; д — то же, тип 436000, 446000, 466000, ГОСТ 832—66; е — с разъемным наружным кольцом, тип 116000, ГОСТ 8995—59; ж — с разъемным внутренним кольцом, тип 176000, ГОСТ 8995—59; з — с утоненным внутренним кольцом; и — миниатюрные

действия нагрузки на шарик и плоскостью, перпендикулярной к оси подшипника:

Тип подшипника	36 000	46 000	66 000
	236 000	246 000	266 000
	336 000	346 000	366 000

Номинальный угол контакта β в град. . . 12 26 36
Осевая грузоподъемность в % от неиспользованной радиальной нагрузки . . . До 70 До 150 До 200

С увеличением угла контакта возрастает осевая грузоподъемность, но радиальная снижается, также сни-

жается способность подшипника работать при высоких скоростях.

Для восприятия очень больших осевых нагрузок подшипники могут быть установлены по два, по три и более в опоре по схеме тендем.

Подшипники типа 6000 (рис. 5, а) — разборные, и монтаж наружных и внутренних колец с телами качения производится раздельно.

Подшипники типа 36000, 46000 и 66000 (рис. 5, б) имеют на наружных кольцах «замок», предупреждающий их раскомплектование. Так как величина этого замка невелика, то подшипники 36000, 46000, 66000, как и подшипники типа 6000, могут воспринимать только одностороннюю осевую нагрузку; поэтому они, как правило, устанавливаются парно.

Подшипники по рис. 5, в, г, е, ж способны воспринимать реверсивную осевую нагрузку. Сдвоенные подшипники (рис. 5, в, г, д) специально подбираются на заводе-изготовителе; это обеспечивает равномерное распределение нагрузки между составляющими подшипниками. Сдвоенные подшипники по рис. 5, в обеспечивают более жесткую фиксацию вала, чем сдвоенные подшипники по рис. 5, г.

Радиально-упорные шарикоподшипники с одним разъемным (разрезным) кольцом (рис. 5, е, ж), точно фиксируя вал в осевом направлении, позволяют создать компактные узлы.

Сепараторы радиально-упорных шарикоподшипников могут быть штампованные или массивные целые. Центрирование сепараторов штампованных производится, как правило, по шарикам, а массивных — по кольцу, причем для средних и больших размеров предпочтительно (как и у радиальных подшипников) центрирование по наружному кольцу.

Для снижения окружной скорости в высокооборотных узлах применяют подшипники с утоненным внутренним кольцом (рис. 5, з) или даже без внутреннего кольца; в последнем случае дорожки качения для шариков выполняются непосредственно на валу, имеющем соответствующую твердость (HRC 60—63).

Миниатюрные подшипники (рис. 5, и) с наружным диаметром от 1 мм, применяемые в приборостроении, выпускаются без сепаратора.

Шарикоподшипники упорные (рис. 6) воспринимают только осевые нагрузки: одинарные — в одном направлении, двойные — в обоих. Допускаемые для этих подшипников

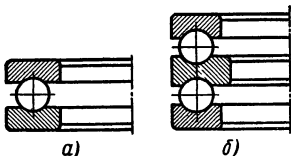


Рис. 6. Упорные шарикоподшипники: а — одинарный, тип 8000, ГОСТ 6874—54*; б — двойной, тип 38000, ГОСТ 7872—56

скорости весьма ограничены (вследствие гироскопического эффекта шариков); поэтому применять их в высокоскоростных узлах, особенно при горизонтальном расположении вала, не рекомендуется. В этих случаях устанавливают радиальные однорядные шарикоподшипники, а если осевые нагрузки велики, то радиально-упорные подшипники по одному, по два и более, скомплектованные по типу «тенде».

Установка радиальных и даже радиально-упорных подшипников вместо упорных, обладающих высокой

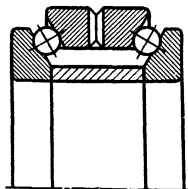


Рис. 7. Упорно-радиальный шарикоподшипник

осевой жесткостью, не всегда обеспечивает должную точность вращения. Поэтому в высокоточных скоростных узлах (например, в опорах шпинделей металлорежущих станков) начали применять упорно-радиальные подшипники (рис. 7).

Упорные подшипники находят применение в тихоходных редукторах, шпинделях и вращающихся центрах металлорежущих станков, домкрат-

тах, кранах, задвижках, поворотных устройствах и др.

Роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами (рис. 8) предназначены для восприятия радиальных нагрузок, некоторые из них (рис. 8, б, г, д, е, ж, з) могут воспринимать также кратковременные осевые нагрузки, фиксируя вал в осевом направлении. Эти подшипники требуют строгой соосности посадочных поверхностей; в противном

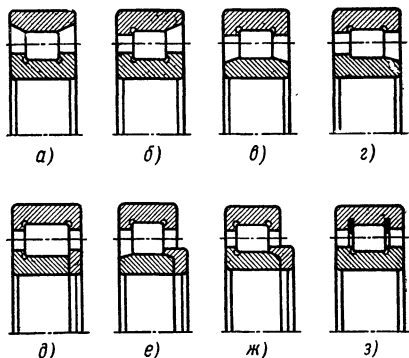


Рис. 8. Роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами радиальные однорядные, ГОСТ 8328—57; а — без бортов на наружном кольце, тип 2000; б — с односторонним наружным кольцом, тип 12000; в — без бортов на внутреннем кольце, тип 32000; г — с односторонним внутренним кольцом, тип 42000; д — то же и с плоским упорным кольцом, тип 92000; е — без бортов на внутреннем кольце и с фасонным упорным кольцом, тип 52000; ж — с односторонним внутренним кольцом и с фасонным упорным кольцом, тип 62000; з — неразъемный, с двумя заборными шайбами, тип 102000

случае возрастают кромочные давления роликов на дорожках качения, и срок службы подшипников резко сокращается. С целью уменьшения кромочных давлений применяют ролики с выпуклой образующей поверхностью (ролики с бомбной) или, что менее желательно, со скосами, либо роликовой дорожке придают выпуклый профиль.

Выбор типа роликоподшипника (рис. 8) определяется конструкцией подшипникового узла и условиями монтажа и демонтажа. Широко используются двухрядные подшипники

(рис. 9) с шахматным расположением роликов. Они обладают повышенной жесткостью в радиальном направлении, а конусность отверстия внутреннего кольца (рис. 9, б) позволяет при монтаже создать оптимальные

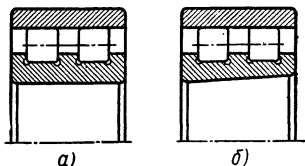


Рис. 9. Роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами радиальные, ГОСТ 7634—56: а — с цилиндрическим отверстием; б — с коническим отверстием (конусность 1 : 12)

минимальные радиальные зазоры, что весьма существенно для прецизионных узлов.

Существует также довольно много нестандартных конструкций, в том числе разъемные роликоподшипники (см. например, рис. 10).

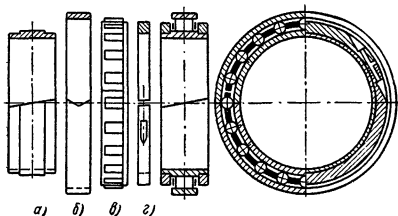


Рис. 10. Разъемный роликоподшипник: а — внутреннее кольцо из двух половин, имеющее косой стык; б — наружное кольцо из двух половин с V-образным стыком; в — сепаратор из двух половин; г — разъемные зажимные кольца с болтами

На рис. 11 показана крестовидная роликовая цепь. Звенья ее изготовлены из листовой стали, длина ролика на 0,2 мм меньше его диаметра. Применяют также цепи с параллельным расположением осей роликов. Кольцами роликовой цепи обычно являются детали узла.

Долговечность роликовых цепей в основном лимитируется твердостью и чистотой обработки поверхностей, по которым катятся ролики. Опти-

мальная твердость — HRC 60—63. Роликовые цепи используются как для прямолинейного (например, в на-

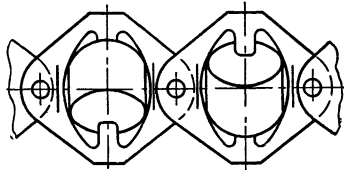


Рис. 11. Роликовая цепь

правляющих столов металлорежущих станков), так и для кругового движения.

Роликоподшипники радиальные сферические (рис. 12) имеют большую радиальную грузоподъемность, способны компенсировать довольно значительную несоосность и прогибы вала и воспринимать комбинированную нагрузку. Осевая грузоподъемность составляет 25% от неиспользованной допустимой радиальной нагрузки. Применять эти подшипники для чисто осевой нагрузки не рекомендуется — в этом случае работает один ряд роликов, и грузоподъемность подшипника полностью не используется.

Подшипники этого типа фиксируют вал в осевом направлении в обе стороны. При установке в опоре

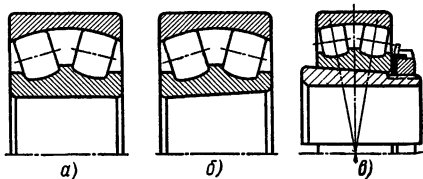


Рис. 12. Роликоподшипники радиальные двухрядные самоустанавливающиеся: а — с цилиндрическим отверстием, тип 3000, ГОСТ 5721—57; б — с коническим отверстием (конусность $1/12$), тип 113000, ГОСТ 5721—57; в — на закрепительной втулке, тип 13000, ГОСТ 8545—57

двух подшипников их способность самоустанавливаться утрачивается.

Сферические подшипники обычно устанавливают в опорах длинных валов, где возможны значительные прогибы, и в отдельных корпусах,

смонтированных на отдельных плитах.

Подшипники на закрепительных втулках (рис. 12, а) монтируют на гладких многоопорных валах, не имеющих запячков, подшипники с коническим отверстием (рис. 12, б) и на закрепительно-стяжных втулках — в концевых опорах валов и осей.

Сферические роликоподшипники применяют в буксах железнодорожного подвижного состава, в опорах мощных вентиляторов, дымососов, эксгауэров, лесопильных рам, лебедок, грохотов, вибраторов, редукторов и других машин, где нагрузки велики и несоосность посадочных поверхностей неизбежна.

Роликоподшипники игольчатые (рис. 13) имеют минимальные радиальные размеры, большую радиальную грузоподъемность; осевые нагрузки воспринимать не могут; весьма чувствительны к прогибам и к несоосности посадочных поверхностей.

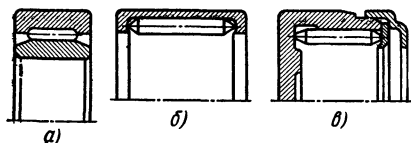


Рис. 13. Роликоподшипники игольчатые радиальные однорядные: а — комплектные, тип 74000, ГОСТ 4657—62; б — с одним наружным штампованным кольцом со сквозным отверстием, тип 940, ГОСТ 4060—60; в — с одним наружным глухим кольцом и штампованной крышкой, тип 804000

Допустимые скорости вращения игольчатых подшипников ниже, чем обычных роликоподшипников, но они хорошо работают в условиях качания одного из колец, даже при малой амплитуде и высокой частоте качания.

В узлах с чрезвычайно ограниченными габаритами устанавливают свободные иглы, иглы, заключенные в сепаратор. В этом случае поверхности вала и корпуса должны иметь твердость $HRC \geq 60$.

Игольчатые ролики могут иметь сферические или конические концы.

Игольчатые подшипники применяют для поршневых и шатунных пальцев, в опорах кривошипно-шатунных и кулисных механизмов, карданах и коробках передач автомашин, в сергах рессор и т. д.

Роликоподшипники с витыми роликами (рис. 14) воспринимают только радиальные нагрузки, вращая вал в осевом направлении, и могут работать лишь при невысоких скоростях вращения. Они в ~ 2 раза ниже по грузоподъемности подшипников с обычными роликами, но менее чувствительны к ударным нагрузкам и к загрязнению.

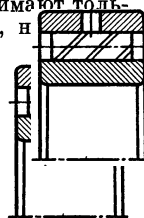


Рис. 14. Роликоподшипник с витыми роликами радиальный однорядный, тип 5000, ОСТ 26005

Подшипники с витыми роликами используют в тихоходных узлах, например, в ролягангах прокатных станов, в узлах сельскохозяйственных машин, в неотвественных узлах тракторов, в опорах трансмиссионных валов. Вследствие сравнительно низкой грузоподъемности и неспособности работать при высоких числах оборотов применение подшипников с витыми роликами сокращается.

Конические роликоподшипники (рис. 15) воспринимают радиальные и осевые нагрузки. Осевая грузоподъемность зависит от угла конуса наружного кольца: с увеличением этого угла за счет радиальной возрастает осевая грузоподъемность.

Примерные значения осевой грузоподъемности:

Тип подшипника	7 000, 67 000	27 000	77 000, 97 000
Осевая грузоподъемность неиспользованной радиальной нагрузки	$\leq 70\% \leq 150\% \leq 40\%$		

Однорядные конические роликоподшипники следует для фиксации вала устанавливать парно; при монтаже и в процессе эксплуатации они требуют тщательной регулировки осевых зазоров — игры. Необходимо избегать как очень малых, так и очень больших зазоров, которые могут привести к чрезмерному повышению

температуры и даже разрушению подшипника.

Эти подшипники широко применяются, например, в колесах автомобилей, вагонок, кранов, в катках гусеничных тракторов, в зубчатых и

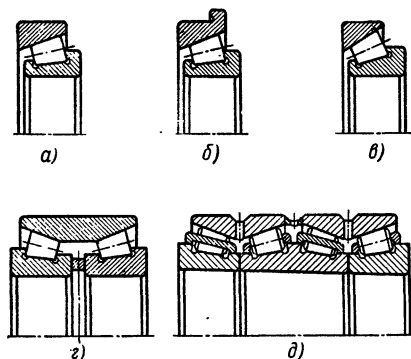


Рис. 15. Роликоподшипники с коническими роликами, радиально-упорные: а — однорядный, тип 7000, ГОСТ 333-59; б — то же с упорным бортом на наружном кольце, тип 67000, ГОСТ 3169-46; в — то же с большим углом конуса, тип 27000, ГОСТ 7260-54; г — двухрядный, тип 97000, ГОСТ 6364-68; д — четырехрядный, тип 77000, ГОСТ 8419-57

червячных редукторах, в коробках передач и скоростей, в опорах шпинделей станков.

Двух- и четырехрядные конические роликоподшипники фиксируют вал в обе стороны, при монтаже не требуют регулировки; зазоры, увеличивающиеся в процессе эксплуатации, уменьшают путем подшлифовки дистанционных колец.

Двухрядные подшипники применяют в рольгангах прокатных станков, мощных редукторах, шестеренчатых клетях и других тяжелонагруженных узлах, четырехрядные — в опорах валков прокатных станков и других узлах с очень большими радиальными нагрузками.

Монтаж и демонтаж двух- и четырехрядных подшипников на вал с натягом могут быть существенно облегчены при применении внутренних колец с коническим отверстием и монтажа и демонтажа с помощью масла под давлением («гидрораспор»).

Упорные роликоподшипники (рис. 16) воспринимают большие осевые нагрузки, но могут работать лишь при ограниченных угловых скоростях. Подшипник по рис. 16, в одновременно с осевыми нагрузками способен воспринимать и радиальные, допускает значительные перекосы и прогибы вала и превосходит другие упорные роликоподшипники по своим скоростным возможностям.

Области применения упорных роликоподшипников: вертлюги в оборудовании нефтедобывающей промышленности, нажимные устройства прокатных станков, глобоидальные червячные редукторы и др.

Комбинированные подшипники качения. Возросшие требования к подшипникам в части долговечности, грузоподъемности, чувствительности (уменьшение потерь на трение) и др. заставляют применять также нестандартные, комбинированные подшипники качения; некоторые из них показаны на рис. 17.

Многорядные роликоподшипники (рис. 17, а) и шарикоподшипниковые блоки (рис. 17, б) из трех, четырех и большего числа одновременно работающих рядов шариков существенно повышают динамическую грузоподъемность опор; так, например, при двух, трех и четырех рядах роликов

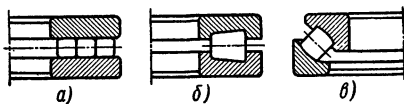


Рис. 16. Роликоподшипники упорные: а — с цилиндрическими роликами, тип 90000; б — с коническими роликами, тип 19000, ГОСТ 5380-50; в — со сфероконическими роликами, тип 39000, ГОСТ 9942-62

грузоподъемность роликоподшипников увеличивается соответственно в 1,7, в 2,3 и в 2,9 раза. Статическая грузоподъемность возрастает прямо пропорционально числу рядов.

Применение комбинированного роликоподшипника по рис. 17, в позволяет дифференцировать нагрузку таким образом, что радиальную или осевую нагрузку воспринимает та часть подшипника, которая наиболее

приспособлена для нее. Такая дифференциация, естественно, повышает грузоподъемность опоры.

Снижение потерь на трение в 10—15 раз обеспечивает комбинированный шарикоподшипник по рис. 17, *г*,

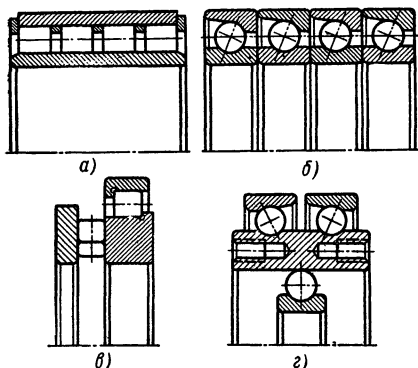


Рис. 17. Комбинированные подшипники качения: *а* — роликподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами, четырехрядный; *б* — подшипниковый блок из четырех радиально-упорных шарикоподшипников; *в* — радиально-упорный роликподшипник; *г* — двойной шарикоподшипник с принудительным вращением среднего кольца

состоящий из двух радиально-упорных шарикоподшипников и одного радиального, не имеющего желоба на своем наружном кольце (т. е. среднем кольце подшипника). Среднее кольцо получает здесь принудительное вращение, что способствует снижению потерь на трение.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Условные обозначения подшипников качения (ГОСТ 3189—46) предназначаются для: маркировки их, указаний на чертежах и в спецификациях, использования в документации заказов, поставок, учета и отчетности, применения в технической литературе.

Условное обозначение состоит из основного — цифрового и в необходимых случаях — дополнительного цифрового и буквенного (табл. 1—3).

1. Значения цифр в условном обозначении

Место цифр в основном условном обозначении, считая справа налево	Значение цифр
1 и 2	Условное обозначение диаметра вала (внутреннего диаметра подшипника <i>d</i>)
3 и 7	Серия подшипника
4	Тип подшипника
5 и 6	Конструктивные особенности

2. Обозначение внутреннего диаметра

Внутренний диаметр в мм	Условное обозначение <i>d</i>
От 1 до 9	Первая цифра — фактический размер <i>d</i> в мм *
10	00
12	01
15	02
17	03
От 20 до 495	Частное от деления <i>d</i> в мм на 5
495 и выше	Знаменатель дробного обозначения — действительный размер <i>d</i> в мм

* На втором месте серия, на третьем — цифра 0

Обозначение типа подшипника (4-я цифра справа в условном обозначении):

0 — радиальный шариковый; 1 — радиальный шариковый сферический; 2 — радиальный с короткими цилиндрическими роликами; 3 — радиальный роликовый сферический; 4 — радиальный роликовый с длинными цилиндрическими роликами или игольчатый; 5 — радиальный роликовый с витыми роликами; 6 — радиально-упорный шариковый; 7 — роликовый конический; 8 — упорный шариковый; 9 — упорный роликовый.

Обозначение класса точности подшипника указывается одной или двумя буквами впереди номера подшипника следующим образом:

3. Обозначение

Серии		Сверхлегкие											
Характеристика по диаметру		8					9						
Характеристика по ширине		Узкая	Нормальная	Широкая	Особо широкие		Узкая	Нормальная	Широкая	Особо широкие			
Обозначение серии	3-я цифра справа	8	8	8	8	8	9	9	9	9	9	9	9
	7-я цифра справа	7	1	2	3	4	7	1	2	3	4	5	6
Примеры обозначения серий		7000800	1000800		3007800		7000900	1000900			4032900		

Примечания: 1. Цифры «5» и «6», отмеченные звездочкой, характеризуют серию 2. Серии подшипников с внутренним диаметром до 9 мм включительно указываются

нормальный — Н; повышенный — П; высокий — В; особовысокий — А; сверхвысокий — С; промежуточные — ВП, АВ, СА.

Подшипники нормального класса буквой (Н) не клеймятся, за исключением особых случаев.

В условном обозначении подшипника наряду с основными знаками могут быть и дополнительные, характеризующие изменение металла деталей подшипника, изменение конструкции и специальные технические требования к нему. Эти знаки наносят влево и вправо от основного обозначения. Знаки, расположенные влево, означают, что подшипник изготовлен по специальным требованиям в части радиальных зазоров или момента трения. Радиальный зазор условно обозначается цифрой (номером дополнительного ряда), проставляемой перед буквой, характеризующей класс точности; в этом случае нор-

мальный класс должен быть обозначен на подшипнике буквой Н. Особые требования в части момента трения обозначаются цифрой (номером ряда), проставляемой на втором месте слева перед обозначением класса точности подшипника; в этом случае на первом месте, если нет особых требований к радиальным зазорам, проставляется буква М.

Дополнительные знаки (буквы), расположенные вправо от основного условного обозначения, имеют следующие значения:

все детали подшипника или часть деталей из нержавеющей стали — Ю; кольца и тела качения или только кольца из цементируемой стали — Х; детали подшипников из теплоустойчивых сталей — Р; сепаратор массивный из черных металлов — Г; сепаратор из безоловянной бронзы — Б; сепаратор из алюминиевого сплава — Д; сепаратор из латуни — Л.

серии подшипника

Особо легкие												Легкая				Средняя				Тяжелая		Неопределенные		Ненормальные диаметры		Мелкогабаритные	
1								7				2 или 5 *				3 или 6 *				4		7	8	9	0		
Узкая	Нормальная	Широкая	Особо широкие					Узкая	Нормальная	Широкая	Особо широкая	Узкая	Нормальная	Широкая	Особо широкая	Узкая	Нормальная	Широкая	Особо широкая	Узкая	Широкая	Неопределенные		Разные			
1	1	1	1	1	1	1	7	7	7	7	7	2	2	5	2	3	3	6	3	4	4	7	8	9	0		
7	0	2	3	4	5	6	7	1	2	3	0	1	0	3	0	1	0	3	0	0	2	0	0	0	0		
7000100	100	2007100	3003100	4854100			7002700	1007700		3003700	200		3500	3056200	300		3600	3056300	400	2086400	700	800	900		1000		

по диаметру и ширине.

на втором месте соответственно обозначенных серий данной таблицы.

сепаратор из пластических материалов — Е; подшипники (кольца, тела качения) из редко применяемых материалов (стекло, керамика, пластмассы и т. д.) — Я; роликоподшипники с комбинированными роликами — М; конструктивные изменения деталей подшипников — К; специальные требования к подшипнику по шуму — Ш; дополнительные технические требования к чистоте обработки поверхностей деталей, к радиальному зазору (если он не по нормали) и осевой игре и т. д.; покрытия — свинцевание, анодирование, кадмирование и т. п. — У; подшипники закрытого типа при заполнении специальной смазкой — С; специальные требования к температуре отпуска деталей, твердости и механическим свойствам — Т; детали подшипников из стали ШХ со специальными присадками (ванадий, кобальт и др.) — Э.

При пользовании этими обозначениями нужно иметь в виду, что при наличии нескольких признаков, отличающих данный подшипник от основной конструкции и требующих обозначения дополнительными знаками, последние назначаются по основному (доминирующему) признаку. Остальные знаки представляются в виде порядкового номера при знаке основного (доминирующего) признака.

Признаки располагаются в следующем порядке: 1) изменение металла колец и тел качения (знаки Ю, Х, Р, Я); 2) изменение материала сепаратора (знаки Г, Б, Д, Л, Е); 3) изменение конструкции и размеров деталей (знак К); 4) специальные технические требования (знак У).

Каждый признак является доминирующим в отношении к последующему.

Эти условные знаки не распространяются на подшипники, отличительные признаки которых составляют особенность основной конструкции.

Нормальные габаритные размеры подшипников регламентированы ГОСТом 3478—68.

Этот ГОСТ устанавливает габаритные размеры следующих подшипников:

а) радиальных и радиально-упорных шарико- и роликоподшипников,

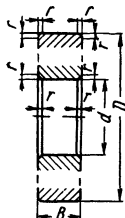


Рис. 18

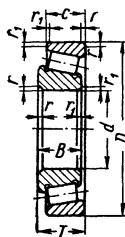


Рис. 19

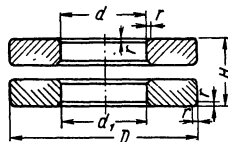


Рис. 20

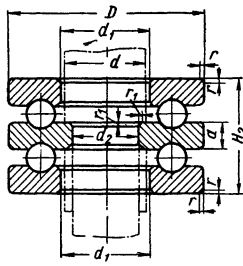


Рис. 21

размерные серии которых характеризуются сочетанием внутреннего диаметра d , наружного диаметра D и шириной B (рис. 18); для конических роликоподшипников вместо ширины B регламентирована монтажная высота T (рис. 19);

б) упорных шарико- и роликоподшипников, размерные серии которых характеризуются сочетанием внутреннего диаметра d , наружного диаметра D и высотой H и H_2 (рис. 20 и 21).

Внутренние кольца радиальных или радиально-упорных подшипников могут иметь коническое отверстие с конусностью 1 : 12; при этом наименьший диаметр конуса в плоскости торца кольца должен соответствовать

внутреннему диаметру d подшипника с цилиндрическим отверстием.

Для радиальных и радиально-упорных подшипников установлено семь диаметральных серий:

сверхлегкие (диаметры 8 и 9); особо легкие (диаметры 1 и 7); легкие (диаметр 2); средние (диаметр 3); тяжелые (диаметр 4).

Каждая диаметральная серия состоит из нескольких серий ширин (узкие, нормальные, широкие и особо широкие). Узкие и нормальные серии ширин предназначаются для однорядных подшипников, а широкие и особо широкие серии — для двухрядных и многорядных шарико- и роликоподшипников.

ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ

Основными причинами выбраковки подшипников в процессе эксплуатации являются: усталостное выкрашивание на рабочих поверхностях деталей; истирание основных деталей до величины, препятствующей дальнейшей работе подшипника; чрезмерное смятие рабочих поверхностей; задиры и изломы. Однако общепринятый в настоящее время метод расчета, по которому производится выбор подшипников, основан на учете усталостного износа и отчасти на учете смятия рабочих поверхностей, так как предполагается, что проведение соответствующих мероприятий (например, установка более эффективных уплотняющих устройств) может исключить не связанные с усталостным износом виды разрушения подшипников качения, а усталостный износ неизбежен вследствие кристаллической структуры стали.

Характерные виды усталостного износа показаны на рис. 22—24.

Для выбора типа и размеров подшипника необходимо знать следующее:

а) Величину и направление действующей нагрузки (радиальная, осевая, комбинированная); под радиальной нагрузкой понимается нагрузка, направленная перпендикулярно к оси вала, под осевой — нагрузка, направленная вдоль оси вала, и под комбинированной — нагрузка,

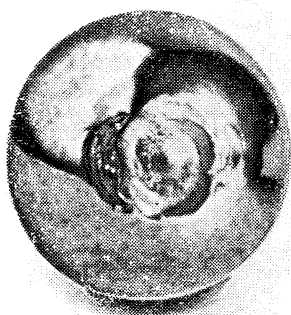


Рис. 22. Усталостное выкрашивание на шарике

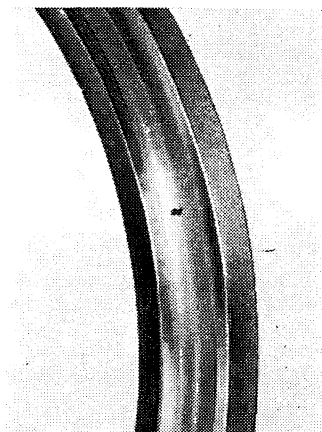
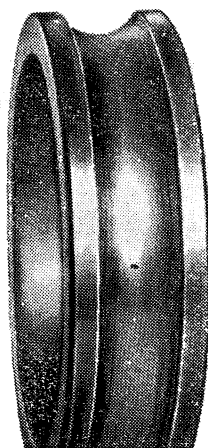
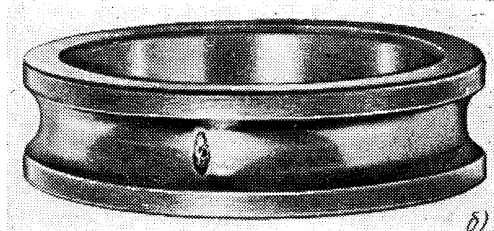


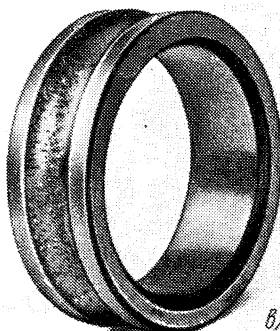
Рис. 23. Усталостное выкрашивание на поверхности качения наружного кольца шарикоподшипника



а)



б)



в)

Рис. 24. Процесс усталостного выкрашивания на желобе внутреннего кольца радиального однорядного шарикоподшипника: а — начало выкрашивания; б — образование раковины; в — выкрашивание по всей периферии кольца

состоящая из радиальной и осевой нагрузок. б) Характер нагрузки (постоянная, переменная, ударная). в) Число оборотов вращающегося кольца подшипника. г) Состояние окружающей среды (температура, влажность, запыленность, кислотность и пр.). д) Требования к подшипнику, обусловленные конструкцией узла машины или механизма и эксплуатационными условиями (необходимость самоустанавливаемости подшипника с целью компенсации перекосов вала или корпуса, обеспечения перемещения вала в осевом направлении, целесообразность монтажа подшипника непосредственно на валу, на закрепительной или закрепительно-стяжной втулке, требования к габаритам узла, к жесткости, к точности вращения и т. д.). е) Необходимая долговечность (желаемый срок службы в часах). ж) Приемлемая стоимость подшипника. Стоимость подшипника нужно учитывать во всех случаях, и поэтому отдавать предпочтение шарикоподшипникам по сравнению с роликоподшипниками, подшипникам нормального класса по сравнению с подшипниками повышенных и высоких классов точности, применять для узлов, не требующих точного вращения, подшипники класса О или НО (ТУ 4027, ВНИИП).

С целью удешевления и создания более компактных машин и механизмов не следует задаваться чрезмерно большим сроком службы (долговечностью).

Следует помнить, что фактическая долговечность подшипников качения отличается от расчетной вследствие «рассеивания долговечности», причем средняя долговечность подшипников выше расчетной в $\sim 4-5$ раз. Такое большое рассеивание долговечности наблюдается не только у подшипников качения, но и во всех случаях, когда детали выходят из строя по причине усталостного разрушения.

Выбор подшипников рекомендуется проводить в следующем порядке: а) исходя из условий эксплуатации и конструкции конкретного подшипникового узла, намечают тип подшипника; б) определяют размеры

подшипника в зависимости от действующих нагрузок, числа оборотов и требуемого срока службы.

Для определения размеров подшипника поступают следующим образом: а) исходя из действующих радиальных и осевых нагрузок, учитывая кинематику и динамику работы подшипника, вычисляют приведенную нагрузку*; б) учитывая приведенную нагрузку, число оборотов подшипника и требуемый срок службы, определяют коэффициент работоспособности; в) по найденному коэффициенту работоспособности выбирают определенный подшипник и находят его габаритные размеры.

Расчет долговечности подшипника. Под расчетной долговечностью шарико- и роликоподшипников понимается выраженное в рабочих часах время, в течение которого не менее 90% подшипников данной группы должны проработать при одинаковых условиях без появления признаков усталости металла.

Долговечность конкретного подшипника зависит от величины и направления нагрузки, числа оборотов, коэффициента работоспособности и ряда других факторов, влияние которых на долговечность указано ниже.

Расчетная долговечность h , приведенная нагрузка Q , число оборотов в минуту n и коэффициент работоспособности C связаны зависимостью

$$C = Q(nh)^{0,3}. \quad (1)$$

Формула (1) справедлива при $n > 10$ об/мин, но не превышающем предельного числа оборотов для данного подшипника; при $n = 1 \div 10$ об/мин коэффициент C подсчитывается как для 10 об/мин, при $n < 1$ об/мин действующая нагрузка рассматри-

* Под приведенной нагрузкой понимается такая постоянная радиальная (а для упорных подшипников — постоянная осевая) нагрузка, которая, будучи приложена к подшипнику при вращении внутреннего кольца и при неподвижном наружном кольце, дала бы ту же самую долговечность, которую будет иметь подшипник в действительных условиях нагружения и вращения.

вается как статическая и при выборе подшипника сравнивается с допускаемой статической нагрузкой для конкретного подшипника. Значения $(nh)^{0,3}$ приведены в табл. 4, а значения C и $Q_{ст}$ — на рис. 25—28.

Приведенная нагрузка Q учитывает как характер и направление действующих нагрузок, так и особенности кинематики и температуру узла.

Для радиальных подшипников приведенная нагрузка определяется по формуле

$$Q = (RK_{\kappa} + mA) K_{\sigma} K_T \kappa G; \quad (2)$$

для радиально-упорных подшипников

$$Q = [RK_{\kappa} + m(A - S)] K_{\sigma} K_T \kappa G; \quad (3)$$

для упорных подшипников

$$Q = AK_{\sigma} K_T \kappa G. \quad (4)$$

Значения величин, входящих в формулы (2) — (4): R — радиальная нагрузка в κG ; A — осевая нагрузка в κG ; S — осевая сила (реакция), возникающая в радиально-упорном подшипнике от радиальной нагрузки (см. табл. 11), в κG ; m — коэффициент, учитывающий неодинаковое влияние радиальных и осевых нагрузок на срок службы подшипника (табл. 5); K_{σ} — коэффициент, учитывающий влияние характера нагрузки на срок службы подшипника (табл. 6); K_T — коэффициент, учитывающий влияние температурного режима работы узла машины или механизма (табл. 7) на срок службы подшипника; K_{κ} — коэффициент, учитывающий зависимость срока службы подшипника от того, какое кольцо вращается относительно вектора нагрузки (табл. 8).

Выбор радиальных шарико- и роликоподшипников производится по формуле

$$C = (RK_{\kappa} + mA) K_{\sigma} K_T (nh)^{0,3}, \quad (5)$$

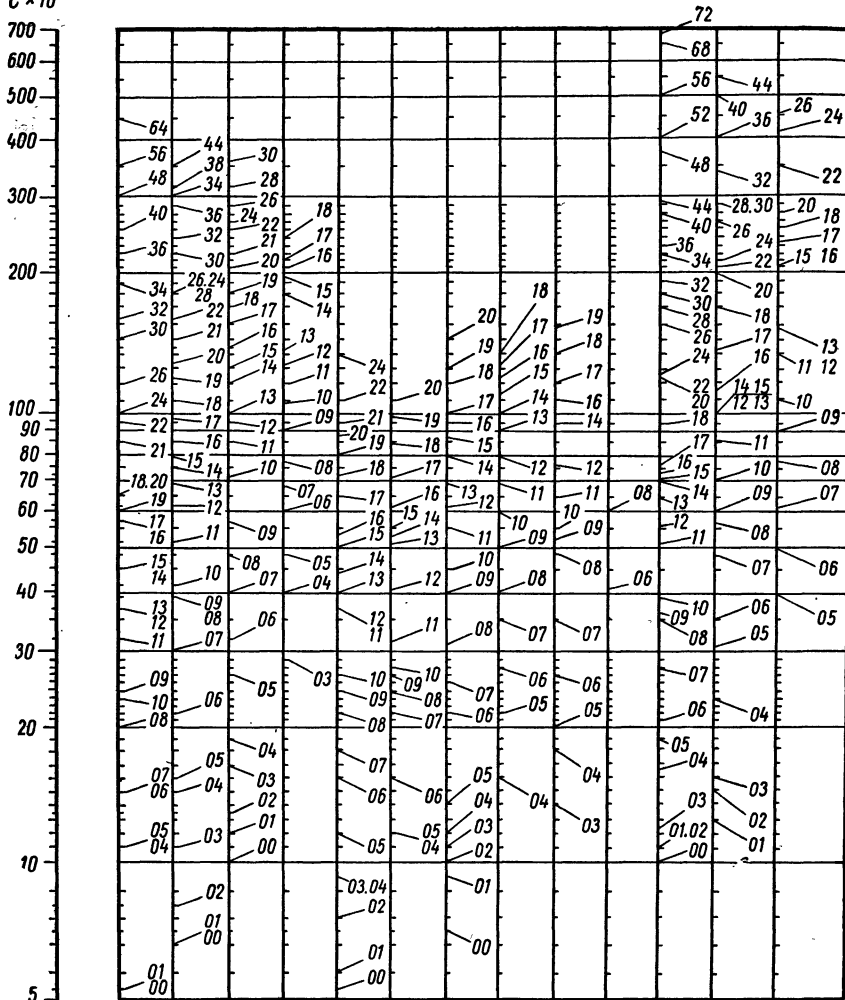
полученной путем объединения равенств (1) и (2).

При выборе роликоподшипников с короткими цилиндрическими роликами расчет следует вести, исходя только из радиальной нагрузки, по формуле

$$C = RK_{\kappa} K_{\sigma} K_T (nh)^{0,3}. \quad (6)$$

4. Значения $(nh)^{0,3}$

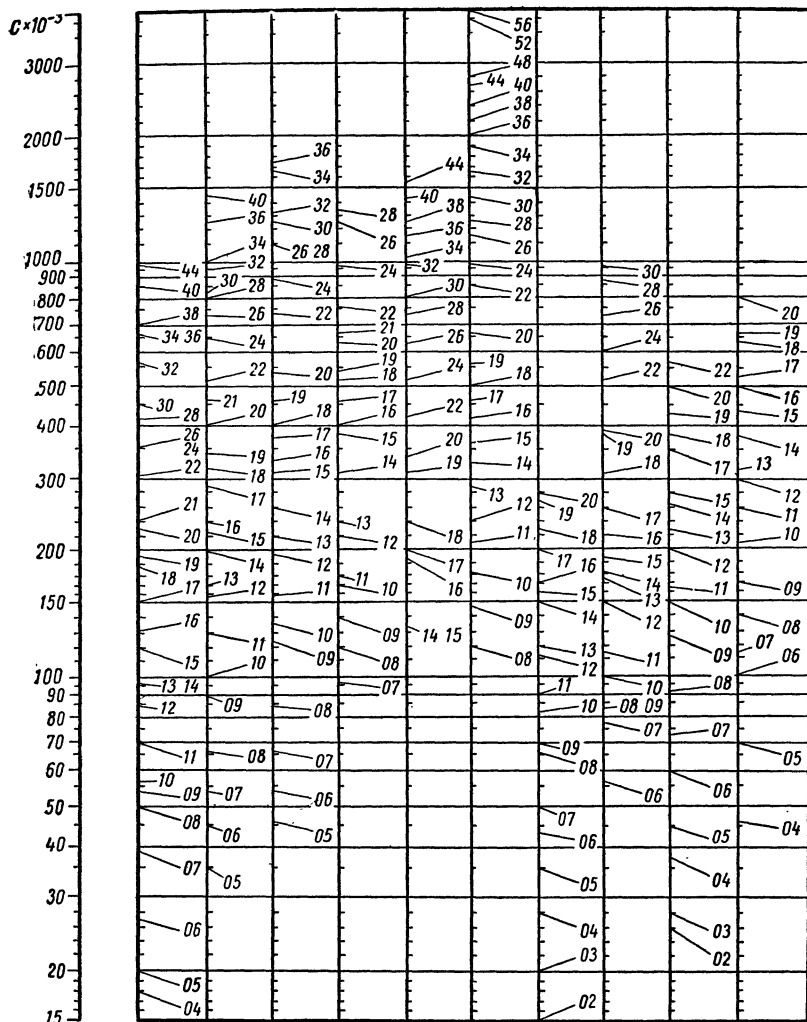
h в ч	n в об/мин															
	10	25	40	63	100	160	250	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500
100	8,0	12,0	13,8	16,0	18,2	21,0	24,0	27,5	29,5	32,0	34,0	36,3	39,0	41,7	44,7	47,5
160	9,2	13,0	14,8	17,0	19,5	22,4	25,7	29,5	31,0	33,0	35,0	37,5	40,0	42,5	45,0	47,5
200	10,0	14,0	16,0	18,0	20,0	23,0	26,0	30,0	32,0	34,0	36,0	38,0	41,0	43,0	45,0	47,5
320	11,2	15,0	17,0	19,0	21,0	24,0	27,0	31,0	33,0	35,0	37,0	39,0	42,0	44,0	46,0	48,0
400	12,0	16,0	18,0	20,0	22,0	25,0	28,0	32,0	34,0	36,0	38,0	40,0	43,0	45,0	47,0	49,0
500	13,0	17,0	19,0	21,0	23,0	26,0	29,0	33,0	35,0	37,0	39,0	41,0	44,0	46,0	48,0	50,0
630	14,0	18,0	20,0	22,0	24,0	27,0	30,0	34,0	36,0	38,0	40,0	42,0	45,0	47,0	49,0	51,0
800	14,8	19,0	21,0	23,0	25,0	28,0	31,0	35,0	37,0	39,0	41,0	43,0	46,0	48,0	50,0	52,0
1000	16,0	20,0	22,0	24,0	26,0	29,0	32,0	36,0	38,0	40,0	42,0	44,0	47,0	49,0	51,0	53,0
1250	17,0	21,0	23,0	25,0	27,0	30,0	33,0	37,0	39,0	41,0	43,0	45,0	48,0	50,0	52,0	54,0
1600	18,2	22,0	24,0	26,0	28,0	31,0	34,0	38,0	40,0	42,0	44,0	46,0	49,0	51,0	53,0	55,0
2000	19,5	23,0	25,0	27,0	29,0	32,0	35,0	39,0	41,0	43,0	45,0	47,0	50,0	52,0	54,0	56,0
2500	21,0	24,0	26,0	28,0	30,0	33,0	36,0	40,0	42,0	44,0	46,0	48,0	51,0	53,0	55,0	57,0
3200	22,4	25,0	27,0	29,0	31,0	34,0	37,0	41,0	43,0	45,0	47,0	49,0	52,0	54,0	56,0	58,0
4000	24,0	26,0	28,0	30,0	32,0	35,0	38,0	42,0	44,0	46,0	48,0	50,0	53,0	55,0	57,0	59,0
5000	25,7	27,0	29,0	31,0	33,0	36,0	39,0	43,0	45,0	47,0	49,0	51,0	54,0	56,0	58,0	60,0
6300	27,5	29,0	31,0	33,0	35,0	38,0	41,0	45,0	47,0	49,0	51,0	53,0	56,0	58,0	60,0	62,0
8000	29,5	31,0	33,0	35,0	37,0	40,0	43,0	47,0	49,0	51,0	53,0	55,0	58,0	60,0	62,0	64,0
10000	32,0	34,0	36,0	38,0	40,0	43,0	46,0	50,0	52,0	54,0	56,0	58,0	61,0	63,0	65,0	67,0

$C \times 10^{-3}$


По вертикали - последняя цифра условного обозначения

Тип, серия	1	2	3	4	12	15	13	16	362	363	81	82	83
Эскиз													
Радиальные									Радиально-упорные		Упорные		
Шарикоподшипники													

Рис. 25. Коэффициенты работоспособности C стандартных шарикоподшипников






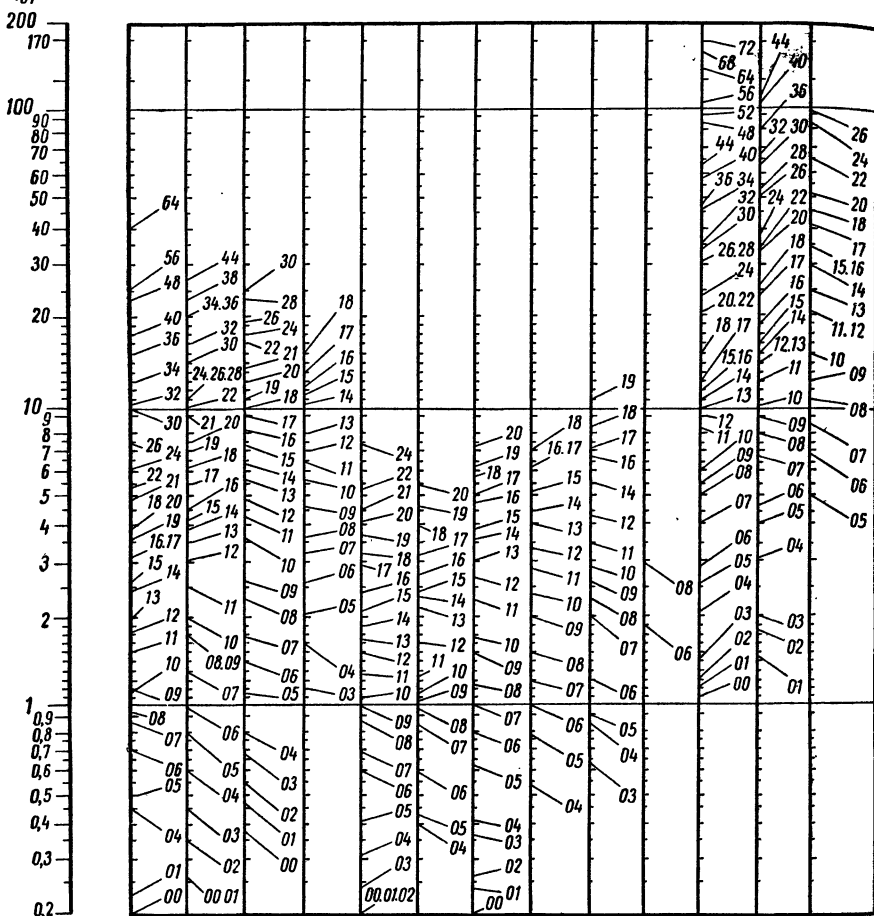
Тип, серия	22	23	26	24	35	36	72	75	73	76
Эскиз										
Радиальные							Радиально-упорные			
Роликоподшипники										

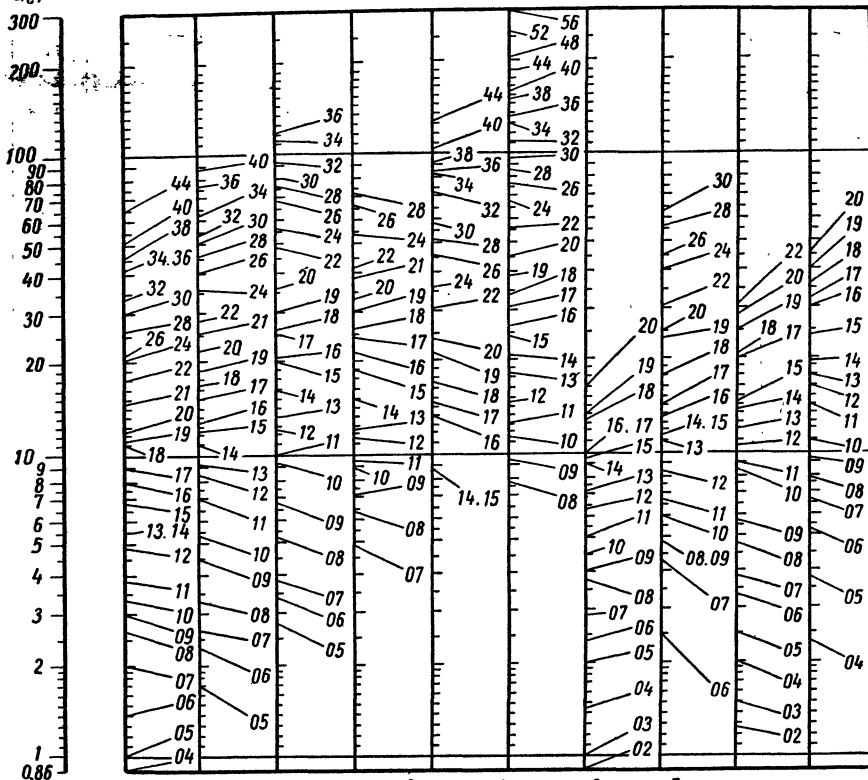
Рис. 26. Коэффициенты работоспособности C стандартных роликоподшипников
13 Детали машин, т. 1

$Q_{ст} \times 10^{-3} \text{ кг}$ 

По вертикали - последняя цифра условного обозначения

Тип, серия	1	2	3	4	12	15	13	16	362	363	81	82	83
Эскиз													
Радиальные									Радиально-упорные		Упорные		
Шарикоподшипники													

Рис. 27. Статическая грузоподъемность $Q_{ст}$ стандартных шарикоподшипников

$Q_{ст} \times 10^{-3} \text{ кг}$ 

По вертикали — последняя цифра условного обозначения




Тип, серия	22	23	26	24	35	36	72	75	73	76
Эскиз										
Р а д и а л ь н ы е							Р а д и а л ь н о - у п о р н ы е			
Р о л и к о п о д ш и п н и к и										

Рис. 28. Статическая грузоподъемность $Q_{ст}$ стандартных роликоподшипников

Некоторые конструкции подшипников этого типа способны воспринимать осевые нагрузки.

Осевая грузоподъемность роликоподшипников радиальных с короткими цилиндрическими роликами. Под-

шипники, имеющие бортики на наружных или внутренних кольцах (серий 12000, 42000, 92000, 52000 и 62000), способны воспринимать осевые нагрузки, однако сравнительно небольшой величины.

5. Значения коэффициента m

Тип подшипника	Обозначение типа и серии подшипника	<i>m</i>
Шарикоподшипники радиальные однорядные	100, 200, 300 и 400	1,5*
Шарикоподшипники радиальные сферические легкой серии	1200, 11200, 111200; внутренний диаметр в мм: до 17 20—40 45 и выше	2,5 3,5 4,5
То же средней серии	1300, 11300, 111300; внутренний диаметр в мм: до 30 35 и выше	3 4
То же широких серий	1500, 1600, 11500, 11600, 111500, 111600	2,5
Роликоподшипники радиальные сферические легкой серии	3500, 13500, 113500	4,5
То же средней серии	3600, 13600, 113600	3,5
Шарикоподшипники радиально-упорные однорядные	6000 36000 46000 66000	2 1,5 0,7 0,5
Роликоподшипники конические	7100, 7200, 7500 7300, 7600 27000	1,5 1,8 0,7

* Коэффициент *m* зависит от отношения *R/A*:

при <i>R/A</i>	≈ 0	< 1	≈ 2	> 2
табличное значение <i>m</i> умножается на	1,35	1,25	1,15	1,0

При *R/A* > 5 осевую нагрузку на радиальные однорядные и радиально-упорные шарикоподшипники, а также конические роликоподшипники можно не учитывать.

6. Примерные значения коэффициента K_6

Характер нагрузки на подшипник	K_6	Примеры применения
Спокойная нагрузка; толчки отсутствуют	1,0	Ролики ленточных транспортеров и конвейеров
Легкие толчки. Кратковременные перегрузки до 125% от нормальной (расчетной) нагрузки	1,0—1,2	Зубчатые передачи со шлифованными зубьями, металлорежущие станки (кроме строгальных и долбежных); натяжные ролики, блоки; электродвигатели малой и средней мощности; небольшие вентиляторы и воздуходувки

Продолжение табл. 6

Характер нагрузки на подшипник	K_6	Примеры применения
Умеренные толчки. Вибрация нагрузки. Кратковременная перегрузка до 150% от нормальной (расчетной) нагрузки	1,3—1,5	Рельсовый подвижной состав; зубчатые передачи с обработанными зубьями; редукторы
То же	1,5—1,8	Центрифуги; мощные электрические машины; машины, к которым предъявляются требования большой надежности в работе
Нагрузки со значительными толчками и вибрацией. Кратковременные перегрузки до 200% от нормальной (расчетной) нагрузки	1,8—2,5	Зубчатые передачи с необработанными зубьями; дробильные машины; копры; кривошипно-шатунные передачи; валки прокатных станов; мощные вентиляторы; эксгаустеры
Нагрузки с сильными ударами и кратковременные перегрузки до 300% от нормальной (расчетной) нагрузки	2,5—3,0	Тяжелые ковочные машины; лесопильные рамы; рабочие рольганги у крупносортовых станов, блюмингов, слябингов

7. Значения температурного фактора K_T

Рабочая температура в °C	K_T
150	1,03
170	1,10
200	1,25
250	1,40

8. Значения коэффициента K_κ

Какое кольцо вращается относительно вектора нагрузки	K_κ
Внутреннее	1
Наружное: для сферических подшипников	1
для прочих подшипников	1,2

Допустимую осевую нагрузку для подшипников серий 100, 200, 300 и 400 можно определить по формуле

$$A_{don} = K_a Q_{ст} [1,75 - 0,125nK_v (D - d)] \text{ кг}, \quad (7a)$$

а для подшипников серий 500 и 600 — по формуле

$$A_{don} = K_a Q_{ст} [1,16 - 0,08nK_v (D - d)] \text{ кг}. \quad (7б)$$

В этих формулах: $Q_{ст}$ — допускаемая статическая нагрузка в кг; n — максимальная скорость вращения в об/мин; D — наружный диаметр подшипника в мм; d —

внутренний диаметр подшипника в мм; K_a , K_v — коэффициенты (см. табл. 9 и 10).

В тихоходных узлах случайная осевая нагрузка может быть допущена значительной величины, но даже и в этих узлах она не должна превышать 40% допускаемой статической грузоподъемности подшипника.

Выбор радиально-упорных подшипников производится по формуле

$$C = [RK_\kappa + m [(A - S)] K_6 K_T (nh)^{0,3}. \quad (8)$$

Под действием радиальных нагрузок на радиально-упорные

9. Значения коэффициента K_a

Условия работы подшипника	Смазка	Примеры применения	K_a
Постоянная осевая нагрузка и высокая температура	—	Применение радиальных подшипников с цилиндрическими роликами не рекомендуется	0
Переменная осевая нагрузка и умеренная температура	Консистентная	Тяговые электродвигатели	0,02
То же	Жидкая	Коробна передач автомобилей	0,06
Непродолжительная осевая нагрузка и низкая температура	Жидкая	Главная передача в коробках передач автомобиля	0,1
Случайная осевая нагрузка и низкая температура	Жидкая	Задний ход в коробках передач автомобиля	0,2
То же	Консистентная	Блоки, кронблочки	0,2

подшипники, вследствие углового контакта тел качения с кольцами, возникает направленная вдоль оси вала внутренняя сила S (см. табл. 11).

10. Значения коэффициента K_v

Размерная серия подшипника	$K_v \times 10^6$
100, 200, 500	8,5
300, 600	7
400	6

В табл. 11 приведены формулы для определения условных радиальных нагрузок для радиально-упорных подшипников в зависимости от схемы установки подшипников и от соотношений между радиальной нагрузкой R , осевой нагрузкой A и осевой составляющей S .

Числовые значения коэффициента m и осевой составляющей S определяются в зависимости от действующей радиальной нагрузки R и угла контакта β тел качения

с дорожкой качения наружного кольца по формулам:

$$S \approx 1,3R \operatorname{tg} \beta; \quad (9)$$

$$m \approx \frac{1}{2,6 \operatorname{tg} \beta}. \quad (10)$$

При выборе двухрядных и четырехрядных конических роликоподшипников в случае действия осевой нагрузки учитывается, что эту нагрузку воспринимают: только один ряд роликов — у двухрядных и полностью два ряда — у четырехрядных подшипников.

Коэффициент работоспособности одного ряда определяется путем деления табличного коэффициента C на 1,7 для двухрядных и на 3 для четырехрядных подшипников.

Определение приведенной нагрузки производится для двухрядных конических роликоподшипников по формуле

$$Q = 0,5R + 0,385A \operatorname{ctg} \beta, \quad (11)$$

а для четырехрядных конических роликоподшипников по формуле

$$Q = 0,25 (R + A \operatorname{ctg} \beta). \quad (12)$$

11. Формулы условных радиальных нагрузок для радиально-упорных шарико- и роликоподшипников

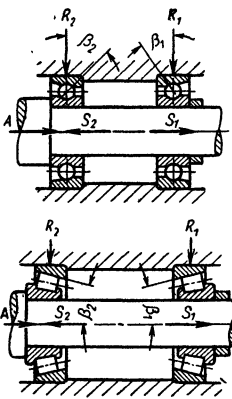
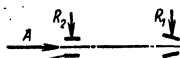
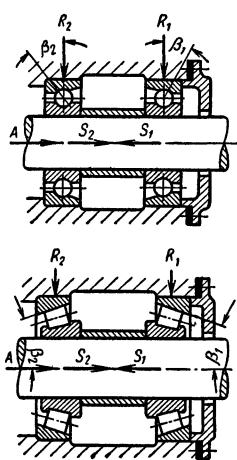
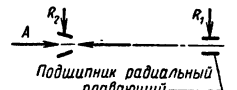
Схема расположения подшипников и действующих сил	Вариант	Соотношение усилий		Расчетная формула	
	1	$R_1 = 0$	$A \geq 0$	$A \leq S_2$	$Q_1 = m(S_2 - A) K_{\sigma} K_T;$ $Q_2 = R_2 K_{\kappa} K_{\sigma} K_T$
	2	$R_2 \neq 0$	$A > 0$	$A \geq S_2$	$Q_1 = 0;$ $Q_2 = [R_2 K_{\kappa} + m(A - S_2)] K_{\sigma} K_T$
	3	$R_1 \neq 0$ $R_2 = 0$	$A \geq 0$	При любом соотношении A и S_1	$Q_1 = R_1 K_{\kappa} K_{\sigma} K_T;$ $Q_2 = m(A + S_1) K_{\sigma} K_T$
	4	$R_1 = R_2$	$A \geq 0$	—	$Q_1 = R_1 K_{\kappa} K_{\sigma} K_T;$ $Q_2 = (R_2 K_{\kappa} + mA) K_{\sigma} K_T$
	5	$R_1 > R_2$	$A \geq 0$	При любом соотношении A и $(S_1 - S_2)$	$Q_1 = R_1 K_{\kappa} K_{\sigma} K_T;$ $Q_2 = \{R_2 K_{\kappa} +$ $+ m[A + (S_1 - S_2)]\} K_{\sigma} K_T$
	6	$R_1 < R_2$	$A \geq 0$	$A \leq (S_2 - S_1)$	$Q_1 = \{R_1 K_{\kappa} + m[(S_2 - S_1) - A]\} K_{\sigma} K_T;$ $Q_2 = R_2 K_{\kappa} K_{\sigma} K_T$
	7		$A > 0$	$A > (S_2 - S_1)$	$Q_1 = R_1 K_{\kappa} K_{\sigma} K_T;$ $Q_2 = \{R_2 K_{\kappa} + m[A - (S_2 - S_1)]\} K_{\sigma} K_T$
 Подшипник радиальный плавающий	8	Любое соотношение R_2 и R_1	$A > 0$	$A > S_2$	$Q_1 = R_1 K_{\kappa} K_{\sigma} K_T;$ $Q_2 = [R_2 K_{\kappa} + m(A - S_2)] K_{\sigma} K_T$

Схема расположения подшипников и действующих сил	Вариант	Соотношение усилий			Расчетная формула
	9	$R_1 = 0$ $R_2 \neq 0$	$A \geq 0$	При любом соотношении A и S_2	$Q_1 = m(A + S_2) K_6 K_T$; $Q_2 = R_2 K_n K_6 K_T$
	10	$R_1 \neq 0$ $R_2 = 0$	$A \geq 0$	$A \leq S_1$	$Q_1 = R_1 K_n K_6 K_T$; $Q_2 = m(S_1 - A) K_6 K_T$
	11	$R_1 \neq 0$ $R_2 = 0$	$A > 0$	$A \geq S_1$	$Q_1 = [R_1 K_n + m(A - S_1)] K_6 K_T$; $Q_2 = 0$
	12	$R_1 = R_2$	$A \geq 0$	—	$Q_1 = (R_1 K_n + mA) K_6 K_T$; $Q_2 = R_2 K_n K_6 K_T$
	13	$R_1 > R_2$	$A \geq 0$	$A < (S_1 - S_2)$	$Q_1 = R_1 K_n K_6 K_T$; $Q_2 = \{R_2 K_n + m[(S_1 - S_2) - A]\} K_6 K_T$
	14		$A > 0$	$A > (S_1 - S_2)$	$Q_1 = \{R_1 K_n + m[A - (S_1 - S_2)]\} K_6 K_T$; $Q_2 = R_2 K_6 K_n K_T$
	15	$R_1 < R_2$	$A \geq 0$	При любом соотношении A и $(S_2 - S_1)$	$Q_1 = \{R_1 K_n + m[A + (S_2 - S_1)]\} K_6 K_T$; $Q_2 = R_2 K_n K_6 K_T$
 <p>Подшипник радиальный плавающий</p>	16	Любое соотношение R_1 и R_2	$A > 0$	$A > S_1$	$Q_1 = [R_1 K_n + m(A - S_1)] K_6 K_T$; $Q_2 = R_2 K_n K_6 K_T$

Выбор упорных подшипников. Упорные подшипники не способны воспринимать радиальные нагрузки, поэтому формула для расчета упорных подшипников имеет вид

$$C = AK_6 K_T (nh)^{0,3}. \quad (13)$$

Выбор подшипников, работающих при переменной нагрузке и переменном числе оборотов. Для подшипниковых узлов, где нагрузка и число оборотов меняются (опоры валов коробок скоростей, коробки передач, канатных барабанов и пр.), выбор подшипников производится по эквивалентной нагрузке $Q_{экс}$ и условному числу оборотов. Под эквивалентной нагрузкой понимается такая нагрузка, которой соответствует такая же долговечность, которую имеет подшипник при действительных условиях нагрузки и вращения.

Значения входящих в формулу (16) величин указаны в примере определения эквивалентной нагрузки для

подшипника, предназначенного для работы на трех различных режимах.

Условная нагрузка, по которой производится выбор подшипника,

$$Q = Q_{экс} K_\kappa K_C K_T. \quad (14)$$

При действии на подшипник комбинированной нагрузки условные нагрузки предварительно подсчитывают по формулам (2), (3) или формулам, приведенным в табл. 11; в этих случаях $Q = Q_{экс}$.

Определение эквивалентной нагрузки. Если нагрузка изменяется линейно от Q_{\min} до Q_{\max} , то эквивалентная нагрузка может быть определена с вполне достаточной точностью по формуле

$$Q_{экс} = \frac{Q_{\min} + 2Q_{\max}}{3}. \quad (15)$$

При более сложном законе изменения нагрузки и числа оборотов для определения эквивалентной нагрузки пользуются формулой

$$Q_{экс} = \sqrt[3,33]{\alpha_1 \beta_1 Q_1^{3,33} + \alpha_2 \beta_2 Q_2^{3,33} + \dots + \alpha_p \beta_p Q_p^{3,33}} = \sqrt[3,33]{\sum_{i=1}^p \alpha_i \beta_i Q_i^{3,33}}. \quad (16)$$

Пример вычисления эквивалентной нагрузки

Параметр	Режим		
	I	II	III
Нагрузка Q_i в кг.	290	270	70
Число оборотов n_i в минуту	640	1075	2000
Продолжительность работы в долях общего срока службы α_i	0,2	0,3	0,5
Отношение числа оборотов данного режима к числу оборотов преобладающего режима β_i	$\frac{640}{2000} = 0,32$	$\frac{1075}{2000} = 0,54$	$\frac{2000}{2000} = 1$

Подставляя в формулу (16) заданные (Q_i , n_i и α_i) и вычисленные (β_i) значения, получим

$$Q_{экс} = \sqrt[3,33]{0,2 \cdot 0,32 \cdot 290^{3,33} + 0,3 \cdot 0,54 \cdot 270^{3,33} + 0,5 \cdot 1,0 \cdot 70^{3,33}} = \sqrt[3,33]{31,63 \cdot 10^6} = 177 \text{ кг.}$$

Коэффициент работоспособности подшипника определяется по формуле (6):

$$C = Q_{экс} K_\kappa K_C K_T (nh)^{0,3}, \quad (6a)$$

где n — условное число оборотов, принятое при определении $Q_{экс}$ (в данном примере 2000 об/мин).

Выбор подшипников, находящихся под действием статической нагрузки. Если подшипник не вращается или вращается со скоростью $n \leq 1$ об/мин, то выбор его производится по допускаемой статической нагрузке $Q_{ст}^*$. Если требования к плавности хода и величине трения не очень строги, то действующая нагрузка может быть больше, чем допускаемая $Q_{ст}$. Наоборот, там, где необходима плавность хода и трение должно оставаться малым, действующая нагрузка должна быть в 1,5—2,5 раза меньше допускаемой $Q_{ст}$.

В случае действия на подшипник комбинированной статической нагрузки приведенную статическую нагрузку определяют по формуле

$$Q_{ст} = X_0 R + Y_0 A, \quad (17)$$

где R — радиальная нагрузка; A — осевая нагрузка и X_0 , Y_0 — коэффициенты (см. табл. 12).

12. Числовые значения коэффициентов X_0 и Y_0

Тип подшипника	X_0	Y_0 ¹
Шарикоподшипники:		
радиальные однорядные	0,6	0,5
радиальные сферические двухрядные: легкой серии	1	0,8 m
средней и широкой серий	1	0,7 m
радиально-упорные однорядные	0,5	0,5 m
Роликоподшипники:		
сферические двухрядные	1	0,5 m
конические однорядные	0,5	0,5 m

¹ Значения m см. в табл. 5.

Если при расчете $Q_{ст} < R$, то принимают $Q_{ст} = R$.

* Под допускаемой статической нагрузкой, указанной в характеристике подшипника, понимается такая нагрузка на невращающийся подшипник, от действия которой не возникает остаточных деформаций, существенно влияющих на дальнейшую работу подшипника.

Определение расчетной нагрузки на упорные подшипники при эксцентричном приложении осевой силы. Порядок расчета:

1. Все внешние силы приводят к равнодействующей силе Q (ее

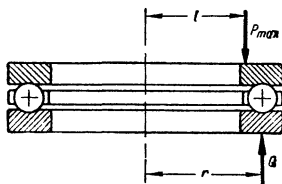


Рис. 29

проекция на ось), расположенной на расстоянии l от оси подшипника (рис. 29 и 30).

2. Подсчитывают величину относительного эксцентриситета осевого усилия $e = \frac{l}{r}$.

3. По величине e для данного типа подшипника определяют по

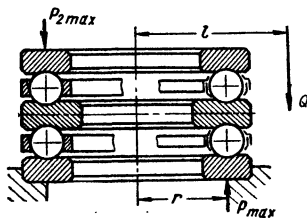


Рис. 30

табл. 13 и приведенным ниже формулам значение коэффициента эксцентричной нагрузки K_e .

4. Подсчитывают наибольшее усилие на тело качения $P_{max} = K_e \frac{Q}{z}$, где z — число тел качения, и расчетное, т. е. условно действующее по оси подшипника усилие

$$Q_p = K_e Q. \quad (18)$$

5. Определяют, как было указано выше, долговечность и грузоподъемность подшипника.

13. Значения коэффициента K_0 для упорных одинарных подшипников

Тип подшипника	Значения K_0 при e													
	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95
Шариковые	1	1,2	1,41	1,63	1,86	2,10	2,36	2,52	2,74	3,01	3,38	3,92	4,86	6,74
Роликовые	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,25	2,42	2,63	2,90	3,26	3,78	4,66	6,64

Подшипники упорные двойные.
При эксцентриситете $e \leq 0,6$ для шариковых и $e \leq 0,5$ для роликовых подшипников нагружен только нижний ряд тел качения, и в этих случаях величина расчетного коэффициента K_0 определяется как для одинарных подшипников.

14. Значения a и b

Тип двойного упорного подшипника	a	b	
		верхний ряд	нижний ряд
Шариковый . . .	2,2	-1,4	+1,2
Роликовый . . .	2	-1	+1

При больших эксцентриситетах (e до 10) величина K_0 находится по формуле

$$K_0 = ae + b, \quad (19)$$

где значения a и b принимают по табл. 14. При действии момента M : для шарикоподшипников

$$\left. \begin{aligned} P_{\max} &= 4,37 \frac{M}{2rz}; \\ \text{для роликоподшипников} \\ P_{\max} &= 4 \frac{M}{2rz}. \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ НА ДЕФОРМАЦИЮ И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Определение максимальных напряжений и деформаций в местах контакта тел качения проводят в случаях, когда определяющим для данных условий работы подшипника является его способность воспринимать «пиковые» нагрузки или когда необходимо знать упругую де-

формацию опор. Процессы, возникающие под действием усилий в местах соприкосновения двух сжатых упругих тел, были исследованы Г. Герцем, Н. М. Беляевым и др.

Пользуясь формулами Герца—Беляева, можно решить следующие задачи:

1. Определить полуоси (a и b) эллипса деформации двух сдавливаемых тел.

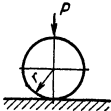
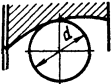

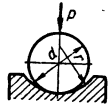
2. Определить величины упругой деформации (δ) двух сжатых тел.

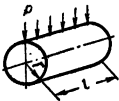
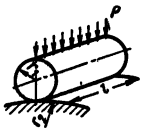
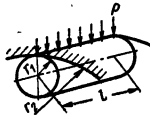
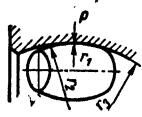
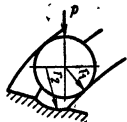
3. Определить величину наибольшего сжимающего напряжения (σ_{\max}) на площадке взаимного касания двух сдавливаемых тел. Для подшипниковой стали типа ШХ15 принято допускать максимальные напряжения для шарикоподшипников $\sigma_{\max} = 50\,000 \text{ кг/см}^2$, для роликоподшипников $\sigma_{\max} = 30\,000 \text{ кг/см}^2$.

В табл. 15 применительно к стандартным шарико- и роликоподшипникам приведены рабочие формулы для различных случаев контакта; при выводе их принято: модуль продольной упругости материала (стали ШХ15) $E = 2,12 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$, коэффициент Пуассона $= \frac{1}{3}$, коэффициенты эластичности $\vartheta_1 = \vartheta_2 = \frac{32}{9E}$.

Давление на наиболее нагруженный шарик или ролик в зависимости от типа подшипника определяется по формуле табл. 16. Значения коэффициентов μ , ν и j приведены в табл. 17, а значения начальных радиальных зазоров для шарико- и роликоподшипников указаны в табл. 18. В табл. 19 приведены допускаемые отклонения диаметров подшипников качения.

15. Формулы для определения размеров полуосей, деформации (сближения) и максимальных напряжений

Эскиз	Большая полуось a в см	Малая полуось b в см	Сближение δ двух тел в см	Максимальное напряжение σ_{\max} в кг/см ²	$\cos \tau$	Пример
	$8560 \cdot 10^{-6} \sqrt[3]{Pr}$ P — нагрузка в кг		$73 \cdot 10^{-6} \sqrt[3]{\frac{P^2}{r}}$	$6500 \sqrt[3]{\frac{P}{r^2}}$	0	Упорный шарикоподшипник с плоскими кольцами без желобов
	$8500 \cdot 10^{-6} \sqrt[3]{\frac{P}{\frac{2}{d} - \frac{1}{R}}}$ R — радиус дорожки качения кольца		$73 \cdot 10^{-6} \times \sqrt[3]{P^2 \left(\frac{2}{d} - \frac{1}{R} \right)}$	$6500 \times \sqrt[3]{P \left(\frac{2}{d} - \frac{1}{R} \right)^2}$	0	Наружное кольцо сферического шарикоподшипника
	$108 \cdot 10^{-4} \mu \times \sqrt[3]{\frac{P}{\frac{4}{d} - \frac{1}{R} - \frac{1}{r}}} \times \sqrt[3]{\frac{108 \cdot 10^{-4} \nu \times P}{\frac{4}{d} - \frac{1}{R} - \frac{1}{r}}}$ r — радиус желоба		$3,72 \cdot 10^{-5} \frac{J}{\mu} \times \sqrt[3]{P^2 \left(\frac{4}{d} - \frac{1}{R} - \frac{1}{r} \right)}$	$\frac{4100}{\mu \cdot \nu} \times \sqrt[3]{P \left(\frac{4}{d} - \frac{1}{R} - \frac{1}{r} \right)^2}$	$\frac{-\frac{1}{R} + \frac{1}{r}}{\frac{4}{d} - \frac{1}{R} - \frac{1}{r}}$	Наружное кольцо радиального шарикоподшипника
	$108 \cdot 10^{-4} \mu \times \sqrt[3]{\frac{P}{\frac{4}{d} + \frac{1}{R} - \frac{1}{r}}} \times \sqrt[3]{\frac{108 \cdot 10^{-4} \nu \times P}{\frac{4}{d} + \frac{1}{R} - \frac{1}{r}}}$		$3,72 \cdot 10^{-5} \frac{J}{\mu} \times \sqrt[3]{P^2 \left(\frac{4}{d} + \frac{1}{R} - \frac{1}{r} \right)}$	$\frac{4100}{\mu \cdot \nu} \times \sqrt[3]{P \left(\frac{4}{d} + \frac{1}{R} - \frac{1}{r} \right)^2}$	$\frac{\frac{1}{R} + \frac{1}{r}}{\frac{4}{d} + \frac{1}{R} - \frac{1}{r}}$	Внутреннее кольцо радиального шарикоподшипника

	-	$105 \cdot 10^{-5} \sqrt{\frac{Pr}{l}}$	$0,264 \cdot 10^{-8} \times \frac{P}{l} \left(\frac{1}{3} + \ln \frac{2r}{b} \right)$	$610 \sqrt{\frac{P}{rl}}$	0	Упорный роликоподшипник с цилиндрическими роликами
	-	$105 \cdot 10^{-5} \times \sqrt{\frac{P}{l \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)}}$	$0,264 \cdot 10^{-8} \times \frac{P}{l} \left(\frac{1}{3} + \ln \frac{2r_1}{b} \right)$	$610 \sqrt{\frac{P}{l} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)}$	0	Внутреннее кольцо цилиндрического роликоподшипника
	-	$105 \cdot 10^{-5} \times \sqrt{\frac{P}{\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}}}$	$0,264 \cdot 10^{-8} \times \frac{P}{l} \left(\frac{1}{3} + \ln \frac{2r_1}{b} \right)$	$610 \sqrt{\frac{P}{l} \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right)}$	0	Наружное кольцо цилиндрического роликоподшипника
	$\times \sqrt[3]{\frac{107 \cdot 10^{-5} \mu \times P}{\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} - \frac{2}{r_3}}}$	$\times \sqrt[3]{\frac{107 \cdot 10^{-5} \nu \times P}{\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} - \frac{2}{r_3}}}$	$\times \sqrt[3]{\frac{3,72 \cdot 10^{-5} \frac{j}{\mu} \times P}{P^2 \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} - \frac{2}{r_3} \right)}}$	$\sqrt[3]{\frac{4100}{\mu \nu} \times P \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} - \frac{2}{r_3} \right)^2}$	$\frac{\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}}{\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} - \frac{2}{r_3}}$	Наружное кольцо сферического роликоподшипника с бочкообразными роликами
	$\times \sqrt[3]{\frac{108 \cdot 10^{-4} \mu \times P}{\frac{2}{r_1} - \frac{1}{r_2}}}$	$\times \sqrt[3]{\frac{108 \cdot 10^{-4} \nu \times P}{\frac{2}{r_1} - \frac{1}{r_2}}}$	$\times \sqrt[3]{\frac{3,72 \cdot 10^{-5} \frac{j}{\mu} \times P}{P^2 \left(\frac{2}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)}}$	$\times \sqrt[3]{\frac{4100}{\mu \nu} \times P \left(\frac{2}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right)^2}$	$\frac{\frac{1}{r_2}}{\frac{2}{r_1} - \frac{1}{r_2}}$	Упорный шарикоподшипник с желобами на кольцах

16. Формулы для сравнительной оценки подшипников по динамической, статической грузоподъемности и по способности работать при высоких числах оборотов

Тип подшипника	Коэффициент работоспособности C	Допускаемая радиальная статическая нагрузка $Q_{ст}$	Нагрузка на наиболее нагруженное тело P	Ориентировочное предельное число оборотов в минуту n_{max}
Шарикоподшипник радиальный однорядный	$65z^{0.7} d_{ш}^2 \varphi$	$1,25z d_{ш}^2$	$P = \frac{5R}{z}$	$\frac{1\ 000\ 000}{d + D}$
	Без сепаратора $60z^{0.7} d_{ш}^2 \varphi$			Не установлено
Шарикоподшипник радиальный сферический двухрядный	$K \cdot z^{0.7} d_{ш}^2 \varphi$ при $d < 20$ мм $K=60$ при $d \geq 20$ мм $K=48$	$0,34iz d_{ш}^2 \cos \beta$	$P = \frac{5R}{2z \cos \beta}$	$\frac{900\ 000}{d + D}$
Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами	Узкая серия $80z^{0.7} d_p l_p$	$2,2iz \cdot d_p l_p$	$P = \frac{4,6R}{z}$	$\frac{1\ 000\ 000}{d + D}$
	Широкая серия $70z^{0.7} d_p l_p$			$\frac{800\ 000}{d + D}$
	Без сепаратора $65z^{0.7} d_p l_p$			Не установлено
	Двухрядный $130z^{0.7} d_p l_p$			$\frac{600\ 000}{d + D}$
Роликоподшипник радиальный сферический двухрядный	$135z^{0.7} d_p l_p \cos \beta$	$2,2iz d_p l_p \cos \beta$	$P = \frac{5R}{2z \cos \beta}$	$\frac{500\ 000}{d + D}$
Роликоподшипник с длинными цилиндрическими роликами	$40z^{0.7} d_p l_p$	$2,2z d_p l_p$	$P = \frac{4,6R}{z}$	$\frac{200\ 000}{d + D}$
Роликоподшипник игольчатый	С массивными кольцами $250l_p D_1^{0.7}$	$3l_p D_1$	$P = \frac{4,6R}{z}$	$\frac{100\ 000}{d}$
	Со штампованным кольцом $200l_p D_1^{0.7}$			$\frac{50\ 000}{d}$
Шарикоподшипник радиально-упорный однорядный	$65z^{0.7} d_{ш} l \cos \beta$	$1,25z d_{ш}^2 \cos \beta$	$P = \frac{5R}{z \cos \beta}$	$\frac{1\ 000\ 000}{d + D}$
Роликоподшипник конический	Однорядный $80z^{0.7} d_p l_p \cos \beta$	$2,2iz d_p l_p \cos \beta$	$P = \frac{4,6R}{z \cos \beta}$	$\frac{600\ 000}{d + D}$
	Двухрядный $135z^{0.7} d_p l_p \cos \beta$			$\frac{450\ 000}{d + D}$
	Четырехрядный $255z^{0.7} d_p l_p \cos \beta$			$\frac{400\ 000}{d + D}$

Продолжение табл. 16

Тип подшипника	Коэффициент работоспособности C	Допускаемая осевая статическая нагрузка $Q_{ст}$	Нагрузка на наиболее нагруженное тело P	Ориентировочное предельное число оборотов в минуту n_{max}
Шарикоподшипник упорный	$85z^{0,7} d_{ш}^2 \varphi$	$5zd_{ш}^2$	$P = \frac{A}{z}$	$\frac{300\,000}{d + D}$
	Без сепаратора $85z^{0,7} d_{ш}^2 \varphi$			$\frac{250\,000}{d + D} -$ тяжелая серия
Роликоподшипник упорный с коническими или со сферическими роликами	$190z^{0,7} d_p l_p \cos \beta$	$10zd_p l_p \cos \beta$	$P = \frac{A}{z \cos \beta}$	$\frac{50\,000}{d + D}$
Роликоподшипник упорный с цилиндрическими роликами	$190z^{0,7} d_p l_p$	$10zd_p l_p$	$P = \frac{A}{z}$	$\frac{50\,000}{d + D}$

Обозначения: z — количество шариков или роликов в одном ряду; i — число рядов шариков или роликов; $d_{ш}$, d_p — диаметр шарика, соответственно ролика, в мм (для конических роликов — средний диаметр, для сферических — наибольший диаметр ролика); φ — поправочный коэффициент, $\varphi = \frac{1}{1 + 0,02 \cdot d_{ш}}$; l_p — эффективная длина ролика в мм; D_i — диаметр дорожки качения внутреннего кольца игольчатого подшипника в мм; β — угол между линией действия нагрузки на шарик или ролик и плоскостью, перпендикулярной к оси подшипника (для конического роликоподшипника — угол наклона дорожки качения наружного кольца относительно горизонтальной оси); R или A — нагрузка на подшипник в кг.

17. Значения коэффициентов μ , ν , j в формулах табл. 15

τ	μ	ν	$\mu\nu$	j	$\frac{j}{\mu}$	τ	μ	ν	$\mu\nu$	j	$\frac{j}{\mu}$
0,0000	1,000	1,0000	1,000	1,5700	1,570	0,7620	2,119	0,5699	1,208	2,7389	1,293
0,0466	1,032	0,9696	1,001	1,6200	1,570	0,7661	2,136	0,5672	1,210	2,7473	1,286
0,1075	1,076	0,9318	1,003	1,6882	1,569	0,7702	2,153	0,5646	1,215	2,7597	1,281
0,1974	1,148	0,8791	1,008	1,7887	1,558	0,7743	2,171	0,5618	1,220	2,7685	1,275
0,2545	1,198	0,8472	1,015	1,8509	1,545	0,7784	2,189	0,5591	1,223	2,7837	1,271
0,3204	1,262	0,8114	1,015	1,9330	1,532	0,7825	2,207	0,5564	1,228	2,7917	1,265
0,3954	1,345	0,7717	1,038	2,0436	1,519	0,7866	2,226	0,5536	1,232	2,8166	1,265
0,4795	1,456	0,7278	1,060	2,1810	1,488	0,7907	2,245	0,5508	1,237	2,8416	1,264
0,5342	1,540	0,6992	1,078	2,2462	1,459	0,7948	2,265	0,5480	1,240	2,8587	1,262
0,5819	1,607	0,6791	1,092	2,3048	1,439	0,7988	2,286	0,5452	1,246	2,8633	1,253
0,6113	1,684	0,6580	1,108	2,3945	1,423	0,8029	2,306	0,5423	1,250	2,8697	1,244
0,6521	1,775	0,6359	1,128	2,4584	1,385	0,8069	2,328	0,5395	1,256	2,8842	1,239
0,6716	1,826	0,6245	1,140	2,5071	1,373	0,8110	2,350	0,5366	1,260	2,8898	1,229
0,6920	1,882	0,6127	1,153	2,5599	1,360	0,8150	2,372	0,5336	1,266	2,9040	1,224
0,7126	1,943	0,6006	1,168	2,5956	1,334	0,8190	2,395	0,5307	1,270	2,9136	1,217
0,7332	2,011	0,5881	1,182	2,6659	1,326	0,8230	2,419	0,5277	1,277	2,9468	1,215
0,7538	2,087	0,5752	1,200	2,7191	1,303	0,8270	2,443	0,5247	1,282	2,9558	1,210
0,7579	2,103	0,5726	1,204	2,7248	1,296	0,8310	2,469	0,5217	1,288	2,9645	1,201

Продолжение табл. 17

τ	μ	ν	$\mu\nu$	j	$\frac{j}{\mu}$	τ	μ	ν	$\mu\nu$	j	$\frac{j}{\mu}$
0,8350	2,494	0,5186	1,293	2,9722	1,192	0,8994	3,082	0,4613	1,423	3,2995	1,070
0,8389	2,521	0,5155	1,300	3,0047	1,190	0,9030	3,135	0,4576	1,432	3,3322	1,064
0,8428	2,548	0,5124	1,306	3,0125	1,183	0,9065	3,181	0,4538	1,444	3,3468	1,052
0,8468	2,576	0,5093	1,312	3,0202	1,172	0,9100	3,233	0,4499	1,455	3,3775	1,045
0,8507	2,605	0,5061	1,318	3,0507	1,170	0,9134	3,286	0,4460	1,466	3,3996	1,032
0,8545	2,635	0,5029	1,325	3,0545	1,159	0,9269	3,326	0,4297	1,515	3,5131	0,996
0,8584	2,665	0,4996	1,332	3,0808	1,155	0,9428	3,399	0,4076	1,588	3,6656	0,940
0,8623	2,698	0,4963	1,338	3,1098	1,153	0,9458	3,986	0,4029	1,606	3,6907	0,926
0,8661	2,731	0,4930	1,346	3,1125	1,140	0,9488	4,079	0,3981	1,623	3,7220	0,915
0,8699	2,765	0,4897	1,354	3,1373	1,135	0,9517	4,178	0,3932	1,643	3,7657	0,901
0,8737	2,800	0,4863	1,362	3,1615	1,123	0,9574	4,395	0,3830	1,682	3,8424	0,874
0,8774	2,837	0,4828	1,370	3,1851	1,120	0,9705	5,091	0,3551	1,808	4,0583	0,797
0,8811	2,874	0,4794	1,378	3,2046	1,115	0,9818	6,159	0,3223	1,985	4,3440	0,705
0,8849	2,914	0,4759	1,388	3,2270	1,107	0,9909	8,062	0,2814	2,268	4,7492	0,589
0,8885	2,954	0,4723	1,395	3,2452	1,099	0,9973	12,789	0,2232	2,835	5,4415	0,425
0,8922	2,996	0,4687	1,404	3,2670	1,090	1,0000	∞	0,0000	—	—	—
0,8958	3,040	0,4650	1,416	3,2833	1,080	—	—	—	—	—	—

18. Начальные радиальные зазоры в подшипниках

Внутренний диаметр подшипника в мм		Шарикоподшипники радиальные одно- рядные			Роликоподшипники ра- диальные однорядные с короткими цилиндри- ческими роликами				Роликоподшипники ра- диальные сферические двухрядные				
		Радиальный зазор в мк		Нагрузка для измерения заво- ра в кг	взаимозаменяемые		невзаимозаменяемые		с цилиндри- ческим отверстием		с кониче- ским отверстием		
					Радиальные зазоры, определяемые без нагрузки, в мк								
		св.	до		наим.	наиб.	наим.	наиб.	наим.	наиб.	наим.	наиб.	наим.
2,5 10 14	10 14 18	5 8 8	16 22 22	2	— — 15	— — 45	— — 20	— — 30	— — 20	— — 30	— — 30	— — 40	
18 20 24	20 24 30	10 10 10	24 24 24		5	15	45	20 25 25	30 35 35	20 20 25	30 30 35	30 30 35	40 40 45
30 40 50 65 80	40 50 65 80 100	12 12 13 14 16	26 29 33 34 40			10	20 20 25 30 35	55 55 65 70 80	30 30 35 40 45	45 45 55 60 65	25 30 30 40 45	40 45 50 60 70	40 45 50 60 70
100 120 140 160 180 200 225 250 280 315 355	120 140 160 180 200 225 250 280 315 355 400	20 23 23 24 29 33 35 40 45 50 55	46 53 58 65 75 83 90 100 105 115 125	15			40 45 50 60 65 75 90 100 110 125 140	90 100 115 125 135 150 165 180 195 215 235	50 60 70 75 80 90 100 110 120 135 150	75 90 105 115 120 135 150 165 180 205 225	50 60 65 70 80 90 100 110 120 140 150	80 90 100 110 120 140 150 170 180 210 230	80 90 100 110 120 140 150 170 180 210 230

19. Допускаемые отклонения диаметров шарико- и роликоподшипников в мм

Номиналь- ный диаметр в мм		Подшипники классов точности С, СА и А				Подшипники классов точ- ности АВ, В, ВП, П и Н				Отклонения диаметра отверстия корпуса посадки Р ₇ по ИСО	
		Отклонения внутреннего диаметра		Отклонения наружного диаметра		Отклонения внутреннего диаметра		Отклонения наружного диаметра			
		св.	до	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.
—	18	-2	-8	-2	-6	0	-10	0	-8	-11	-29
18	30	-2	-8	-2	-7	0	-10	0	-9	-14	-35
30	50	-3	-10	-2	-8	0	-12	0	-11	-17	-42
50	80	-4	-12	-3	-10	0	-15	0	-13	-21	-51
80	120	-5	-15	-4	-12	0	-20	0	-15	-24	-59
120	150	-6	-18	-5	-15	0	-25	0	-18	-28	-68
150	180	-6	-18	-6	-18	0	-25	0	-25	-28	-68
180	250	-7	-22	-7	-22	0	-30	0	-30	-33	-79
250	260	-8	-28	-8	-28	0	-35	0	-35	-36	-83
260	315	-8	-28	-8	-28	0	-35	0	-35	-36	-88
315	360	-10	-35	-10	-30	0	-40	0	-40	-41	-98
360	400	-10	-35	-10	-30	0	-40	0	-40	-41	-98

ПОСАДКИ ШАРИКО- И РОЛИКОПОДШИПНИКОВ

Общие положения. Посадки шарико- и роликоподшипников, изготовляемых в соответствии с техническими требованиями ГОСТа 520—55*, на валы (оси) и в отверстия корпусов машин и механизмов предусмотрены ГОСТом 3325—55.

Для соединения подшипников с валом и корпусом применяются неподвижные и подвижные посадки.

Допускаемые отклонения диаметров посадочных мест вала и корпуса для шарико- и роликоподшипников классов А и С и классов Н, П и В приведены в приложении 1 к ГОСТу 3325—55, а натяги и зазоры для подшипников тех же классов точности при различных посадках — в табл. 20—23.

Выбор посадок подшипника, т. е. его сопряжений с валом и с корпусом, зависит от характера, величины и направления действующих нагрузок, типа, размеров, способа установки в узел и класса точности подшипника, и от других факторов, иначе говоря, от условий работы и вида нагружения подшипника в опоре.

Характер распределения напряжений в подшипнике различен для внутреннего и наружного кольца, поэтому, как правило, требуются

различные посадки подшипника на вал и в корпус.

Условия работы внутренних и наружных колец в основном зависят от того, вращается или неподвижно данное кольцо относительно действующей на подшипник радиальной нагрузки. В соответствии с этим различают следующие виды нагружения колец: местное, циркуляционное и колебательное.

Местным называется такое нагружение, при котором нагрузка, действующая на подшипник, постоянно воспринимается лишь ограниченным участком дорожки качения и передается на ограниченный участок посадочной поверхности вала или корпуса. Такое нагружение имеет место, когда кольцо не вращается относительно нагрузки. Примером местного нагружения является нагружение неподвижного наружного кольца при постоянной по направлению нагрузке и вращающемся внутреннем кольце.

Циркуляционным называется нагружение в тех случаях, когда действующая на подшипник нагрузка последовательно воспринимается всей окружностью дорожки качения и передается последовательно на всю окружность посадочной поверхности вала или корпуса. Нагружение этого вида наблюдается, когда кольцо вращается относительно

постоянной по направлению нагрузки или когда направление нагрузки изменяется (вращающаяся нагрузка) по отношению к неподвижному кольцу. Пример циркуляционного нагружения: нагружение вращающегося внутреннего кольца при постоянной по направлению нагрузке.

Колебательным называется такое нагружение, при котором на подшипник действуют совместно постоянная по направлению нагрузка и вращающаяся нагрузка, причем равнодействующая этих нагрузок не совершает полного оборота, а колеблется на определенном участке не вращающегося кольца; такое же нагружение испытывает посадочная поверхность вала или корпуса.

Виды нагружения колец подшипников в зависимости от условий работы указаны в табл. 24.

Выбор посадки зависит также от материала корпуса и толщины его стенок и от того, является ли вал полым или имеет сплошное сечение.

В случае установки подшипника на полый вал прочность посадочного соединения относительно снижается: полый вал после напрессовки на него подшипника сжимается больше, чем вал сплошного сечения. Так же влияет на прочность соединения и толщина стенок корпуса. Поэтому для одних и тех же условий эксплуатации посадки на полые валы и в тонкостенные корпуса следует выбирать с относительно большими натягами. Если корпус выполнен из легкого металла, то ввиду меньшей прочности и повышенного коэффициента теплового расширения такого металла рекомендуется выбирать более тугую посадку, чем для чугунных и стальных корпусов.

Посадка шарико- и роликоподшипников на вал осуществляется по системе отверстия: предельные отклонения для внутреннего диаметра подшипника остаются постоянными, а при разных посадках изменяются предельные размеры вала.

20. Натяги и зазоры при посадках шарико- и роликоподшипников классов точности Н, П и В на вал

Номиналь- ный диаметр в мм		Посадки													
		G_n		T_n		H_n		P_n		C_n		D_n		X_n	
		Натяги в мк						Натяги и зазоры в мк							
		max	min	max	min	max	min	max натяг	max зазор	max натяг	max зазор	max натяг	max зазор	min зазор	max зазор
св.	до														
6	6	26	8	23	5	19	1	14	4	10	8	6	12	0	22
10	10	30	10	26	6	22	2	15	5	10	10	5	15	3	27
18	18	34	12	29	7	24	2	16	6	10	12	4	18	6	33
30	30	40	15	33	8	27	2	17	7	10	14	2	22	10	40
50	50	47	18	39	9	32	3	20	8	12	17	2	27	13	50
80	80	55	20	45	10	38	3	25	10	15	20	2	32	15	60
120	120	65	23	55	12	46	3	32	12	20	23	5	38	20	75
180	180	77	25	65	13	55	4	39	14	25	27	7	45	25	90
250	250	90	30	75	15	65	4	46	16	30	30	8	52	30	105
315	315	95	30	80	15	70	4	51	16	35	30	13	52	25	105
360	360	105	35	85	15	75	4	53	18	35	35	9	60	35	125
400	400	110	35	90	15	80	4	58	18	40	35	14	60	30	125
450	450	120	40	100	20	85	5	60	20	40	40	10	70	40	140
500	500	125	40	105	20	90	5	65	20	45	40	15	70	35	140

21. Натяги и зазоры при посадках шарико- и роликоподшипников классов точности А и С на вал

Номинальный диаметр в мм		Посадки									
		G_{1n}		T_{1n}		H_{1n}		P_{1n}		C_{1n}	
		Натяги в мк						Натяги и зазоры в мк			
св.	до	max	min	max	min	max	min	max натяг	max зазор	max натяг	max зазор
	6	21	10	18	7	14	3	11	0	8	3
6	10	24	11	20	8	16	4	12	1	8	4
18	18	28	13	23	9	18	4	13	1	8	6
30	30	32	15	25	10	20	4	14	1	8	7
18	50	38	19	30	12	24	5	17	1	10	8
50	80	45	23	36	14	28	7	20	1	12	9
80	120	53	28	43	17	34	8	24	1	15	10
120	180	63	32	50	20	40	10	28	1	18	12
180	250	74	37	58	23	47	11	33	1	22	13
250	280	80	38	64	24	53	12	39	0	28	12
280	315	86	43	68	26	56	12	41	1	28	14
315	360	93	45	75	28	63	14	48	1	35	12
360	400	100	50	80	30	67	15	50	0	35	15

22. Натяги и зазоры при посадках шарико- и роликоподшипников классов точности Н, П и В в корпус

Номи- нальный диаметр в мм		Посадки																	
		P_7 по ISA-3	T_n	H_n	P_n	C_n	$C_{зан}$	$C_{зн}$	D_n										
		Натяги и зазоры в мк																	
св.	до	max натяг	min натяг	max натяг	max зазор	max натяг	max зазор	max натяг	max зазор	max натяг	max зазор	max натяг	max зазор	max натяг	max зазор	min натяг	max зазор		
		max натяг	min натяг	max натяг	max зазор	max натяг	max зазор	max натяг	max зазор	max натяг	max зазор	max натяг	max зазор	max натяг	max зазор	min натяг	max зазор		
18	18	29	3	24	3	19	8	14	13	6	21	0	27	0	35	43	6	33	
30	30	35	5	30	5	23	11	17	15	7	25	0	32	0	42	54	8	39	
50	50	42	6	35	4	27	11	20	18	8	29	0	38	0	50	61	10	46	
80	80	51	8	40	5	30	13	23	21	10	33	0	43	0	59	73	12	55	
120	120	59	9	45	5	35	15	26	24	12	38	0	50	0	69	85	15	65	
150	150	68	10	52	6	40	18	30	28	14	45	0	58	0	81	98	18	78	
180	180	79	3	60	13	40	25	30	35	14	52	0	65	0	88	105	18	85	
250	250	88	3	60	15	45	30	35	41	16	60	0	75	0	103	120	22	100	
260	260	88	1	60	20	45	35	35	46	16	65	0	80	0	108	125	22	105	
315	315	88	1	70	17	50	35	40	47	18	70	0	85	0	119	135	26	115	
350	350	98	1	70	22	50	40	40	52	18	75	0	90	0	124	140	26	120	
380	380	98	1	80	20	60	40	45	55	20	80	0	100	0	135	160	30	130	
400	400	108	0	80	25	60	45	45	60	20	85	0	105	0	140	165	30	135	

23. Натяги и зазоры при посадках шарико- и роликоподшипников классов точности А и С в корпус

Номиналь- ный диа- метр в мм		Посадки									
		G_{1n}		T_{1n}		H_{1n}		P_{1n}		C_{1n}	
		Натяги в мк		Натяги и зазоры в мк							
св.	до	max	min	max натяг	max зазор	max натяг	max зазор	max натяг	max зазор	min зазор	max зазор
18	18	18	2	13	2	8	7	3	13	2	17
18	30	22	3	15	3	10	9	4	15	2	20
30	50	26	4	18	3	12	10	5	17	2	23
50	80	30	4	21	5	13	12	5	20	3	28
80	120	34	5	24	6	15	15	5	24	4	33
120	150	40	5	27	8	17	18	5	29	5	39
150	180	39	2	26	11	16	21	4	32	6	42
180	250	45	1	29	14	18	25	4	38	7	49
250	260	44	—5	28	20	17	31	3	44	8	55
260	315	50	—1	32	19	20	32	5	46	8	58
315	360	48	—3	30	21	18	34	3	48	10	60
360	400	55	0	35	20	22	35	5	50	10	65
400	500	55	—5	35	25	22	40	5	55	10	70

24. Виды нагружения колец (по ГОСТу 3325-55)

Условия работы		Вид нагружения кольца	
Характер радиальной нагрузки, воспринимаемой подшипником	Вращающееся кольцо	внутреннего	наружного
Постоянная по направлению	Внутреннее	Циркуляционное	Местное
	Наружное	Местное	Циркуляционное
Постоянная по направлению сочетается с меньшей по величине вращающейся нагрузкой (равнодействующая совершает качение)	Внутреннее	Циркуляционное	Колебательное
	Наружное	Колебательное	Циркуляционное
Постоянная по направлению сочетается с большей по величине вращающейся нагрузкой (равнодействующая вращается)	Внутреннее	Местное	Циркуляционное
	Наружное	Циркуляционное	Местное
Постоянная по направлению	Внутреннее и наружное кольца в одном или противоположных направлениях	Циркуляционное	
Вращающаяся вместе с внутренним кольцом		Местное	Циркуляционное
Вращающаяся вместе с наружным кольцом		Циркуляционное	Местное

Возможные натяги и зазоры между внутренним кольцом подшипника и валом приведены в табл. 20 и 21.

При выборе посадок на вал 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 от номинального размера, а не в плюс, как в основной детали в системе отверстия по ОСТу НКМ 1011* и ОСТу 1012*. Поэтому принятые предельные отклонения шеек вала по указанным стандартам позволяют получать группы подшипниковых посадок, указанные в табл. 25.

25. Подшипниковые посадки на вал и их обозначения

Посадки	Обозначения для подшипников классов точности	
	А и С	Н, II, В
Посадки с гарантированными натягами:		
глухая подшипниковая	G_{1n}	G_n
тугая подшипниковая	T_{1n}	T_n
напряженная подшипниковая . .	H_{1n}	H_n
Посадки с натягами-зазорами:		
плотная подшипниковая	P_{1n}	P_n
скользящая подшипниковая . .	C_{1n}	C_n
движения подшипниковая	D_{1n}	D_n
Посадка с гарантированными зазорами:		
ходовая подшипниковая	—	X_n

Для подшипников на закрепительных и закрепительно-стяжных (буксовых) втулках предельные отклонения валов назначаются по 3-му классу точности ОСТА 1023* (отклонение вала B_3), а в узлах, не требующих точного вращения, — по классу точности 3а ОСТА НКМ 1027*

(отклонение вала B_{3a}) или по 4-му классу точности ОСТА 1024* (отклонение вала B_4).

При установке подшипника на конической шейке вала вопрос о назначении предельных диаметров практически отпадает, и посадку с требуемым натягом получают в этих случаях за счет осевого перемещения внутреннего кольца подшипника вдоль вала на соответствующую длину.

Посадки шарико- и роликоподшипников в корпус осуществляются по системе вала: предельные отклонения наружного диаметра подшипника остаются здесь постоянными, а для разных посадок меняются предельные диаметры отверстий корпусов по ОСТАм 1022*, 1023* и НКМ 1021*.

Возможные зазоры и натяги между наружным кольцом подшипника и корпусом приведены в табл. 22 и 23.

Обработка отверстий корпусов по калибрам посадок указанных стандартов позволяет применять для подшипников группы подшипниковых посадок, указанные в табл. 26.

В особых случаях, когда на опору действуют тяжелые нагрузки или корпус — тонкостенный, подшипник устанавливают в отверстие корпуса с прессовой посадкой P_7 по системе ISA-3 (см. табл. 22).

Посадки радиальных и радиально-упорных шарико- и роликоподшипников. Для радиальных и радиально-упорных подшипников могут быть рекомендованы посадки на вал и в корпус, указанные в табл. 27 и 28.

Посадки L_n и L_{3n} (см. табл. 27) следует назначать в тех случаях, когда необходимо часто снимать подшипники с вала.

Посадку H_n (табл. 28) следует назначать для корпусов из цветных металлов. В этом случае рекомендуется (особенно для силуминовых корпусов) запрессовка стальных втулок в корпус.

Посадку колец двоянных подшипников, устанавливаемых с внутренним предварительным натягом, выбирают, как правило, плотную L_{1n} на валу и скользящую C_{1n} или C_n в корпусе.

26. Подшипниковые посадки в корпус и их обозначения

Посадки	Обозначения для подшипников классов точности	
	А и С	Н, Ц, В
Посадка с натягами-зазорами:		
глухая подшипниковая	G_{1n}	G_n
тугая подшипниковая	T_{1n}	T_n
напряженная подшипниковая . .	H_{1n}	H_n
плотная подшипниковая	Π_{1n}	Π_n
Посадки с гарантированными зазорами:		
скользящая подшипниковая . .	C_{1n}	C_n^*, C_{2n}^*, C_{3n}
движения подшипниковая . .	—	D_n

* У посадок C_n и C_{3n} минимальный посадочный зазор равен нулю.

27. Посадки внутреннего кольца на вал

Вид нагружения кольца	Посадки
Местное	$\Pi_n, C_n, D_n, X_n, \Pi_{1n}, C_{1n}$
Циркуляционное	$G_n, T_n, H_n, \Pi_n, L_n, G_{1n}, T_{1n}, H_{1n}, \Pi_{1n}, L_{3n}$
Колебательное	Π_n, H_n, Π_{1n}

При применении радиальных и радиально-упорных подшипников классов точности А и С посадки их на вал и в корпус следует выбирать по 1-му классу точности по ОСТАм НКМ 1011* и 1021*.

В точных узлах металлообрабатывающих станков и приборов с целью уменьшения колебания натяга производят селективную подборку, сортируя валы и корпуса на две

группы с сортировочным допуском в каждой из них, равным половине поля допуска на изготовление этих деталей. Подшипники также сортируют, после чего производится сборка узла из деталей одной сортировочной группы. При таком способе сборки разброс величин натяга уменьшается вдвое.

28. Посадки наружного кольца в корпус

Вид нагружения кольца	Посадки
Местное	$X_n, D_n, C_{3n}, C_n, \Pi_n$
Циркуляционное	$G_n, T_n, H_n, P_7, G_{1n}, T_{1n}, H_{1n}$
Колебательное	H_n, Π_n, Π_{1n}

Посадки игольчатых подшипников. Игольчатые подшипники с массивными кольцами устанавливают на валы и в корпуса с теми же посадками, что и радиальные подшипники.

Для игольчатых подшипников со штампованными тонкостенными наружными кольцами рекомендуется обрабатывать посадочные поверхности корпуса по 2-му классу точности ОСТА 1022* по калибрам П для чугуновых и стальных корпусов и Н — для корпусов из легких сплавов.

При использовании игольчатых подшипников со штампованными тонкостенными наружными кольцами рекомендуется в ряде случаев сортировать подшипники и корпуса на группы в пределах общего допуска на диаметры и производить монтаж подшипников в соответствующие по группе корпуса; этим предотвращается образование чрезмерных натягов или зазоров.

Допуски на обработку вала (поверхности качения игольчатых роликов) рекомендуются следующие:

при вращательном движении подшипника — по 2-му классу точности ОСТА 1022* как для основного вала В; при колебательном движении

29. Примеры выбора посадок шарико- и роликоподшипников на валы
(по ГОСТу 3325—55)

Общая характеристика условий, определяющих выбор посадки			Машины и подшипниковые узлы	Диаметры подшипников в мм				Посадки
Вращается или не вращается вал	Вид нагружения внутреннего кольца	Режим работы и дополнительные примечания		радиальных		радиально-упорных		
				шариковых	роликовых	шариковых	роликовых	
Не вращается	Местное	Легкий или нормальный	Ролики ленточных транспортеров, конвейеров и подвесных дорог для небольших грузов		Подшипники всех диаметров		D_n	
		Нормальный или тяжелый*	Передние и задние колеса автомобилей и тракторов, колеса вагонеток, самолетов				D_n, X_n	
		Нормальный или тяжелый	Натяжные ролики ременных передач, блоки, ролики рольгангов, ролики органов управления самолетов				C_n	
Вращается	Циркуляционный	Легкий или нормальный	Центрифуги, турбокомпрессоры, центробежные насосы, вентиляторы, редукторы, коробки скоростей станков	До 40	До 40	До 100	До 40	H_n, P_n, P_{1n}
				До 100	До 100	Св. 100	До 100	H_n, P_n, H_{1n}
				До 250	До 250	До 250	До 250	T_n
		Нормальный или тяжелый	Электродвигатели мощностью до 100 квт, станки, турбины, кривошипно-шатунные механизмы, коробки передач автомобилей и тракторов, шпиндели металлорежущих станков, редукторы	До 100	До 40	До 100	До 100	H_n, P_n, H_{1n}
				Св. 100	До 100	Св. 100	До 180	T_n, T_{1n}
					До 250		До 250	Γ_n, Γ_{1n}
		Тяжелая и ударная нагрузка	Железнодорожные и трамвайные буксы, коленчатые валы двигателей, электродвигатели мощностью свыше 100 квт, ходовые колеса мостовых кранов, ролики рольгангов тяжелых станков, дробильные машины	Подшипники всех диаметров				Γ_n, T_n
								B_3
		Нормальный	Железнодорожные и трамвайные буксы, валки прокатных станов	Подшипники на закрепительно-стяжных втулках всех диаметров				B_3, B_4
								B_3, B_4
		Нормальный	Трансмиссионные валы и узлы, не требующие точного вращения, с.-х. машины	Подшипники на конических закрепительных втулках всех диаметров				B_3, B_4
								B_3, B_4

* При регулировке зазоров подшипника по внутреннему кольцу.

* При регулировке зазоров подшипника по внутреннему кольцу.

30. Примеры выбора посадок шарико- и роликоподшипников в корпуса (по ГОСТу 3325—55) (корпус из чугуна или стального литья)

Общая характеристика условий, определяющих выбор посадки			Машины и подшипниковые узлы	Посадки
Вращается вал или корпус	Вид нагружения на ружного кольца	Режим работы и дополнительные примечания		
Вращается корпус	Циркуляционное	Нормальный	Ролики ленточных транспортеров, натяжные ролики ременных передач	T_n, H_n
		Нормальный или тяжелый	Ролики рольгангов, подшипники коленчатых валов компрессоров, ходовые колеса мостовых кранов	Γ_n
		Нормальный или тяжелый (для точных узлов)	Подшипники шпинделей тяжелых станков (расточных и фрезерных)	H_{1n}, T_{1n}
		Тяжелый (при тонкостенных корпусах)	Колеса самолетов, передние и задние колеса автомобилей и тракторов	P_1
Вращается вал	Местное	Нормальный	Центробежные насосы, вентиляторы, центрифуги, подшипники шпинделей металлорежущих станков	Π_n, Π_{1n}
		Нормальный или тяжелый (перемещение вдоль оси невозможно)	Конические роликоподшипники коробок передач и задних мостов автомобилей и тракторов	T_n, Π_n, H_n
		Нормальный или тяжелый	Большинство подшипников для общего машиностроения, редукторы, железнодорожные и трамвайные буксы	C_n
	Местное или колебательное	Легкий или нормальный (разъемные корпуса)	Трансмиссионные валы и узлы, не требующие точного вращения, с.-х. машины	C_{2an}, C_{3n}
		Нормальный или тяжелый	Подшипники шпинделей шлифовальных станков, коренные подшипники коленчатых валов двигателей	$\Pi_n, \Pi_{1n}, H_n, H_{1n}$

малой амплитуды и при статической нагрузке — по 2-му классу точности ОСТа 1022* по калибру Н.

Тяжелонагружаемые подшипники, иглочатые и других типов не рекомендуется устанавливать непосредственно в корпус из легкого сплава — их следует помещать в промежуточный стальной стакан.

Посадки упорных подшипников. «Тугим» называют кольцо упорного подшипника, у которого внутренний диаметр d является посадочным. У «свободного» кольца посадочным является диаметр D .

Для тугого кольца упорных шарикоподшипников применяют посадку H_n или H_7 ; для тугого кольца упорных роликоподшипников — посадку H_8 или T_8 . Свободное кольцо упорных подшипников устанавливают в отверстие вращающейся детали с посадкой P_n .

При установке тугого кольца на валу с радиальными подшипниками качения в опорах свободное кольцо устанавливают в отверстие корпуса с гарантированным радиальным зазором не менее 0,5—1 мм на сторону, в зависимости от размера подшипника.

Если упорный подшипник устанавливают на вертикальном валу без радиальной опоры, то необходимость установки колец с гарантированным зазором отпадает. В этих случаях подшипник устанавливают на вал с посадкой P_n , а в корпус — с посадкой H_8 по ОСТу 1023*.

Примеры выбора посадок шарико- и роликоподшипников приведены в табл. 29 и 30.

Режимы работы, указанные в этих таблицах, характеризуются следующей расчетной долговечностью:

Режим . . Тяжелый Нормальный Легкий

Долговечность в ч 2500—5000 5000—10 000 > 10 000

При ударных и вибрационных нагрузках посадки для подшипников выбирают по нормам тяжелого режима работы, независимо от расчетной долговечности.

Чистота обработки и допускаемые отклонения геометрической формы посадочных поверхностей подшипников. Чистота обработки поверхностей посадок подшипников должна быть не ниже классов чистоты по ГОСТу 2789—59, указанных в табл. 31.

31. Чистота обработки поверхностей посадок подшипников

Посадочные поверхности	Подшипники классов точности	Классы чистоты при номинальных диаметрах в мм	
		до 80	св. 80 до 500
На валах	Н и П В и А С	7 8 9	6 7 8
В отверстиях корпусов	Н и П В, А и С	7 8	6 7
Торцов заплечиков валов и корпусов	Н и П В, А и С	6 7	6 6

Допускаемые отклонения от правильной геометрической формы валов и корпусов в местах посадки подшипников не должны превышать норм и величин, указанных в табл. 32—35 (по ГОСТу 3325—55).

32. Допускаемые отклонения от правильной геометрической формы вала и корпуса

Для посадки шарико- и роликоподшипников класса точности	Овальность, не более		Разность диаметров в крайних сечениях посадочной поверхности, не более	
Н, П и В	1/2	допуска на диаметр в любом сечении	1/2	допуска на диаметр посадочной поверхности
А и С	1/4	посадочной поверхности	1/4	

33. Допускаемые отклонения от правильной геометрической формы посадочных поверхностей валов под посадки шарико- и роликоподшипников на закрепительных или закрепительно-стяжных (буковых) втулках

Классы точности обработки валов под втулочную посадку подшипников	Овальность, не более	Разность диаметров в крайних сечениях посадочной поверхности, не более
B_3, B_{3a}, B_4	1/4 допуска на диаметр в любом сечении посадочной поверхности	1/4 допуска на диаметр посадочной поверхности

34. Боковое биение заплечиков валов

Номинальные диаметры валов в мм		Допускаемое боковое биение заплечиков валов в мк для посадки шарико- и роликоподшипников классов точности				
св.	до	Н и П	В	А	С	
—	50	20	10	7	4	
50	120	25	12	8	6	
120	250	30	13	10	8	
250	315	35	17	12	—	
315	400	40	20	13	—	

35. Боковое биение заплечиков в отверстиях корпусов

Номинальные диаметры отверстий в корпусах в мм		Допускаемое боковое биение заплечиков в отверстиях корпусов в мк для посадки шарико- и роликоподшипников классов точности				
св.	до	Н и П	В	А	С	
—	80	40	20	13	8	
80	120	45	22	15	9	
120	150	50	25	18	10	
150	180	60	30	20	12	
180	250	70	35	23	14	
250	315	80	40	27	16	
315	400	90	45	30	—	
400	500	100	50	33	—	

**УСТАНОВОЧНЫЕ РАЗМЕРЫ
В КОРПУСАХ И ВАЛАХ
ДЛЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ**

Фаски шарико- и роликоподшипников. Монтажные фаски подшипников, сопрягающиеся с галтелями вала и корпуса, выполняются нормальными симметричными (рис. 31) и с

уступом на торцевой поверхности (рис. 32).

Наибольшие радиусы закруглений (галтели) на валу или в корпусе, предельные размеры (координаты) фасок, а также наименьшие высоты заплечиков на валу и в корпусе при установке радиальных подшипников приведены в табл. 36 (по ГОСТу 4253—48).

Высота h упорного заплечика вала (корпуса) должна перекрывать монтажную фаску подшипника. Она

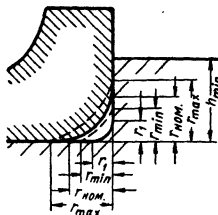


Рис. 31

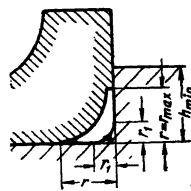


Рис. 32

назначается обычно меньше ширины торца кольца, примыкающего к нему, с тем, чтобы обеспечить возможность захвата подшипника при демонтаже, особенно в тех случаях, когда посадка с натягом.

Если по конструктивным причинам высота упорного заплечика получается слишком малой или вал изготовлен из мягкого металла, например дюралюминия, то между ним и соответствующим кольцом подшипника помещают упорное кольцо; в случае слишком большой высоты заплечика на валу (корпусе) должны быть предусмотрены специальные проточки или пазы для лап съемника.

36. Координаты фасок подшипников, радиусы галтелей и высоты упорных запле­чиков

Размеры в мм

Координаты фасок подшипников			Наибольшая галтель вала или корпуса r_1	Высота упорного запле­чика вала или кор­пуса h_{min}
$r_{ном}$	r_{max}	r_{min}		
0,2	0,4	0,1	0,1	—
0,3	0,5	0,2	0,2	—
0,4	0,7	0,2	0,2	—
0,5	0,8	0,3	0,3	1,0
1,0	1,5	0,7	0,6	2,5
1,5	2,1	1,1	1,0	3,0
2,0	2,7	1,3	1,0	3,5
2,5	3,3	1,8	1,5	4,5
3,0	4,0	2,3	2,0	5,0
3,5	4,5	2,5	2,0	6,0
4,0	5,2	3,0	2,5	7,0
5,0	6,3	3,7	3,0	9,0
6,0	7,5	4,7	4,0	11,0
8,0	10,0	6,0	5,0	14,0
10,0	12,5	7,5	6,0	18,0
12,0	15,0	9,5	8,0	22,0
15,0	19,0	12,0	10,0	27,0
18,0	23,0	14,0	12,0	32,0

Установочные размеры шарико- и роликоподшипников стандартных конструкций могут быть определены по формулам, приведенным далее, причем размерами d_{amin} и D_{amax} предусматривается обеспечение наименьшей допустимой величины опорных запле­чиков по валу и по корпусу. Размерами d_{amax} и D_{amin} предусматривается обеспечение минимальных монтажных запле­чиков по бортикам внутренних и наружных колец.

Минимальные величины монтажных запле­чиков (h_1 и h_2) приведены в табл. 37.

37. Минимальная величина монтажных запле­чиков на кольцах подшипников

Размеры в мм

Внутренний диаметр подшипника d	св.	9	15	50	100	150
	до	15	50	100	150	—
Минимальные монтажные запле­чики h_1 и h_2	1	2	2,5	3	3,5	

Если при расчете монтажных запле­чиков h_{1min} и h_{2min} размеры их окажутся меньше величин, указанных в табл. 37, то на запле­чках вала или корпуса следует предусмотреть монтажные пазы.

Принятые величины запле­чиков вала и корпуса для радиально-упорных подшипников следует проверить на смятие, исходя из действующих осевых нагрузок.

Необходимые установочные размеры подшипников качения определяют в зависимости от типа подшипника, пользуясь приведенными ниже формулами:

Подшипники: шариковые радиальные однорядные; шариковые радиальные двухрядные сферические; роликовые радиальные с цилиндрическими роликами; роликовые радиальные двухрядные сферические; роликовые игольчатые; шариковые радиально-упорные:

$$d_{2min} = d + 2h, \text{ где } h \text{ — наименьшая высота запле­чика (по табл. 36);}$$

$$d_{2max} = 0,16D + 0,84d + 0,7r;$$

$$h_{1min} = 0,16D + 0,34d - 0,5d_2 - 0,3r;$$

$$D_{2max} = D - 2h;$$

$$D_{2min} = 0,84D + 0,16d - 0,7r;$$

$$h_{2min} = 0,5D_{2min} - 0,34D - 0,16d - 0,3r.$$

Размеры a_{1min} — по табл. 38.

38. Гарантированный зазор между торцами колец или сепараторов и стенками корпуса (см. рис. 33)

d в мм	св.	—	50	120	260	500
	до	50	120	260	500	—
$a_1 min$ в мм	2	3	4	5	6	

Подшипники роликовые конические (рис. 34):

$$d_{2min} = d + 2h, \text{ где } h \text{ — наименьшая высота запле­чика (табл. 36);}$$

$$d_{2max} = 0,212D + 0,788d + 0,7r;$$

$$h_1 = 0,212D + 0,282d - 0,5d_2 - 0,3r;$$

$$d_{3max} = 0,2D + 0,8d;$$

39. Размеры a_1 и a_2 в мм для конических ролиководшипников

Серия диаметров													
Диаметр отверстия (d) в мм		Сверхлегкая 9 Серия ширин 2 2 007 900		Особо легкая 1 Серия ширин 2 2 007 100		Легкая 2 Серия ширин 0 7200		Легкая 5 Широкая серия 7500		Средняя 3 Серия ширин 0 7300		Средняя 6 Широкая серия 7600	
св.	до	a_1	a_2	a_1	a_2	a_1	a_2	a_1	a_2	a_1	a_2	a_1	a_2
15	15	—	—	—	—	2	2	—	—	3	3	—	—
30	30	—	—	—	3,5	3	3	3	3	3	4	3	5
30	50	3	4	3	4,5	4	4	4	5	5	5	5	8
50	60	3	4,5	3	4,5	5	4	5	5,5	5	7	5	10
60	80	4	6	4	6	6	5	6	7	6	8	6	12
80	100	5	7	5	7	7	7	7	8	7	10	12	16
100	110	6	7	6	7	9	9	9	10	12	12	14	18
110	130	6	8	6	8	11	9	10	12	14	12	14	18
130	150	6	9	6	9	12	10	10	13	14	16	14	18
150	190	8	10	8	10	—	—	10	16	—	—	15	20
190	360	8	14	9	13	—	—	—	—	—	—	—	—

$$D_{2\max} = D - 2h;$$

$$D_{2\min} = 0,935D + 0,065d - 0,23T_{\max} - 0,7r;$$

$$h_2 = 0,5D_2 + 0,23T_{\max} - 0,435D - 0,065d - 0,3r;$$

$$D_{1\max} = 0,935D + 0,065d - 0,23(T_{\max} -$$

$$- c); D_{1\min} = 0,885D + 0,13d -$$

$$- 0,46(T_{\max} - c) + 0,6r.$$

Размеры a_1 и a_2 приведены в табл. 39.

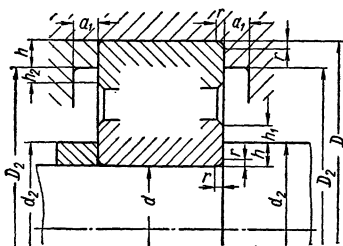


Рис. 33

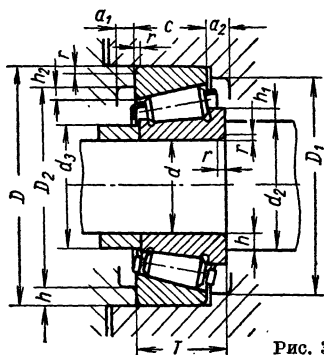


Рис. 34

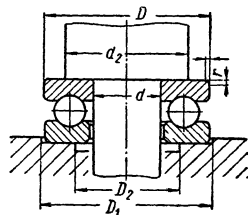


Рис. 35

Шарикоподшипники упорные односторонние (рис. 35):

$$d_{2\min} = 0,6D + 0,4d; d_{2\max} = D -$$

$$- (6 \div 8) r; D_{2\max} = 0,4D + 0,6d;$$

$$D_{2\min} = d + (1 \div 2) \text{ мм};$$

$$D_{1\min} = D + \varepsilon, \text{ где } \varepsilon - \text{зазор берется по табл. 40.}$$

40. Значения ε для вычисления $D_{1\min}$

D в мм	св.	—	100	200	600
	до	100	200	600	—
ε в мм		0,5	1	2	3

ОСЕВЫЕ КРЕПЛЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ НА ВАЛАХ И КОРПУСАХ

От случайных осевых перемещений на посадочных поверхностях под действием осевой нагрузки кольца подшипников должны удерживаться закрепительными устройствами. Чем больше величина осевой нагрузки, чем выше скорости

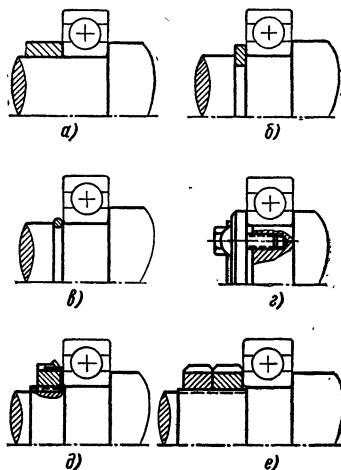


Рис. 36. Осевое крепление подшипников на валах

вращения, тем более надежным должно быть крепление колец.

Крепление внутренних колец подшипников. Наиболее распространенные типы крепления внутренних колец показаны на рис. 36. Крепление по рис. 36, б, в применимы для опор, которые могут свободно перемещаться в корпусе, и если допустимо ослабление вала проточками, крепление по рис. 36, г — для концевых опор. При диаметре вала свыше 70 мм прижимную шайбу рекомендуется центрировать по валу, для чего вал должен выступать за габариты подшипника, а шайба иметь соответствующую конфигурацию. Для стопорения болтов применяют мягкую проволоку или пластины из стали 10 толщиной 1 мм.

Такое стопорное устройство надежно даже при вибрационных нагрузках. Крепление по рис. 36, д — универсальное, и в целях унификации деталей узлов рекомендуется применять его во всех случаях, когда нарезание резьбы на валу и фрезерование паза под язычок стопорной шайбы конструктивно допустимы и не вызывают технологических затруднений. Стандартизованные размеры гаек и шайб этого крепления (ГОСТ 8725—87) приведены в табл. 41.

Крепление по рис. 36, е, часто применяемое, требует увеличения габаритов в осевом направлении, увеличения длины резьбы на валу и поэтому рационально только в тех случаях, когда фрезерование паза под язычок стопорной шайбы невозможно.

Крепление наружных колец подшипников. Распространенные способы крепления наружных колец изображены на рис. 37. Крепления

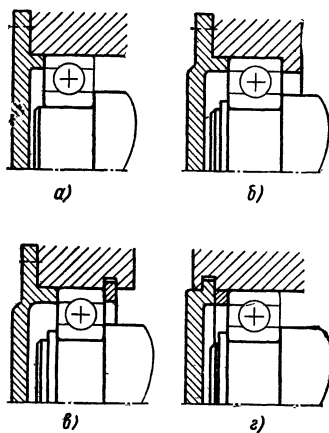
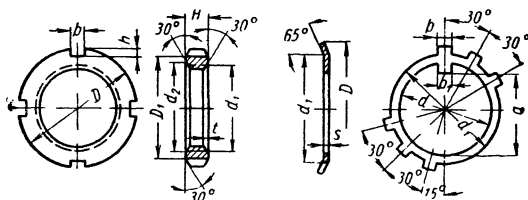


Рис. 37. Осевое крепление подшипников в корпусах

по рис. 37, а, б применимы как для разъемных, так и для неразъемных корпусов, а по рис. 37, в, г — только для разъемных корпусов. Крепления по рис. 37 предназначены для установки в концевых опорах. Если вал выходит из корпуса, то меняется

41. Размеры гаек и стопорных шайб для крепления радиальных шарико-роликоподшипников на гладких валах

Размеры в мм



№ ступки	Резьба d ₁	d ₂	D	D ₁	H	b	h	t	d	D	d ₁	a	b ₁	b	S
17	20 × 1,0	21	32	26,8	6	6	2,5	0,5	20,5	36	27	18,5	5,8	5,8	1
20	25 × 1,5	26	38	32,8	7	6	2,5	0,5	25,5	44	33	23,0	5,8	5,8	1,25
25	30 × 1,5	31	45	38,8	7	6	2,5	0,5	30,5	49	39	27,5	5,8	5,8	1,25
30	35 × 1,5	36	52	44,7	8	6	2,5	0,5	35,5	57	45	32,5	5,8	5,8	1,25
35	40 × 1,5	41	58	49,7	9	6	3	0,5	40,5	61	50	37,5	7,8	5,8	1,25
40	45 × 1,5	46	65	56,7	10	6	3	0,5	45,5	69	57	42,5	7,8	5,8	1,25
45	50 × 1,5	51	70	61,7	11	6	3	0,5	50,5	74	62	47,5	7,8	5,8	1,25
50	55 × 2	57	75	67,7	11	8	3	1,0	55,5	81	68	52,5	7,8	7,8	1,25
55	60 × 2	62	80	73,7	11	8	3	1,0	60,5	84	74	57,5	7,8	7,8	1,5
60	65 × 2	67	85	78,6	12	8	3	1,0	65,5	91	79	62,5	7,8	7,8	1,5
65	75 × 2	77	98	89,6	13	10	3,5	1,0	76	103	90	71,5	9,8	7,8	1,5
70	80 × 2	82	105	94,6	15	10	4	1,0	81	113	95	76,5	9,8	9,8	1,8
75	85 × 2	87	110	101,6	16	10	4	1,0	86	118	102	81,5	9,8	9,8	1,8
80	90 × 2	92	120	109,6	16	10	4	1,0	91	124	110	86,5	11,8	9,8	1,8
85	95 × 2	97	125	114,6	17	10	4,5	1,0	96	132	115	91,5	11,8	9,8	1,8
90	100 × 2	102	130	119,6	18	10	4,5	1,0	101	138	120	96,5	11,8	9,8	1,8
100	110 × 2	112	145	134,5	19	12	5	1,0	111	151	135	105,5	13,8	11,8	1,8
110	120 × 2	122	155	139,5	20	12	5	1,0	121	162	140	115,0	13,8	11,8	2
115	130 × 2	132	165	149,5	21	12	6	1,0	131	172	150	125,0	15,8	11,8	2
125	140 × 2	142	180	160,5	22	14	6	1,0	141	189	161	135,0	15,8	13,8	2
135	150 × 2	152	195	171,5	24	18	7	1,0	151	203	172	145,0	17,8	17,8	2
140	160 × 3	163	205	182,5	25	18	7	1,5	161	215	183	154,0	17,8	17,8	2,5
150	170 × 3	173	220	193,4	26	18	7	1,5	171	226	194	164,0	19,8	17,8	2,5
160	180 × 3	183	230	203,4	27	18	8	1,5	181	236	204	174,0	19,8	17,8	2,5
170	190 × 3	193	240	214,4	28	18	8	1,5	191	246	215	184,0	21,8	17,8	2,5
180	200 × 3	203	250	226,4	29	18	8	1,5	201	257	227	194,0	21,8	17,8	2,5

конфигурация крышки, но крепления могут остаться такими, как изображено на рис. 37. Нормализованные крышки для подшипниковых корпусов показаны на рис. 38. Выбор типа крышки зависит от принятой системы смазки узла.

При выборе крепления колец для радиально-упорных подшипников следует учитывать, что регулирование таких подшипников производится чаще всего путем смещения наружного кольца в осевом направлении. В этих случаях пре-

дусматривается установка регулировочных прокладок между корпусом и крышкой (рис. 39, а). Набор прокладок должен быть таким, чтобы при регулировании осевой игры нужно было бы не увеличивать, а убавлять количество прокладок.

Материалом для прокладок может служить жесть, калиброванная латунь и плотная бумага.

В легконагруженных узлах заменяют регулировку подшипников с помощью упорного фланца, нажимаемого шпилькой (рис. 39, б). Такой

способ позволяет регулировать подшипники, не снимая крышек, однако конструкция узла при этом усложняется из-за введения деталей, более

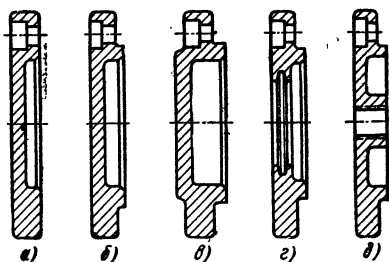


Рис. 38. Крышки прижимные для подшипниковых корпусов: а — низкая; б — нормальная; в — высокая; г — с канавкой под уплотнительное кольцо; д — упорная

сложных, чем прокладки; поэтому применение этого способа не всегда желательно.

В случаях, когда к узлу предъявляются особые требования (например, требования особой жесткости, посадки наружных и внутренних



Рис. 39. Осевое крепление регулируемых подшипников в корпусах

колец с натягом), применяют устройство, схематически показанное на рис. 39, в.

Приведенные примеры осевого крепления колец подшипников далеко не исчерпывают применяемые на практике конструкции. В качестве примера на рис. 40 показаны два специальных крепления. Крепление по рис. 40, а осуществляется элементами уплотняющего устройства. Благодаря применению шайбы, привинченной к лабиринтному кольцу, такое крепление способно

воспринимать большие осевые нагрузки; оно позволяет избежать нарезания резьбы на валу для установки гайки.

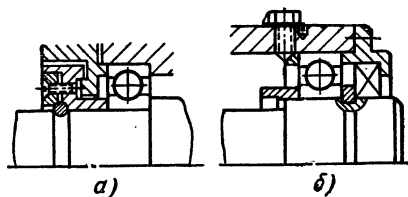


Рис. 40. Два специальных крепления регулируемых подшипников

Крепление наружного кольца по рис. 40, б производится шайбой, имеющей конический скос и прижимаемой к подшипнику специальными винтами. При такой конструкции отпадает необходимость делать в корпусе запяски, что облегчает обработку посадочных мест под подшипники.

42. Окружные скорости, допускаемые для уплотнений

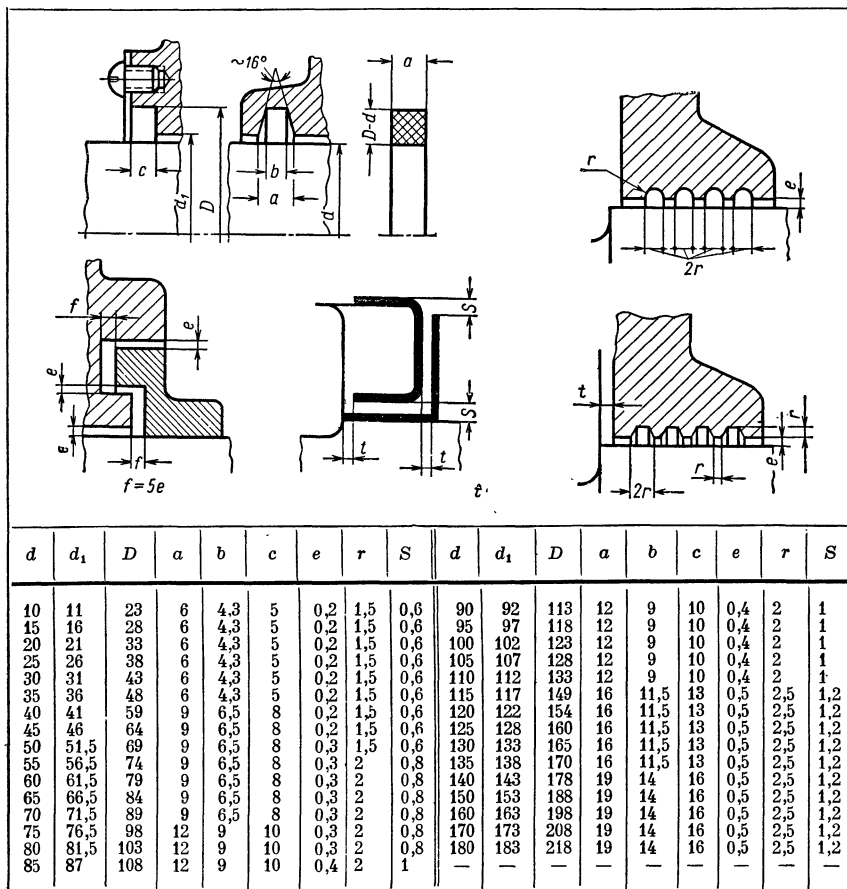
Тип уплотнения	Максимальная допускаемая окружная скорость в м/сек
Контактные:	
фетровые	4
то же при высоком качестве фетра, для полированных валов	8
манжетные	10
то же из синтетической резины	15
для полированных валов	
Щелевые:	
кольцевые зазоры, проточки	5
лабиринты, заполненные консистентной смазкой	30
лабиринты без набивки смазкой	≥ 50
Основанные на действии центробежных сил	
Комбинированные	Ограничены минимальной скоростью По лимитирующему элементу

УПЛОТНЯЮЩИЕ УСТРОЙСТВА ДЛЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Назначение уплотняющих устройств — изоляция подшипников от воздействия внешней среды (проникновения в подшипник избыточной смазки, грязи, пыли, влаги и т. п.) и предупреждение утечки смазки из подшипниковой камеры.

Все уплотняющие устройства подразделяют на следующие виды: контактные (фетровые и войлочные кольца, манжеты из кожи или синтетической маслостойкой резины, уплотнения типа поршневых колец); щелевые (кольцевые зазоры, проточки — жировые канавки, защитные шайбы, лабиринты); уплотнения, эффективность которых рассчитана на

43. Размеры уплотнений в мм



Примечания: 1. $f = 5e$ и $t = 2,5s$.

2. При особо точной обработке подшипникового узла, незначительных температурных колебаниях указанные в таблице зазоры могут рассматриваться как максимальные.

действие центробежных сил; комбинированные.

При выборе типа уплотнения следует учитывать окружную скорость вала (табл. 42) и состояние окружающей среды (степень запыленности, наличие влаги в виде брызг, тумана). Универсальных — годных для всех случаев применения — уплотняющих устройств не существует, однако

комбинация уплотнений различных видов даже при тяжелых условиях работы дает необходимый эффект.

На рис. 41—44 показаны типовые конструкции уплотняющих устройств для подшипниковых узлов, а в табл. 43 и 44 — размеры некоторых распространенных элементов уплотнений.

44. Номинальные размеры резиновых армированных манжет для уплотнения валов в мм

Тип I
Исполнение I

Тип II

1 — резиновый корпус; 2 — металлический каркас; 3 — пружина

Диаметр вала d	d_1	D	B	d_2	Диаметр вала d	d_1	D	B	d_2	Диаметр вала d	d_1	D	B	d_2
6, 7, 8, 9	$d - 0,2$	22	7	—	100	$d - 0,4$	125	12	$d - 1,0$	420	$d - 1,0$	470	22	—
10, 11		25			105		130			450		500		
12, 13, 14		28			110		135			480		530		
15, 16		30			115		145			500		550		
18, 19		35			120		150			530		580		
20, 21, 22, 24	$d - 0,3$	40	10	$d - 1,0$	125	$d - 0,5$	155	15	$d - 1,5$	560	$d - 1,5$	610	30	—
25		42			130		160			580		650		
26		45			140		170			630		690		
28		47			150		180			670		730		
30, 32		52			160		190			710		770		
35, 38	$d - 0,4$	58	12	$d - 1,0$	170	$d - 0,6$	200	18	$d - 2,0$	800	$d - 2,0$	810	40	—
40		60			180		220			850		910		
42		62			190		230			900		1010		
45		65			200		240			950		1060		
48, 50		70			210		250			1000		1060		
52	$d - 0,5$	75	14	$d - 1,0$	220	$d - 0,8$	260	20	$d - 2,5$	1120	$d - 2,5$	1140	50	—
55, 58		80			240		280			1180		1260		
60		85			250		290			1250		1330		
65		90			260		300			1320		1420		
70		95			280		320			1400		1500		
75	$d - 0,6$	100	16	$d - 1,0$	300	$d - 1,0$	340	22	$d - 3,0$	1500	$d - 3,0$	1600	—	—
80		105			320		360			1500		1600		
85		110			340		380			1500		1600		
90, 95		120			360		400			1500		1600		
					380		420			1500		1600		
					400	440								

Примечание. d_1 — внутренний диаметр манжеты без пружины.

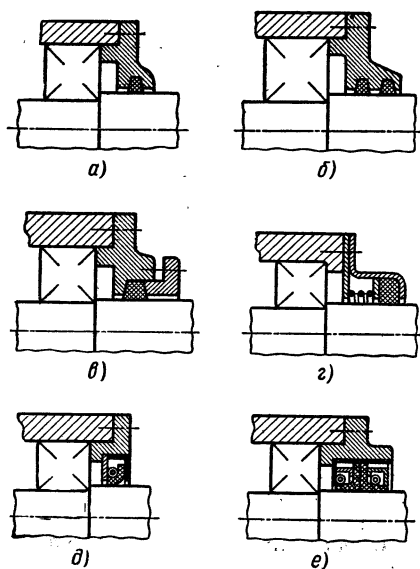


Рис. 41. Контактные уплотнения: а, б — фетровые или войлочные; в — то же, с регулировкой при помощи нажимной втулки; г — то же с автоматическим нажимом винтовой пружины; д — магнитные кассеты из кожи или маслостойкой резины; е — то же двоянные

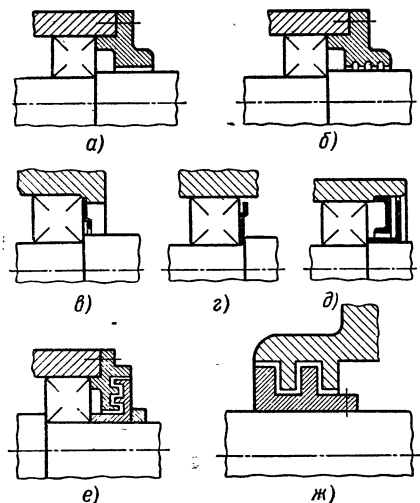


Рис. 42. Шелевые уплотнения: а — сквозная проточка; б — кольцевые жировые канавки, заполненные консистентной смазкой; в и г — защитные шайбы; д — защитные шайбы, образующие лабиринт; е — лабиринт; ж — лабиринт для разъемных корпусов

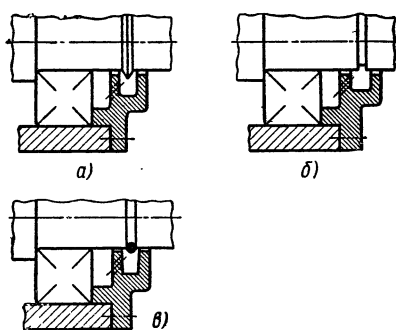


Рис. 43. Уплотнения, рассчитанные на действие центробежных сил: а — маслосбрасывающий выступ на валу; б — проточка, препятствующая утечке масла из корпуса; в — то же, и маслосбрасывающая проволока, установленная в проточке вала

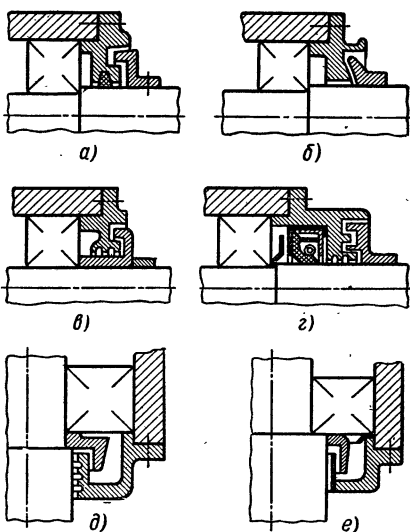


Рис. 44. Комбинированные уплотнения: а — фетровое уплотнение в сочетании с лабиринтом; б — проточка и воротник, допускающий перекосы вала (самоустанавливающиеся подшипники); в — жировые канавки и лабиринт; г — магнитное уплотнение в сочетании с маслосбрасывающим козырьком, жировыми канавками и лабиринтом; д, е — уплотнения для вертикальных валов, где трубка, запрессованная в крышку корпуса, образует ванну, а конус и специальная маслостражающая шайба подают масло в подшипник

СМАЗКА ПОДШИПНИКОВ

Для смазки подшипников качения применяют материалы: жидкие — смазочные масла и мажеобразные — консистентные смазки.

Смазочные масла предпочтительны во всех случаях, где их технически возможно применять. Их преимущества по сравнению с консистентными смазками: меньший коэффициент трения и большая стабильность; способность проникать в узкие зазоры, что облегчает поступление смазки к трущимся поверхностям; возможность смены масла без разборки узла; лучший отвод тепла от подшипника; вымывание продуктов его износа.

С другой стороны, смазочные масла требуют применения довольно сложных уплотняющих устройств и регулярного наблюдения за смазочной системой.

Консистентные смазки по сравнению со смазочными маслами имеют следующие преимущества: хорошо удерживаются в подшипнике и в корпусе, чем обеспечивают чистоту механизма, что особенно важно в пищевой, текстильной, химической и некоторых других отраслях промышленности; не требуют сложных по конструкции уплотняющих устройств и не нуждаются в постоянном наблюдении, что упрощает и удешевляет изготовление и эксплуатацию; лучше защищают подшипник от коррозии, в особенности во время перерывов в работе машины; лучше выдерживают высокие давления и в меньшей степени изменяют свою вязкость при изменении температуры.

Смазочные масла применяют: при высоких скоростях (при $dn > 300\,000$, где d — внутренний диаметр подшипника — диаметр вала в мм; n — число оборотов в минуту); при температурах $t \leq 0^\circ \text{C}^*$; при $t > 120^\circ \text{C}^*$; когда конструктивно удобно использовать для смазки подшипника систему смазки соседних узлов, работающих на масле (например, коробки передач и т. п.); когда требуется малый момент трогания с места (при-

мер — приборные подшипники); когда требуется интенсивный отвод тепла от подшипника путем циркуляции масла через подшипник; когда разборка узла для смены смазки затруднительна.

Консистентные смазки находят применение: при невысоких скоростях (при $dn < 300\,000$); при $t \leq 120^\circ \text{C}$ (за исключением специальных высокотемпературных консистентных смазок или при небольшом ресурсе работы подшипника); при работе подшипника в условиях переменных температур, режимов, когда меняются нагрузки, числа оборотов; когда эксплуатация механизма сопряжена с длительными перерывами в его работе; в подшипниках закрытого типа (80000, 180000), в которые смазка закладывается заводом-изготовителем подшипника.

Выбор марки смазочного масла. Основным показателем при выборе марки масла для смазки подшипников качения является его вязкость: чем выше вязкость, тем большую нагрузку может выдержать, не разрываясь, пленка масла. Однако с увеличением вязкости масла возрастают и потери на трение, что сопряжено с повышением расхода энергии и температуры узла. Поэтому вязкие масла следует применять при больших нагрузках и малых скоростях, а также при повышенных температурах; при пониженных температурах рекомендуется пользоваться маловязкими маслами.

При нормальных режимах работы подшипники средних размеров следует смазывать маслами, которые при рабочей температуре узла имеют кинематическую вязкость: для всех шарико- и роликоподшипников, кроме роликовых сферических, конических и роликовых упорных подшипников, — 12 *сст*; для роликовых сферических — 20 *сст*; для конических и роликовых упорных — 30 *сст*.

Для смазки высокоскоростных и миниатюрных подшипников, где момент трогания с места должен быть мал, нужно применять маловязкие масла.

Из других технических показателей минеральных масел при выборе

* За исключением случаев применения специальных консистентных смазок.

их марки имеют значение: температура застывания масла, ограничивающая его применение при низких температурах, и температура вспышки, определяющая верхний температурный предел применения масла.

Консистентные смазки. Основным показателем пригодности консистентной смазки той или иной марки для конкретных условий работы является ее температура каплепадения, которая должна быть не менее чем на 20°C выше рабочей температуры подшипника.

Вторым по значению показателем, определяющим выбор, является ее способность работать во влажной среде.

Подробнее о выборе смазок см. т. 2.

Конструкция корпусов для подшипников при консистентной смазке. При проектировании корпусов необходимо предусмотреть пространство для консистентной смазки. Полость под такую смазку должна иметь глубину $\sim 1/4$ ширины подшипника.

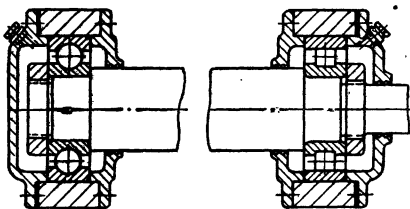


Рис. 45

На рис. 45 показан вал, опоры которого размещены в отдельных корпусах, смазка подшипников — индивидуальная и осуществляется через специальные смазочные отверстия.

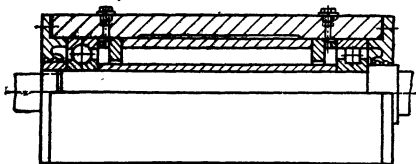


Рис. 46

При удлиненной форме корпуса рекомендуется с внутренней стороны подшипника устанавливать заглуш-

ки (рис. 46), чтобы избежать необходимости заполнения всего корпуса смазкой.

В случае вертикального расположения вала для устранения утечки смазки через нижнюю крышку устанавливаются отражательные кольца, как показано, например, на рис. 47.

При применении консистентной смазки в новой машине иногда бывает затруднительно правильно определить необходимое количество смазки, что приводит к нагреву и возникновению избыточного давления в корпусе. Во избежание этого предусматривают отверстие для сброса излишней смазки (рис. 48). Это отверстие оставляют открытым, и избыточная смазка удаляется из корпуса. Такое отверстие облегчает также монтаж —

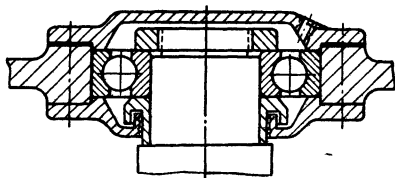


Рис. 47

через него удаляется избыточный воздух.

Спускное отверстие располагают с противоположной стороны (см. рис. 48) таким образом, чтобы во время эксплуатации при добавлении смазки свежая смазка вытесняла старую из подшипника и из корпуса.

Консистентные смазки часто применяют для смазывания подшипников, работающих непрерывно при сравнительно высоких скоростях и температурах. В таких случаях необходим дополнительный ввод свежей смазки. Во избежание переполнения корпуса следует удалить старую смазку перед вводом новой, однако это требует остановки машины. Если остановка машины недопустима, применяют корпус с клапанами.

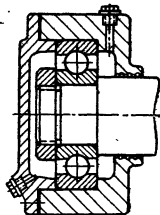


Рис. 48

Клапан состоит из вращающегося диска, установленного на валу. Между диском и отверстием в корпусе или торцевой крышкой оставляют небольшой зазор (рис. 49). При вращении диска избыток смазки выталкивается через зазор и уходит из корпуса через выпускное отверстие. Свежая смазка, поступающая через отверстие, расположенное с другой стороны подшипника по отношению к клапану, проходит через подшипник, выдавливает старую смазку, и избыток свежей вместе со старой смазкой выбрасывается через клапан.

Закрытые подшипники имеют двустороннее уплотнение, смазка заложена в необходимом количестве на заводе-изготовителе.

Если подшипник предназначен для работы во влажной или сильно загрязненной среде, то в корпусах

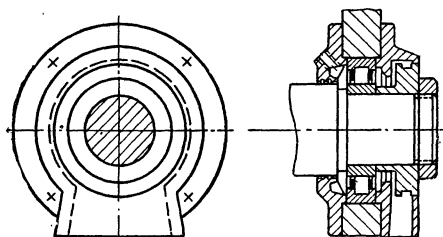


Рис. 49

должна быть предусмотрена дополнительная защита. Некоторые конструкции закрытых подшипников допускают их промывку и добавление свежей смазки; если этого нет, то долговечность подшипников ограничивается сроком службы смазки, заложеной в подшипник.

Конструкция корпусов для подшипников при жидкой смазке. Конструкция корпусов для подшипников зависит от принятой системы смазки.

Масляная ванна — для смазки подшипников горизонтальных валов при $n \leq 10\,000$ об/мин. Уровень масла при $n \leq 2000$ об/мин должен быть не выше центра нижнего шарика или ролика. При больших n уровень масла должен лишь касаться нижнего шарика или ролика. Избыток смазки

вызывает барботаж, нагрев и пенообразование. Уровень масла контролируется указателями или на соответствующей высоте предусматривается сливное отверстие, как изображено на рис. 50, где показан сферический роликоподшипник, расположенный на горизонтальном валу, находящийся в изолированном корпусе.

Смазка разбрызгиванием — для подшипников, не изолированных от общей системы смазки (коробки скоростей, редукторы) при $n = 2000 \div 3000$ об/мин.

В небольших зубчатых передачах масла, разбрызгиваемого шестернями, обычно бывает достаточно для смазывания также и подшипников. Для свободного проникновения брызг или масляного тумана, если нет опасности излишнего поступления смазки, камера подшипника со стороны зубчатого зацепления делается открытой. При больших числах оборотов, когда в подшипник может поступать излишнее количество смазки (это наблюдается и при средних числах оборотов, если, например, диаметр шестерни, находящейся вблизи подшипника, меньше наружного диаметра подшипника), подшипник следует защитить

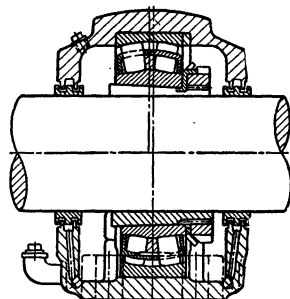


Рис. 50

посредством установки перед ним шайб или других маслосбрасывающих устройств (рис. 51, а—д). Попадая на шайбу, масло отбрасывается ею обратно в корпус. Эта шайба одновременно защищает подшипник от проникновения в него посторонних частиц извне.

Для опор тихоходных передач и опор, удаленных от зубчатых зацеплений, смазка разбрызгиванием может быть недостаточной. В подобных случаях предусматривают специальные смазочные устройства.

На рис. 52 показано устройство «порога», обеспечивающего наличие смазки в подшипнике при пуске машины после остановки.

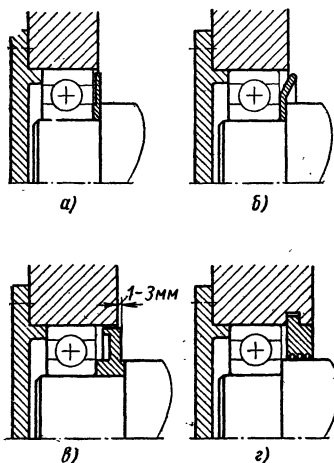


Рис. 51. Внутренние уплотнения: а — центробежное с плоской шайбой; б — то же, с изогнутой штампованной шайбой; в — с фасонной точеной шайбой; г — щелевое для разъемного корпуса

Циркуляционная смазка — для наиболее интенсивного охлаждения высокоскоростных подшипников. В этом случае прибегают к устройствам, которые обеспечивают непрерывный проток смазки через подшипник.

В конструкции по рис. 53 циркуляция масла происходит по пути, обозначенному стрелками. На рис. 54 масло собирается в канавках, расположенных в стенках корпуса, и через отверстие в корпусе и крышке протекает к подшипнику.

В качестве маслоуловителей могут служить лотки (рис. 55) и другие устройства.

На рис. 56 масло поступает от шевронной шестерни, проходит через подшипники с цилиндрическими роликами и, протекая по канавке А,

смазывает конические роликоподшипники, ролики которых сбрасывают масло в корпус редуктора.

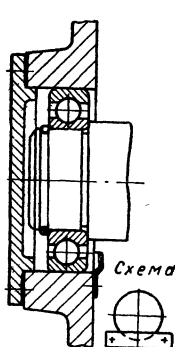


Рис. 52. «Порог», улавливающий и удерживающий смазку в корпусе подшипника

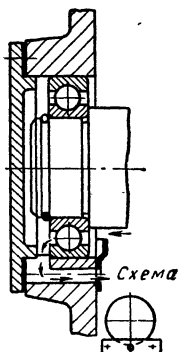


Рис. 53. Циркуляционная смазка подшипника (смазка улавливается «порогом»)

Для смазки подшипников, установленных на вертикальных валах, хорошо зарекомендовала себя система автоматической циркуляционной подачи масла, выполненная по схеме рис. 57. Здесь смазка подается вверх с помощью воротника через каналы в корпусе. Объем масла при остановке механизма должен быть таким, чтобы уровень масла не перекрывал нижнее уплотняющее устройство.

В случае больших скоростей и больших нагрузок важно не только смазывать подшипник, но и охлаждать его. В таких случаях прокачивают масло в количестве 4—8 л/ч, причем проход всего масла через подшипник не обязателен — часть его может только омывать торцы колец и охлаждать эти детали.

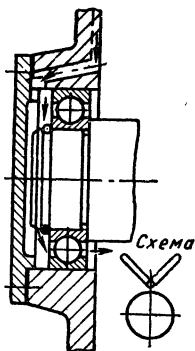


Рис. 54. Циркуляционная смазка подшипника (смазка собирается V-образными канавками)

В корпусе подшипника должно быть сливное отверстие достаточной величины. При необходимости отра-

тей для узлов горизонтальных и вертикальных валов. Подача масла регулируется размерами и числом фити-

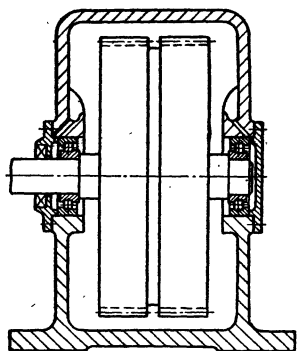


Рис. 55

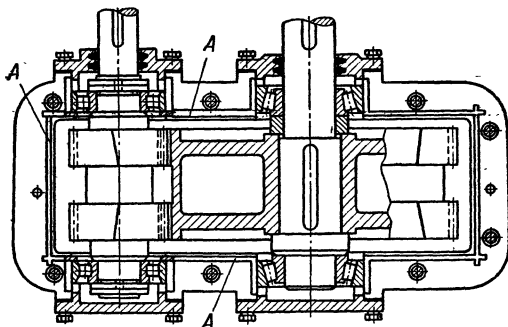


Рис. 56. Смазочное устройство редуктора (с шевронными зубчатыми колесами)

ботанное масло перед вторичным использованием проходит в систему охлаждения через фильтр.

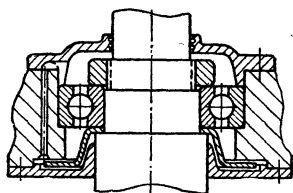


Рис. 57.

Смазка каплевой масленкой — для неотвественных узлов, легко доступных для осмотра. Скорость вращения не ограничена.

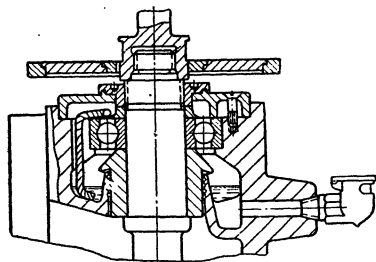


Рис. 58

Фитильная смазка (рис. 58) применяется в широком диапазоне скорос-

лей. Концы фитилей касаются кольца подшипника или специальной полированной насадки на валу.

Смазка масляным туманом. При этой системе смазки капли масла распыляются струей сжатого (сухого) воздуха до состояния тумана, который подается по трубам к подшипникам. В корпусе подшипника при этом образуется избыточное давление, что повышает надежность защиты узла от засорения и улучшает отвод тепла. Расход масла можно довести до оптимальной величины.

ТИПОВЫЕ УСТАНОВКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Количество подшипников на валу (оси). Установка одного подшипника на оси возможна при условии, если нагрузка приложена к средней плоскости подшипника (рис. 59 и 60); в этом случае необходимо закрепление обоих колец подшипника в осевом направлении.

В подавляющем большинстве случаев валы машин и механизмов монтируют на двух подшипниках, по одному в каждой опоре. Длинные недостаточно жесткие валы (трансмиссионные валы, некоторые шпиндели металлорежущих станков) необходимо устанавливать на трех и более подшипниках.

Один из подшипников трансмиссионных валов, обычно средний, должен быть закреплен в осевом направлении, а все остальные подшипники установлены в своих корпусах плавающими (рис. 61).

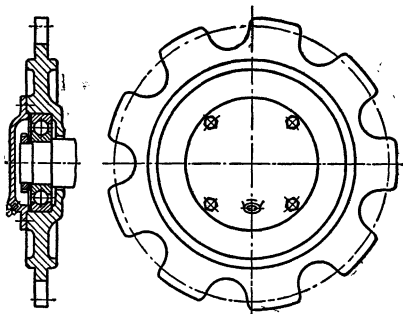


Рис. 59. Установка цепной звездочки на одном подшипнике

Установка радиальных подшипников. На рис. 62 представлена типовая установка двух подшипников. Осевая нагрузка в обе стороны воспри-

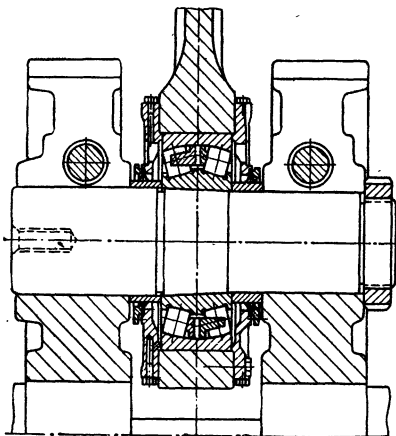


Рис. 60. Нижняя головка мотыля лесопильной рамы

нимается подшипником *a*, плавающий подшипник *б* не препятствует изменению длины вала под влиянием колебаний температуры, относительное расположение подшипников на валу и в корпусе не связано жесткими

допусками. Вал может быть гладким (без запечников), но в этом случае обязательна установка распорной втулки между подшипниками.

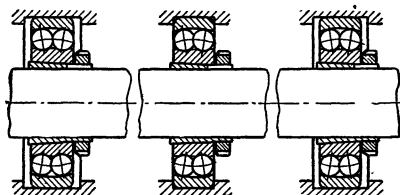


Рис. 61. Установка трансмиссионного вала на трех подшипниках

На рис. 63 показана установка подшипников враспор. Такая установка не требует закрепительных

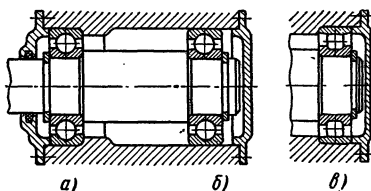


Рис. 62. Установка горизонтального вала на двух радиальных шарикоподшипниках: *a* — закрепленный шарикоподшипник; *б* — плавающий шарикоподшипник; *в* — вариант плавающей опоры с роликовым подшипником

гаек на валу и допускает сквозную расточку корпуса. Зазоры, необходимые для правильной работы под-

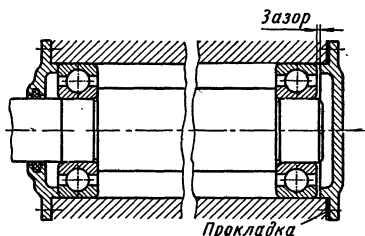


Рис. 63. Установка подшипников враспор

шипников, обеспечиваются прокладками. Конструкция здесь очень проста, и такая установка подшипников рекомендуется при коротких валах,

когда расстояние между опорами не превышает ~ 350 мм.

На рис. 64 показана установка вала на радиальных двухрядных сферических шарикоподшипниках, установленных в отдельных корпусах, расположенных не на общей плите, т. е.

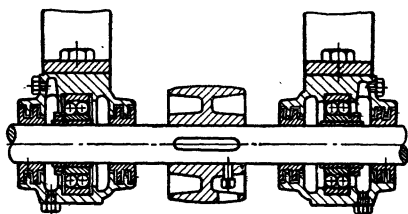


Рис. 64. Установка трансмиссионного вала на сферических шарикоподшипниках

в случае, когда очень трудно обеспечить соосность посадочных мест под подшипники (трансмиссии, сельскохозяйственные машины). Конструкция этих подшипников позволяет

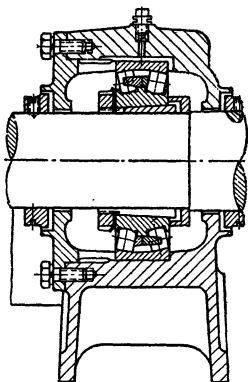


Рис. 65. Установка радиального двухрядного сферического роликоподшипника в отдельном корпусе

применять гладкие холоднотянутые валы, устанавливая подшипники «по месту».

При проектировании узла необходимо учесть, что монтировать подшипники на закрепительных втулках следует так, чтобы направление вращения гайки при закреплении втулки было обратное вращению вала. Наличие упора для внутреннего

кольца подшипника (рис. 65) фиксирует подшипник в определенном осевом положении. В случае больших

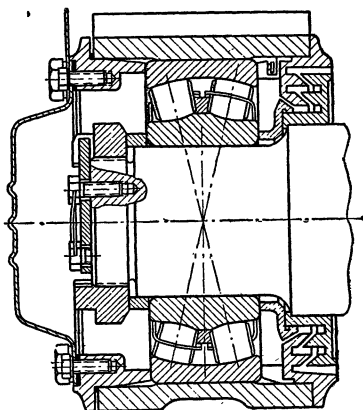


Рис. 66. Схема установки радиального сферического роликоподшипника в железнодорожной буксе (посадка горячая)

угловых смещений уплотнения должны обеспечивать возможность этого (рис. 66).

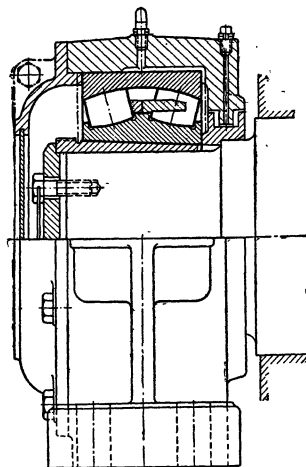


Рис. 67. Опора подъемной лебедки на роликоподшипниках на закрепительно-стяжной втулке

Радиальные двухрядные сферические роликоподшипники на закрепительно-стяжных втулках монтируются на концевых опорах (рис. 67).

При установке радиальных роликоподшипников типа 42000 (с одним бортом на внутреннем кольце) на близком расстоянии один от другого

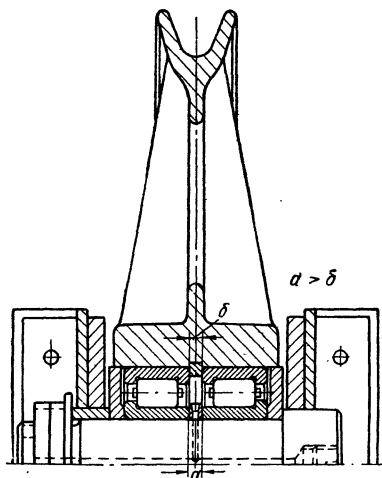


Рис. 68. Канатный шкив на радиальных роликоподшипниках с цилиндрическими роликами

необходимо предусмотреть разницу в толщине промежуточных (дистанционных) колец во избежание перетяжки подшипников при сборке узла (рис. 68).

читать возможность регулирования радиального зазора путем перемещения кольца посредством втулок и гаек, как это показано на рис. 69.

При применении игольчатых подшипников необходимо предусмотреть восприятие осевой нагрузки подшипником другого типа или деталями узла (рис. 70). В случае установки игольчатых подшипников без колец твердость посадочных поверхностей вала и корпуса должна быть не ниже *HRC 58—60*.

Иногда грузоподъемность одного подшипника в опоре не достаточна, а увеличить радиальные габариты узла не представляется возможным; тогда устанавливают два и более подшипников в одной опоре.

На рис. 71 представлена железнодорожная букса для шейки оси диаметром 130 мм на радиальных однорядных роликоподшипниках с короткими цилиндрическими роликами, а на рис. 72 — подушка прокатного стана на двух радиальных двухрядных сферических роликоподшипниках. Поскольку эти подшипники установлены здесь рядом, то их способность самоустанавливаться утрачена, поэтому на подушке предусмотрена сферическая опора.

Установка радиально-упорных подшипников. Радиально-упорные подшипники монтируют, как правило,

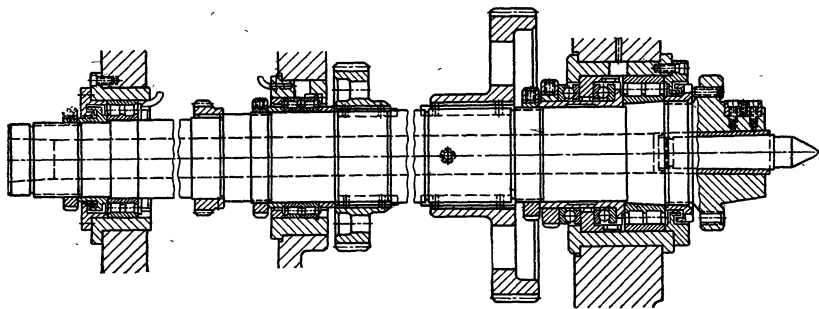


Рис. 69. Подшипники качения в опорах шпинделя быстроходного тяжелого токарного станка

При установке двухрядных роликоподшипников, внутреннее кольцо которых имеет коническое отверстие, необходимо в конструкции обеспе-

попарно, так как радиальная нагрузка на один подшипник создает осевую составляющую, которая должна быть воспринята второй опорой.

Применяют два вида установок радиально-упорных шарико- и роликоподшипников: широким торцом одного наружного кольца к широкому торцу другого (вершины силовых конусов — наружу пролета, рис. 73, а); узким торцом одного наружного кольца к узкому торцу другого

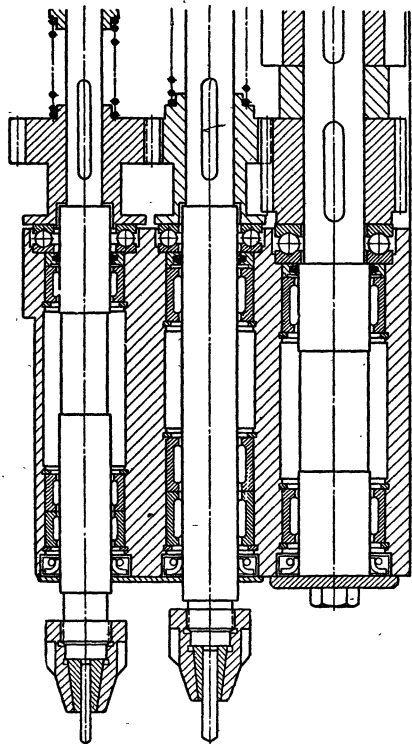


Рис. 70. Головка многоспindleльного сверлильного станка

(вершины силовых конусов — внутрь пролета, рис. 73, б). При обоих видах установки подшипники могут находиться в непосредственной близости или на некотором расстоянии один от другого (двухопорный вал с одним подшипником в опоре). Каждый вид установки имеет свои преимущества и свои недостатки, что следует учитывать при конструировании машины или механизма.

Главная отличительная особенность первой установки — ее способность лучше противостоять перекосу, лучше воспринимать эксцентрично или

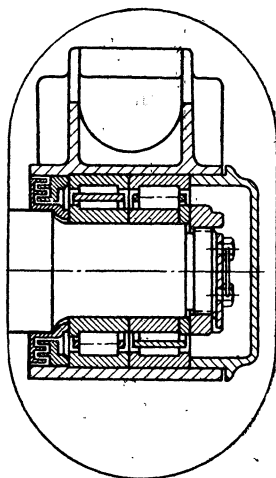


Рис. 71. Железнодорожная бокса на роликоподшипниках

консольно приложенные нагрузки, так как тела качения испытывают нагрузки меньшей величины. Более того, при такой установке снижается

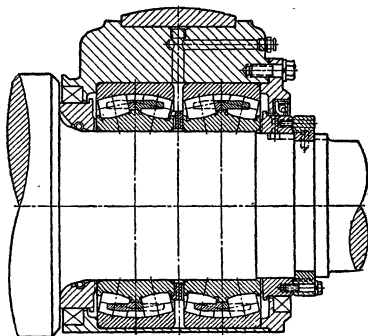


Рис. 72. Опора прокатного стана на радиальных двухрядных роликоподшипниках

величина действующих нагрузок на опору и повышается срок службы подшипников. Первую установку следует применять, когда вектор

нагрузки неподвижен относительно вала или оси.

В тех случаях, когда вектор нагрузки перемещается относительно вала или оси, применение установки первого вида усложняет конструкцию узла в связи с необходимостью регулирования подшипников и необходимостью неподвижной посадки внутренних, циркуляционно нагруженных колец. Поэтому с целью упрощения конструкции подшипниковых узлов применяют второй вид

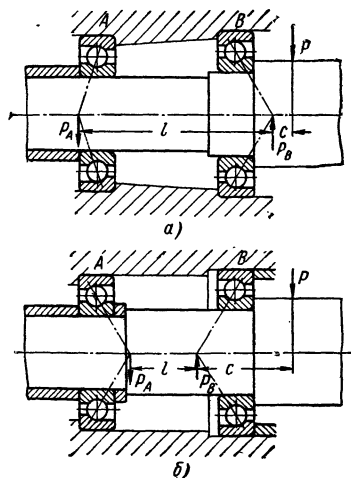


Рис. 73. Два вида установки радиально-упорных подшипников

установки. Для оценки жесткости, определения величины нагрузок, действующих на подшипники и на тела качения, необходимы данные о так называемой установочной базе, т. е. о расстоянии h от торца подшипника до точки пересечения линии контакта давления шариков или роликов с осью подшипника (рис. 74, а и б).

Для определения установочной базы подшипников стандартной конструкции можно пользоваться следующими формулами:

для радиально-упорных шарикоподшипников (рис. 74, а)

$$h = 0,5 \left(B + \frac{d+D}{2} \operatorname{tg} \beta \right); \quad (21)$$

для радиально-упорных однорядных роликоподшипников с коническими роликами

$$h = 0,5 \left(T + \frac{d+D}{2} \operatorname{tg} \beta \right), \quad (22)$$

где значения размеров D , d , B и T показаны на рис. 74; β — угол кон-

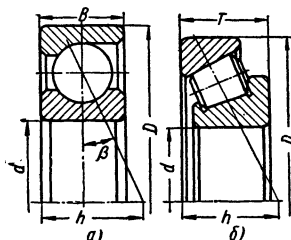


Рис. 74. Установочная база (h) радиально-упорных шарико- и роликоподшипников

такта или для конических роликоподшипников — угол конусности наружного кольца.

Примерами установки первого вида могут служить опоры ведущей ше-

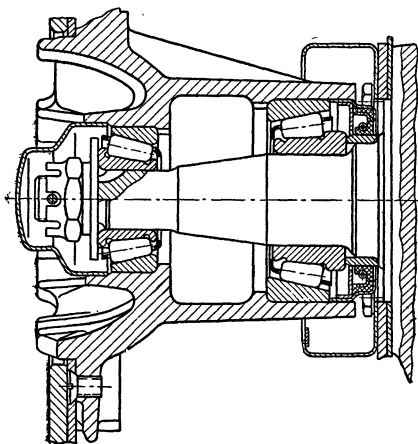


Рис. 75. Опоры переднего колеса грузового автомобиля на конических роликоподшипниках

стерни и колеса автомобилей (рис. 75, 76), колеса вагонеток и т. п., а установки второго вида — узлы, где нагрузка приложена между опорами

(валы коробок передач, опоры дифференциала автомобилей и др.). Установка второго вида обеспечивает также наилучшее распределение сил внутри конического роликоподшипника, поскольку ролики обращены

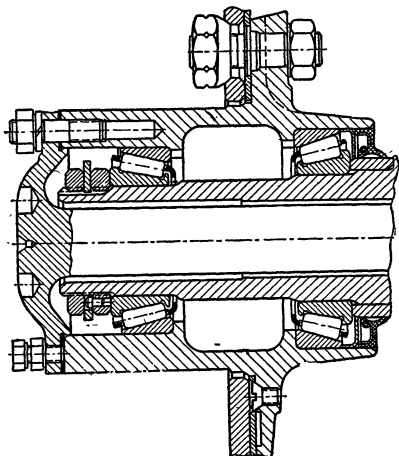


Рис. 76. Опоры заднего колеса грузового автомобиля на конических подшипниках

своими большими диаметрами в сторону линии действия силы.

При конструировании узлов с коническими роликоподшипниками следует учитывать тенденцию смазки перемещаться от меньшего диаметра

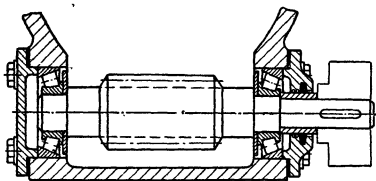


Рис. 77. Регулирование подшипников перемещением наружных колец с помощью прокладок

к большому. При проектировании узлов с подшипниками регулируемого типа расположение подшипников и регулировочные осевые зазоры должны быть такими, чтобы тепловое удлинение вала не уничтожало полностью зазоры в отрегулированных подшипниках (рис. 77).

Величина теплового удлинения вала может быть подсчитана по формуле (без учета влияния расширения корпуса)

$$\Delta l = 1,17 \cdot 10^{-6} l (t_2 - t_1) \text{ мм}, \quad (23)$$

где l — длина в мм; t_2 — рабочая температура вала и t_1 — температура окружающей среды в °С.

При установлении пределов регулировочных зазоров следует исходить из величин теплового удлинения вала, в противном случае во время работы подшипников зазоры в них могут достигнуть недопустимых величин.

При проектировании подшипниковых узлов необходимо обеспечить регулирование осевых зазоров подшипников как при монтаже, так и в процессе эксплуатации машины или механизма. Для этого в конструкции узла должны быть предусмотрены необходимые, по возможности простые, приспособления.

Величина необходимых регулировочных зазоров — осевой игры — зависит от типа и размера подшипника, от требуемой степени жесткости опор и от диапазона колебаний рабочей температуры узла. Рекомендуемые величины осевой игры указаны в табл. 45 и 46.

Кроме указанных факторов на величину необходимых зазоров влияют степень точности обработки посадочных поверхностей (несоосность, эксцентricность и др.) и самих подшипников (биение, непараллельность дорожек качения и пр.).

Метод регулирования подшипников зависит от схемы установки их в подшипниковом узле и часто от конструкции самого узла. Так, например, при установке подшипников по схеме, изображенной на рис. 76, регулирование производится через внутреннее кольцо, а при установке по схеме, изображенной на рис. 77, — через наружное кольцо. В последнем случае регулирование можно производить путем установки прокладок между торцом наружного кольца подшипника и крышкой или при помощи резьбовой крышки.

При проектировании корпусов следует прежде всего наметить такую

45. Рекомендуемые величины осевой игры для радиально-упорных шарикоподшипников в мм

Внутренний диаметр подшипника d в мм		С углом контакта 12°				С углом контакта 26° или 36°		Расчетное расстояние между подшипниками при установке по схеме рис. 73, 6 (приблизительные величины)
		Ряд 1		Ряд 2		Ряд 1		
		min	max	min	max	min	max	
10	30	20	40	30	50	10	20	$8d$
30	50	30	50	40	70	15	30	$6d$
50	80	40	70	50	100	20	40	$4d$
80	120	50	100	60	150	30	50	$3d$
120	180	80	150	100	200	40	70	$3d$
180	260	120	200	150	250	50	100	$3d$

46. Рекомендуемые величины осевой игры конических роликоподшипников в мм

Внутренний диаметр подшипника d в мм		С углом контакта 10—16°				С углом контакта 25—29°		Расчетное расстояние между подшипниками при установке по схеме рис. 77 (приблизительные величины)
		Ряд 1		Ряд 2		Ряд 1		
св.	до	min	max	min	max	min	max	
10	30	20	40	40	70	—	—	12 <i>d</i>
30	50	40	70	50	100	20	40	8 <i>d</i>
50	80	50	100	80	150	30	50	7 <i>d</i>
80	120	80	150	120	200	40	70	6 <i>d</i>
120	180	120	200	200	300	50	100	6 <i>d</i>
180	260	160	250	250	350	80	150	4 <i>d</i>
260	360	200	300	—	—	—	—	—
360	400	250	350	—	—	—	—	—

Примечание к табл. 45 и 46. Величина осевой игры ряда 1 распространяется на подшипники, установленные непосредственно один около другого, ряда 2 — на подшипники, установленные по одному в каждой опоре.

схему расположения и такой способ регулирования подшипников, которые наиболее отвечали бы данным условиям работы подшипникового узла.

Конические двухрядные и четырехрядные роликоподшипники, полученные от завода-изготовителя, не требуют регулирования зазоров. В процессе эксплуатации увеличенные зазоры могут быть доведены до нормальных величин путем подшлифовки дистанционных колец.

Предварительный натяг. Опоры ряда конструкции должны обеспечивать высокую точность вращения. Точность вращения под нагрузкой в значительной степени определяется жесткостью подшипников, поскольку

упругие смещения валов в опорах зависят от упругих смещений колец подшипников и тел качения. Зависимость упругих взаимных смещений колец подшипника от действующих нагрузок нелинейна: одинаковые приращения нагрузки вызывают большие приращения деформации в зоне малых нагрузок и меньшие приращения деформации в зоне больших нагрузок. Жесткость подшипников может быть повышена предварительным натягом, сущность которого заключается в уничтожении зазоров и в создании начального сжатия в местах контакта тел качения с кольцами подшипника.

Предварительный натяг радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников и конических роликоподшипников создается путем

относительного осевого смещения колец. Конструктивно это достигается: а) затяжкой при помощи резьбы (рис. 78); б) пружинами (рис. 79); в) распорными втулками неодинаковой длины; г) сошлифовкой торцов колец подшипников.

вие неопределенности наивыгоднейшего соотношения между действующими нагрузками и величиной предварительного натяга, поэтому задачу решают экспериментально.

Ориентировочно величина предварительного натяга для радиально-

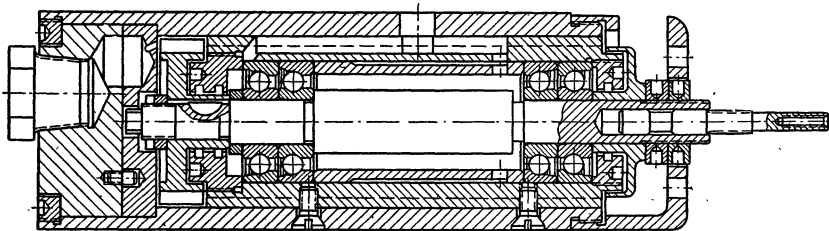


Рис. 78. Высокоскоростная шлифовальная воздушная турбинка с числом оборотов 65000—70000 в минуту на радиально-упорных подшипниках

Натяг резьбой применяется при установке конических роликоподшипников, которые менее чувствительны к нагрузкам, натяг пружинами — при установке быстроходных шарикоподшипников, у которых натяг за счет постоянного смещения колец быстро уничтожается.

В остальных случаях применяют подшипники с постоянным смещением колец за счет установки распорных (дистанционных) втулок неравной длины или, что более целесооб-

упорных шарикоподшипников может быть определена по формуле

$$A_0 = 0,04d_{ш}^3 z \text{ кг}, \quad (24)$$

где $d_{ш}$ — диаметр шарика в мм и z — число шариков в подшипнике, или по формуле

$$A_0 \geq 1,58R \text{ tg } \beta \pm 0,5A, \quad (25)$$

где R — действующая радиальная нагрузка; A — действующая осевая нагрузка; β — угол контакта тел качения с кольцами.

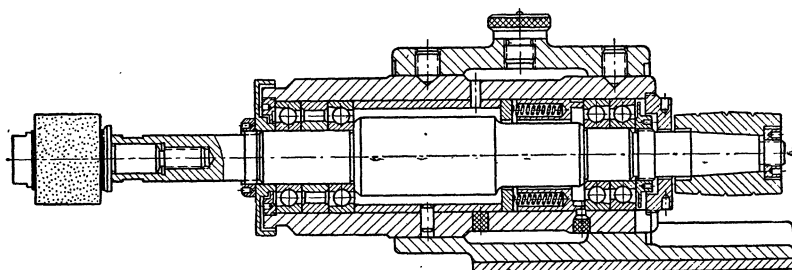


Рис. 79. Шпиндель круга внутришлифовального станка

разно, путем сошлифовки на заводе-изготовителе торцов колец, т. е. создания подшипников типа «дуплекс».

Точно определить оптимальную величину предварительного натяга расчетным путем невозможно вследствие

Знак плюс выбирается если нагрузка A ослабляет натяг, знак минус — если она усиливает натяг.

Разность ширин распорных втулок или величину Δl съема металла с торца одного из подшлифовываемых

колец для создания необходимого предварительного натяга можно определить по формуле

$$\Delta l = 2 \sqrt{\delta_0^2 + 2B\delta_0 + Bl_n - \frac{l_n^2}{4}}, \quad (26)$$

где

$$\delta_0 = 2,068 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{A_0^2}{z^2 \sin^2 \beta d_{ш}}}; \quad (27)$$

здесь A_0 — величина предварительного натяга в $\kappa\Gamma$; $B = 2r_{жс} - d_{ш}$; $r_{жс}$ — радиус профиля желоба колец шарикоподшипника в мм ; $r_{жс} \approx 0,52 d_{ш}$; l_n — начальный радиальный зазор в подшипнике в мм ; z — число шариков в подшипнике; $d_{ш}$ — диаметр шарика в мм ; β — начальный угол контакта.

При натяге пружинами усилие, создаваемое каждой пружиной,

$$P_1 = \frac{A_0}{m},$$

где m — число пружин.

Шарикоподшипники радиально-упорные сдвоенные имеют внутрен-

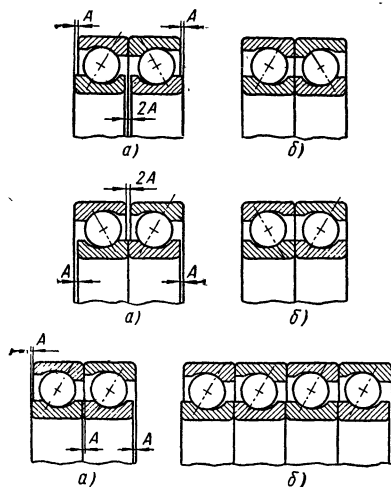


Рис. 80. Установка сдвоенных радиально-упорных подшипников: а — до монтажа; б — после затяжки на валу и в корпусе

ний предварительный натяг, заданный на заводе-изготовителе подшипников, и он автоматически создается

при установке и затяжке колец подшипников в узле.

Как показано на рис. 80, подшипники могут быть установлены в трех

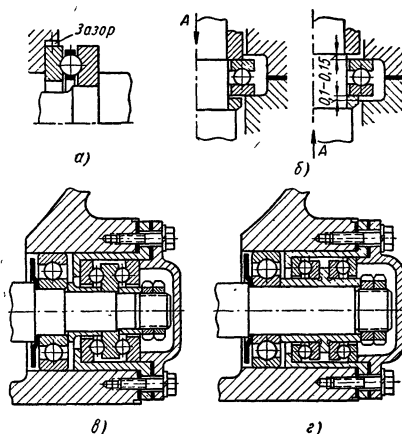


Рис. 81. Схемы установок упорных подшипников: а — одинарный подшипник для односторонней осевой нагрузки; б — то же для реверсивной нагрузки (A — осевая нагрузка); в — двойной подшипник в стакане; г — два одинарных подшипника в стакане для реверсивной нагрузки

положениях: наружные кольца обращены один к другому широкими торцами (повышенная угловая жесткость), наружные кольца обращены узкими торцами один к другому (пониженная угловая жесткость, меньшие требования к соосности посадочных мест), наружные кольца обращены один к другому разноименными торцами (большая осевая грузоподъемность), причем в последнем положении можно устанавливать два, три и более подшипников в одной опоре (см. рис. 80, б).

Установка упорных подшипников. Подшипники этого типа (рис. 81) воспринимают только осевые нагрузки, для восприятия радиальных нагрузок в узле должны быть предусмотрены специальные подшипники.

Упорные стандартные подшипники имеют плоские кольца, поэтому для надежной работы необходима строгая перпендикулярность опорных

плоскостей вала или корпуса к геометрической оси подшипника.

Свободные кольца шарикоподшипников должны быть установлены в корпус с зазором, обеспечивающим самоустановку подшипника.

Если вращение имеет эпизодический характер и скорость его мала, то одинарный подшипник может быть установлен для восприятия реверсивной осевой нагрузки (рис. 81, 6).

В других случаях для восприятия реверсивной осевой нагрузки следует устанавливать два одинарных или один двойной упорный подшипник (рис. 81, а, г). Применение стаканов, указанных на этих рисунках, существенно облегчает регулирование зубчатого зацепления и подшипников.

Рекомендуемые значения осевой игры для двойных и сдвоенных упорных шарикоподшипников приведены в табл. 47.

47. Рекомендуемые значения осевой игры для двойных и сдвоенных упорных шарикоподшипников

Внутренний диаметр подшипника d в мм		Серии 8100, 8200, 8300, 8400 в мк	
св.	до	min	max
10	50	20	40
50	120	30	50
120	400	40	60

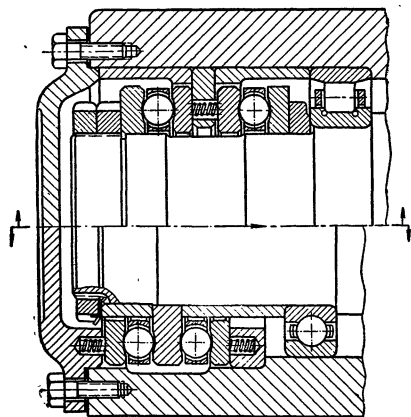


Рис. 82. Установка пружин в узлах с двойным и двумя одинарными подшипниками

При числе оборотов, равном или превышающем критическое (n_1), целесообразно применение пружин для избежания вредного влияния гироскопического эффекта.

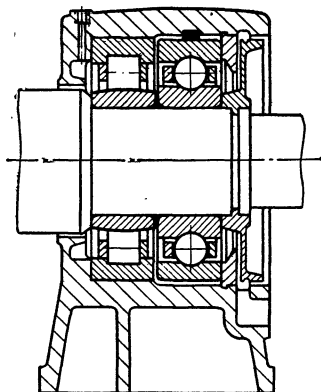


Рис. 83. Опора мощного электродвигателя с шарикоподшипником, воспринимающим только осевую нагрузку

Критическое число оборотов n_1 может быть рассчитано для стандартных подшипников по формуле

$$n_1 \approx \frac{86 \cdot 10^3}{\sqrt{D^2 - d^2}} \text{ об/мин, (28)}$$

где D и d — соответственно наружный и внутренний диаметры подшипника в мм.

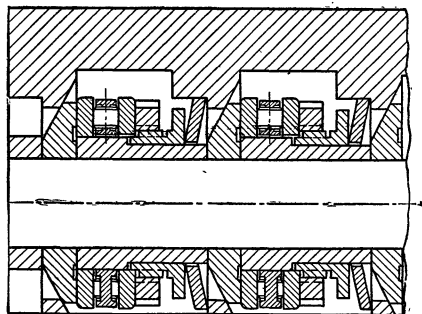


Рис. 84. Установка упорных роликоподшипников в коробках приводов двух червячных прессов

Конструктивные примеры установки пружин приведены на рис. 82.

При числах оборотов, близких к предельно допускаемым, целесообразно отказаться от установки упорных подшипников и применить подшипники радиально-упорные, а если нагрузки невелики — шарикоподшипники радиальные однорядные. В последнем случае необходимо предусмотреть зазор между наружным диаметром подшипника и корпусом, как это показано на рис. 83, с тем, чтобы шарикоподшипник восприни-

мал только осевую нагрузку. В целях уменьшения окружных скоростей, в случае очень больших осевых нагрузок и жестких требований в части радиальных габаритов устанавливают два и более одинарных упорных подшипников так, что каждый из них воспринимает часть действующей осевой нагрузки. Такое дифференцирование нагрузки между двумя упорными роликоподшипниками с короткими цилиндрическими роликами при помощи тарельчатых пружин показано на рис. 84.

ЛИТЕРАТУРА И ИСТОЧНИКИ

1. Ачеркан Н. С. Расчет и конструирование металлорежущих станков. Машгиз, 1962.
2. Бейзельман Р. Д., Цыпкин В. В. Подшипники качения. Справочник. Машгиз, изд. 4-е, 1959.
3. Добровольский В. А. и др. Детали машин. Машгиз, изд. 6-е, 1962.
4. Подшипники качения. Каталог-справочник. М., ЦИНТИАМ, 1964.
5. Подшипники качения. Справочное пособие под редакцией Н. А. Спицына и А. И. Спришевского. Машгиз, 1961.
6. Попович Б. Г. Роликовые подшипники быстроходных и точных металлорежущих станков. Машгиз, 1956.
7. Португалова А. А., Спицын Н. А. Подшипниковые узлы высокоскоростных приводов. Машгиз, 1960.
8. Рабинер Е. Г. Монтаж и эксплуатация подшипниковых узлов. Машгиз, 1960.
9. Решетов Д. Н. Детали машин. Изд-во «Машиностроение», 1964.
10. Трейер В. Н. Шарико- и роликоподшипники в металлорежущих станках. Машгиз, 1960.
11. Цыпкин В. В., Альшиц И. Я., Томашов А. Д. Подшипниковые узлы прокатного оборудования. Машгиз, 1954.
12. Eschmann, Hasbargen, Weigand. Die Wälzlagerpraxis. München, 1953.
13. Eschmann P. Das Leistungsvermögen der Wälzlager. Berlin-Heidelberg, 1964.
14. Fröhlich, Mötzka. Valiva loziska. Praha, SNTL, 1957.

ПРЕДМЕТНЫЙ АЛФАВИТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

А

Агат — Коэффициенты трения 26
Анкеры 197, 198

Б

Баббиты 335
— Заменители 337
— Коэффициенты трения 339
— Характеристики 337
Балки сварные — Деформации остаточные 67
— Конструирование и расчет 51—54, 61
— Напряжения допускаемые 50
Болтовые соединения — см. Резьбовые соединения
Болты 115, 117
— Витки резьбы — Деформации и разрушение 148
— Головки 116, 119
— Деформации пластические при затяжке 133
— Затяжка — Моменты на ключе 126—128, 162
— Стабильность 163, 164
— Усилия 129, 162
— Концы — Формы 118
— Маркировка 126
— Материалы 124, 125, 127, 154—156
— Влияние на прочность при переменных нагрузках 154
— Свойства при высоких температурах 151
— Нагрузки — Распределение по виткам резьбы 140, 141
— Нагрузки основные — Коэффициенты — Определение 137
— Нагрузки статические 127, 141—143
— Напряжения дополнительные от изгиба или кручения 129—131, 152
— Напряжения затяжки 161
— Контроль 162
— Релаксация 164, 165
— Обозначения 121
— Покрытия защитные 124—126, 152
— Ползучесть 150, 152, 164
— Прочность длительная 151, 152
— Прочность при изгибающих и срезающих нагрузках 150
— Прочность стержня при статических нагрузках 141—143
— Прочность усталостная — Влияющие факторы конструктивные 153—158
— Влияющие факторы технологические 158—161
— Расчет для проверки прочности резьбы 149
— Расчет при действии усилия затяжки и других усилий 131—133, 137, 138

— Расчет проверочный 165, 166
— Расчет упрощенный 126—129
— Соотношения геометрические 115, 117, 119
— Стандарты 120
— Усилия — Диаграммы 131—133
— Усилия дополнительные при нагреве 137, 138
— Усилия затяжки 129, 162
— Усилия и моменты — Определение экспериментальное 135
— Усилия разрушающие 141, 143, 150
— Формы стержня — Влияние на прочность при переменных нагрузках 153, 154
— Чувствительность к перекоосу 150
Болты бериллиевые 145, 146, 156
— высокопрочные 143, 144, 150, 155, 156, 159; — Расчет под действием поперечной силы 128
— длинные — Коэффициенты податливости — Определение 135—137
— для крепления плит на жестком основании — Расчет 140
— для крепления плит на упругом основании — Расчет 138, 139
— из сплавов алюминиевых 156
— из сплавов магниевых 156
— молибденовые 151
— муфт соединительных фланцевых (поперечно-свертных) — Расчет 290, 292
— пластмассовые 146
— сверхвысокопрочные 143, 144
— титановые 144, 145, 150, 151, 156
— фундаментные — Расчет 138, 139
Бронза — Коэффициенты трения 37
— для подшипников скольжения 335; — Коэффициенты трения 339; — Марки и характеристики 336
Бронзографит 337
— Коэффициенты трения 339
Буксы железнодорожные с роликоподшипниками 367, 417—419

В

Валы — Выступы маслосбрасывающие 410
— Галтели — Концентрация напряжений 225, 226, 236
— Галтели заплечиков упорных 402, 403
— Допуски — Поля предпочтительные 83
— Запасы прочности 219, 221, 223, 228, 229
— Заплечики упорные для подшипников качения 402, 403
— Колебания крутильные — Гашение 299
— Материалы 215—217

- Отклонения от соосного расположения — Компенсация 286, 287
- Компенсация с помощью муфт соединительных зубчатых 292, 294—296
- Компенсация с помощью муфт соединительных подвижных 287, 288
- Причины возникновения 285, 286
- Поверхности посадочные для подшипников качения — Чистота обработки и отклонения формы 401, 402
- Посадки подшипников качения — Натяги и зазоры 393—395, 397
- Обозначения и выбор 393, 397—399, 401
- Пределы выносливости 224
- Повышение поверхностным упрочнением 216, 217
- Прогнбы допустимые 238
- Расчет на выносливость 217, 221, 223—229
 - Примеры 244—246
 - Расчет на жесткость 237—240
 - Примеры 246—248
 - Расчет на прочность статическую 217—221, 223
 - Примеры 240—244
- Схемы расчетные — Составление 217, 218, 239
- Углы закручивания 240
- Углы наклона на опорах 240, 248
- Шероховатость поверхности — Влияние на концентрацию напряжений 225, 228
- Валы гибкие проволочные 253—258**
 - Жесткость изгибная и крутильная 253, 256, 258
 - Индекс наливки 254
 - Коэффициенты полезного действия 263, 275
 - Материалы 258—260, 269, 274, 276
 - Расчет — Основы теории 254—258
 - Смазки 278
 - Углы закручивания 256, 257
- Валы гибкие проволочные передач силовых 258—264**
 - Броня ленточная резино-металлическая 259—261
 - Броня ленточная стальная 260, 261
 - Выбор 262, 274
 - Допуски на несоосность с наконечниками 268
 - Коэффициенты расчетные 262, 263
 - Моменты трения 258
 - Сроки службы 263
 - Типы и обозначения 259
 - Характеристики технические 264
- Валы гибкие проволочные приводов дистанционного управления 269—274; — Броня двухпроволочная 271, 272; — Броня из медной ленты 269, 271; — Выбор 269; — Параметры конструктивные 270; — Характеристики технические 273**
 - приборов автомобильных и мотоциклетных 274—278; Броня двухпроволочная 274, 276; — Жесткость крутильная и моменты трения 277; — Обозначения, особенности 275; — Соединения 278; — Сроки службы 277, 278; — Характеристики технические 276, 277
 - приборов контрольных — Выбор, характеристики технические 274, 275
- Валы зубчатые (шлицевые) — Изображения условные 195, 196; — Концентрация напряжений 227**
 - прямобочные — Допуски — Поля —
- Сочетания 185, 188; — Обозначения условные 185, 188; — Отклонения предельные и посадки 183—190; — Размеры 182, 183; — Сечения — Моменты сопротивления и площади 222; — Форма сечения 181
- эвольвентные — Допуски — Поля 193; Концентрация напряжений 227; — Отклонения предельные и посадки 190, 192, 193; — Формы сечения 188, 189
- Валы коленчатые — Запасы прочности 236, 237, 250, 251**
 - Колебания изгибные и крутильные 240
 - Колена — Параметры конструктивные 232—235, 251
 - Концентрация напряжений 221, 223, 225—229
 - Материалы 215, 216
 - Напряжения в шейке — Распределение 232—235, 251
 - Расчет на прочность 229—237
 - Примеры 248—251
 - Схемы расчетные 229, 231
 - Усилия и моменты в опасных сечениях 230
- Валы коленчатые составные 78, 79**
 - консольные — Расчет на жесткость 237—239
 - литые 215, 216
 - некруглые — Контур сечения 205; 206; — Концентрация напряжений 209; — Обработка 207, 209; Размеры — Ряды 207; Расчет на прочность 208, 209
 - полые — Сечения — Моменты сопротивления и площади 219
 - промежуточные — Деформации — Компенсация отклонений от соосности 286, 287; — Расчет проверочный — Примеры 240—248
 - с выточками — Концентрация напряжений 227
 - с лысками под ключ 209; — Сечения — Моменты сопротивления и площади 222
 - с отверстиями поперечными — Концентрация напряжений 227, 231; — Сечения — Моменты сопротивления и площади 223
 - с пазами для шпонок — Концентрация напряжений 180, 228; — Прочность при переменных нагрузках 180; — Сечения — Моменты сопротивления и площади 220, 221
 - с приварными или насадными фланцами 215
 - трансмиссионные — Установки на подшипниках качения 416, 417
- Винты 115, 117**
 - Головки 116, 117, 119, 120
 - Концы — Формы 118
 - Материалы 124, 125
 - Обозначения 121, 122
 - Покрытия защитные 124—126
 - Стандарты 120, 121
 - Стопорение — Методы 164
- Винты натяжные для колец пружинных — Размеры 212**
 - самонарезающие — Стандарты 121
 - установочные — Головки 119, 120; — Стандарты 120, 121
 - фиксирующие — Головки 120
- Вкладыши подшипников 348, 349**
 - Заливка баббитовая 335, 336, 339
 - Пазы 348, 349
 - Канавки смазочные 344, 346

- Размеры 349
- Материалы 335—338
- Вкладыши подшипников биметаллические** 23, 350
- взаимозаменяемые 349, 350
- из древесины пластифицированной 338, 339
- лимонных 351, 352
- металлокерамические 336, 337
- многоклиновых 350, 351
- резиновые 338
- текстолитовые 336, 339
- Вставки реэбовые** 115, 118, 122, 124
- Втулки подшипниковые бронзовые** 348
- графитовые 336, 348
- железуграфитовые 348
- плавающие 350; — Расчет 352
- Втулки с зубчатым (шлицевым) отверстием** — Изображения условные 195, 196
- прямым — Допуски — Поля — Сочетания 185, 188; — Обозначения условные 185, 188; — Отклонения предельные и посадки 183—190; — Размеры 182, 183; — Формы сечения 181
- эвольвентным — Допуски — Поля 193; — Отклонения предельные и посадки 190, 192, 193; — Формы сечения 188, 189
- Втулки соединений клиновых** 197; — Расчет на прочность 200
- профильных — Обработка 207, 209; — Отверстия — Контур сечения 206; — Расчет на прочность 209; — Силы распорные 207
- Выкрашивание усталостное деталей подшипников качения** 372, 373
- Выточки на валах** — Концентрация напряжений 227

Г

- Гайки** 118
- Витки резьбы — Деформации, разрушение 148
- Высота — Расчет 149, 150
- Затяжка — Контроль 162
- Материалы 124, 125, 152, 154
- Нагрузки — Распределение по виткам резьбы 141
- Покрытия защитные 124—126, 152
- Соотношения геометрические и области применения 123
- Стандарты 124
- Стопорение — Методы 164
- Типы основные 122
- Формы конструктивные — Влияние на прочность при переменных нагрузках 154, 155
- Гайки для крепления подшипников качения на валах** 405; — Размеры 406
- пластмассовые 146
- Галтели** — Концентрация напряжений 225, 226, 235, 236
- заплечиков упорных в корпусах подшипников качения 402, 403
- заплечиков упорных на валах для подшипников качения 402, 403
- ГОСТ 333-59 368
- ГОСТ 380-60* 40, 215
- ГОСТ 397-66 124
- ГОСТ 502-41** 271
- ГОСТ 503-67 259, 262
- ГОСТ 520-55* 393
- ГОСТ 631-63 98
- ГОСТ 632-64 98

- ГОСТ 633-63 98
- ГОСТ 808-49 259
- ГОСТ 831-62* 364
- ГОСТ 832-66 364
- ГОСТ 836-62 85
- ГОСТ 1050-60* 40, 201, 209, 259, 269, 271, 276
- ГОСТ 1139-58 181—190
- ГОСТ 1198-55* 35
- ГОСТ 1339-60 181
- ГОСТ 1412-54 335
- ГОСТ 1414-54 201
- ГОСТ 1475-62 120
- ГОСТ 1476—1479-64 121
- ГОСТ 1481—1486-64 121
- ГОСТ 1488-64 121
- ГОСТ 1489-62 120
- ГОСТ 1490-62 120, 122
- ГОСТ 1491-62 120
- ГОСТ 1526-42 260, 262
- ГОСТ 1585-57 335
- ГОСТ 1759-62 122, 124, 126
- ГОСТ 1774-60 104
- ГОСТ 1779-55 259
- ГОСТ 1798-49* 271
- ГОСТ 1978-43 348
- ГОСТ 1982-50* 271
- ГОСТ 2524-62 124
- ГОСТ 2526-62 124
- ГОСТ 2528-62* 124
- ГОСТ 2589-44* 201
- ГОСТ 2590-57* 271
- ГОСТ 2689-54* 176, 177
- ГОСТ 2789-59 10, 11, 160, 343, 346, 401
- ГОСТ 2847-45* 85
- ГОСТ 2893-54 362
- ГОСТ 2904-45 114
- ГОСТ 3032-66 124
- ГОСТ 3033-55 120, 121
- ГОСТ 3047-66 201
- ГОСТ 3128-60 201
- ГОСТ 3129-60 202
- ГОСТ 3169-46 368
- ГОСТ 3189-46 369
- ГОСТ 3262-62 97
- ГОСТ 3276-63* 278
- ГОСТ 3282-46 271
- ГОСТ 3325-55 393, 396, 399—401
- ГОСТ 3383-57 124
- ГОСТ 3385-57 124
- ГОСТ 3391-57 124
- ГОСТ 3392-57 124
- ГОСТ 3693-52 124
- ГОСТ 3695-52** 124
- ГОСТ 3478-68 372
- ГОСТ 4060-60 367
- ГОСТ 4253-48 402
- ГОСТ 4543-61* 40
- ГОСТ 4608-65 104
- ГОСТ 4657-62 367
- ГОСТ 4751-52 120
- ГОСТ 5006-55* 293
- ГОСТ 5058-65 40
- ГОСТ 5147-49 302
- ГОСТ 5222-50 269
- ГОСТ 5286-58* 99
- ГОСТ 5380-50 368
- ГОСТ 5720-51 363
- ГОСТ 5721-57 366
- ГОСТ 5915-62 124
- ГОСТ 5916-62 124
- ГОСТ 5918-62* 124
- ГОСТ 5919-62* 124
- ГОСТ 5927-62 124
- ГОСТ 5929-62 124
- ГОСТ 5931*—5933-62* 124

ГОСТ 5935-62* 124
 ГОСТ 6033-51 188—193
 ГОСТ 6111-52 96, 97, 111
 ГОСТ 6211-52 95—97, 111
 ГОСТ 6267-59* 278
 ГОСТ 6357-52 88, 92, 96
 ГОСТ 6364-68 368
 ГОСТ 6393-66 124
 ГОСТ 6402-61 124
 ГОСТ 6636-60 80, 171, 173, 204
 ГОСТ 6713-53 40
 ГОСТ 6874-54* 365
 ГОСТ 6958-65 124
 ГОСТ 6960-65 124
 ГОСТ 7068-54 211
 ГОСТ 7227-58 169, 171, 174—177
 ГОСТ 7242-54 362
 ГОСТ 7260-54 368
 ГОСТ 7293-54 216
 ГОСТ 7417-57 201
 ГОСТ 7634-56 366
 ГОСТ 7713-62* 84
 ГОСТ 7783-62 120
 ГОСТ 7785—7787-62 120
 ГОСТ 7795-62* 120, 121
 ГОСТ 7796-62* 120
 ГОСТ 7798-62* 120
 ГОСТ 7801—7805-62* 120
 ГОСТ 7808-62* 120
 ГОСТ 7811-62* 120
 ГОСТ 7817-62* 120
 ГОСТ 7872-56 365
 ГОСТ 7909-56 98
 ГОСТ 7918-64* 99
 ГОСТ 8032-56 80
 ГОСТ 8328-57 365
 ГОСТ 8338-57* 361
 ГОСТ 8419-57 368
 ГОСТ 8545-57 363, 366
 ГОСТ 8593-57 85
 ГОСТ 8724-58 88, 89
 ГОСТ 8725-67 405
 ГОСТ 8741-58 332
 ГОСТ 8786-58 175, 179
 ГОСТ 8787-58 170, 179
 ГОСТ 8788-58 168, 169
 ГОСТ 8789-58 169, 170
 ГОСТ 8790-58 169, 170
 ГОСТ 8791-58 172, 177
 ГОСТ 8792-58 172, 177
 ГОСТ 8793-58 172, 173, 177
 ГОСТ 8794-58 174, 175
 ГОСТ 8795-58 174, 175
 ГОСТ 8796-56 175
 ГОСТ 8797-58 175
 ГОСТ 8878-64 121
 ГОСТ 8882-58 362
 ГОСТ 8908-58 84, 86
 ГОСТ 8995-59 364
 ГОСТ 9000-59 88, 91
 ГОСТ 9064-59 124
 ГОСТ 9065-59 124
 ГОСТ 9066-59 121
 ГОСТ 9150-59* 88, 90, 128, 157
 ГОСТ 9253-59 101, 102, 104, 203
 ГОСТ 9389-60* 258, 260, 269, 271, 274
 ГОСТ 9464-60 202, 203
 ГОСТ 9465-60 203
 ГОСТ 9484-60 88, 93
 ГОСТ 9510-60* 195
 ГОСТ 9523-60 210
 ГОСТ 9649-66 124
 ГОСТ 9791-61 259
 ГОСТ 9942-62 368
 ГОСТ 10177-62 88, 94, 110
 ГОСТ 10191-62 101, 102, 104

ГОСТ 10336—10344-63 121
 ГОСТ 10450-63 124
 ГОСТ 10462—10464-63 124
 ГОСТ 10490-63 122
 ГОСТ 10491-63 121
 ГОСТ 10492-63 121
 ГОСТ 10494-63 121
 ГОСТ 10495-63 124
 ГОСТ 10549-63* 112, 113, 118
 ГОСТ 10602—10604-63 120
 ГОСТ 10605—10610-63 124
 ГОСТ 10618-63* 122
 ГОСТ 10619*—10621*-63 121
 ГОСТ 10657-63 124
 ГОСТ 10748-64 171
 ГОСТ 10753-64 122
 ГОСТ 10755—10757-64 121
 ГОСТ 10773-64 201
 ГОСТ 10774-64 202
 ГОСТ 10906-66 124
 ГОСТ 10975-64 120
 ГОСТ 10976-64 121
 ГОСТ 10977-64 121
 ГОСТ 11073—11075-64 121
 ГОСТ 11371-65 124
 ГОСТ 11440-65 120
 ГОСТ 11607—11610-65 348
 ГОСТ 11625-65 269
 ГОСТ 11626-65 269
 ГОСТ 11648-65 124
 ГОСТ 11650—11652-65 121
 ГОСТ 11708-66 115
 ГОСТ 11737-66 120
 ГОСТ 11738-66 120
 ГОСТ 11765-66 121, 122

Д

Детали резьбовые — см. *Резьбовые детали*
 Допуски валов — Поля предпочтительные 83

- и посадки соединений гладких цилиндрических — Система ОСТ 82—84
 - и посадки соединений зубчатых (шлицевых) прямоочных 183—190
 - и посадки соединений зубчатых (шлицевых) эвольвентных 190, 192
 - и посадки соединений плоских с параллельными плоскостями — Система ОСТ 82—84
 - и посадки соединений шпоночных 176, 177
 - на несоосность валов гибких проволочных с наконечниками 268
 - отверстий — Поля предпочтительные 82
 - размеров угловых 86
 - резьб конических для нефтепромышленности 98, 99, 114
 - резьб конических трубных 111
 - резьб метрических 104
 - резьб метрических для диаметров от 0,25 до 0,9 мм 91
 - резьб метрических с натягами 105, 106
 - резьб трапецеидальных 106—109
 - резьб упорных 107, 108, 110
 - резьб цилиндрических трубных 105—107
 - углов конусов 86
- Древесина — Коэффициенты трения 22, 28, 37
 — пластифицированная 338; — Коэффициенты трения 339

Ж

Железографит 337, 348

— Коэффициенты трения 339

З

Зазоры в резьбах — Влияние на усталостную прочность 161

— между торцами подшипников качения и стенками корпусов 403

— при посадках подшипников качения в корпус 393, 395—397

— при посадках подшипников качения на вал 393—395, 397

— радиальные начальные в подшипниках качения 392

— регулировочные в подшипниках качения радиально-упорных 421, 422

— регулировочные в подшипниках качения упорных 425

Заклепочные соединения — Коэффициенты трения 27

Зубчатые муфты соединительные — см. *Муфты соединительные зубчатые*

Зубчатые передачи — Зубья — Коэффициенты трения 28

Зубчатые (шлицевые) соединения 181—196

— прямобочные 181—188; — Допуски и посадки 183—190; — Обозначения условные 185, 188; — Размеры 182, 183; — Расчет прочности 194, 195; — Серии легкая, средняя и тяжелая 181—183

— треугольные 193, 194

— эвольвентные 188—193; — Допуски и посадки 190, 192; — Параметры 189, 191; — Расчет на прочность 194, 195; — Ряды размерные 189, 192

К

Канавки смазочные подшипников скольжения 346, 348

— Размеры 349

Капрон — Коэффициенты трения 24

Карданы универсальные 303

Качение — Коэффициенты сцепления 8, 32

— Трение — см. *Трение качения*

Квадраты для крепления инструмента 210

Клиновые соединения 197—204

— Расчет на прочность 199, 200

— Силы 198

— Типы 197

Клиновые шпонки 168, 172, 173, 175, 176, 178, 179, 197

Клинья поперечные 197

— Геометрия 198

— Материалы и напряжения допускаемые 200

— Расчет на прочность 199

— Самоторможение — Условия и коэффициенты трения 199

Ключи гаечные — Моменты — Расчет 126—128, 162

Кожа — Коэффициенты трения 19, 28—30, 37

Кольца подшипников качения 372

— Выкрашивание усталостное 372, 373

— Деформации и напряжения максимальные 388, 389

— Запечники демонтижные и зазоры 403

— Крепления осевые в корпусах и на валах 405—407, 416

— Нагружение — Виды 393, 394, 396

— Посадки в корпус и на вал — Натяги и зазоры 393—397

— — Обозначения, выбор 393, 397—401

Кольца пружинные — Материалы 211; — Расчет и напряжения 213, 214

— пружинные с затяжкой двухсторонней периферийной — Размеры 212

— пружинные с затяжкой односторонней центральной — Размеры 210, 211

— статорные пластмассовые 146

— стягивающие — Конструирование и расчет 70, 79

Конические резьбы — см. *Резьбы конические*Конические роликовые подшипники — см. *Подшипники роликовые конические*

Конические соединения гладкие 84—86

— резьбовые 94—100

Конструкции сварные — см. *Сварные конструкции*

Конустности 84, 197

— нормальные 85

Конусы 84

— Элементы основные и допуски 86

Концентрация напряжений в валах 221, 223, 225—229

— в валах зубчатых (шлицевых) 227

— в валах коленчатых 231, 235, 236, 250, 251

— в валах некруглых 209

— в выточках 227

— в галтелях 225, 226, 235, 236

— в отверстиях поперечных 227, 231, 236

— в пазах для шпонок 180, 228

— в резьбах 156, 157, 228

— в соединениях сварных 57—59, 62

— при посадках пресовых 229

Корпуса подшипников качения — Ванны масляные 413

— Зазоры между стенками и торцами подшипников 403

— Запечники упорные и их галтели 402, 403

— Конструктивные особенности при жидкой смазке 413—415

— Конструктивные особенности при консистентной смазке 412, 413

— Крепления колец подшипников осевые 405—407, 416

— Крышки 406, 407, 412

— Отверстия — Посадки — Натяги и зазоры 393, 395—397

— — Посадки — Обозначения, выбор 393, 397, 398, 400

— Поверхности посадочные — Чистота обработки и отклонения формы 401

— Прокладки регулировочные 406, 407

— Уплотнения 408—410, 414

Крышки для корпусов подшипников качения 406, 407, 412

Кулачки муфт предохранительных — Профили 327, 328

— соединительных — Профили и формы 306, 307; — Расчет 308

Л

Латунь — Коэффициенты трения 27, 30, 73

— для вкладышей подшипников 335; — Марки и характеристики 336

— для деталей резьбовых — Характеристики 125

М

Манжеты резиновые — Коэффициенты трения 30

— для уплотнений подшипников качения 408, 410; — Размеры 409

Масла смазочные — Присадки активные 16

— для подшипников качения — Выбор 411

Материалы антифрикционные 23, 335, 339 — см. также Подшипниковые материалы

— антифрикционные графитовые 24
— асбофрикционные 23; — Коэффициенты трения и характеристики 24, 36, 37, 313

— графитовые 24; — Характеристики 25
— графитовые подшипниковые 336, 337, 348; — Коэффициенты трения 339
— для валов гибких проволоочных 258—260, 269, 274, 276

— для валов и осей 215—217

— для деталей резьбовых 122, 124, 146, 152 — Марки и свойства механические 125, 127, 142—145, 154—156; — Свойства механические при высоких температурах 151

— для шпонок 179

— подшипниковые 23, 26, 335—339, 348, 369, 370

— фрикционные 23; — Коэффициенты трения 24, 35—37, 313

— фрикционные металлокерамические 24; — Коэффициенты трения 36, 37, 313

— фрикционные неметаллические 24; — Характеристики 25

Медь — Коэффициенты трения 20, 30, 31**Металлопластмасса 23**

— Характеристики 25

Металлы — Коэффициенты линейного расширения и модули упругости 71**Муфты — Классификация 279, 280**

— Моменты расчетные — Определение 281—285

— Нагрузки инерционные при неустановившемся движении 281—284

— Нагрузки расчетные — Определение 280—285

— Нагрузки ударные 285

— Назначение 279

— Процессы колебательные — Учет при определении нагрузки 284, 285

— Режимы перегрузочные 282

— Режимы пусковые 282—284

— Схемы расчетные 281, 284

— Удары — Учет при определении нагрузок 285

Муфты кулачковые — см. Муфты предохранительные кулачковые; Муфты соединительные кулачковые**Муфты предохранительные 279, 319—333; —**

Выбор в зависимости от характера перегрузок 321, 322; — Классификация 319, 320; — Коэффициенты характеристические 320, 321, 326, 327, 330; — Расчет 322; — Типы и их схемы 320

— автоматические (самоуправляемые) 279, 319

— гидродинамические 280, 320, 321, 332; — Характеристики 333

— кулачковые 320, 330; — Кулачки — Профили 327, 328; — Размеры 329; — Расчет 327—329

— однооборотные 279
— предельного момента 279, 319
— предельной скорости (центробежные) 279, 319

— пружинные 320, 326—330; — Выбор 321, 322; — Размеры 329, 330; — Расчет 327—329

— с пружинами плоскими 329

— самоуправляемые (автоматические) 279, 319

— со срезными штифтами 320, 323—326; — Выбор 321; — Нагрузки инерционные 283; Размеры 326; — Расчет 323—326

— фрикционные 320, 330—332; — Выбор 321, 322; — Коэффициенты трения 35—37; — Расчет 331, 332

— фрикционные многодисковые 332; — Размеры 331

— фрикционные с отжимным устройством 331

— центробежные (предельной скорости) 279, 319

— шариковые 320; — Размеры 330

— электродинамические асинхронные 280, 332

— электроиндукционные синхронные 280, 332

— электромагнитные 280, 306, 320, 321, 332

Муфты соединительные втулочные 288

— втулочные раздвижные 303

— втулочные со шлицами — Размеры 289

— втулочные со штифтами и со шпонками — Размеры 289

— жесткие компенсирующие 279, 292—297

— жесткие некомпенсирующие 279, 288—292

— зубчатые 292, 307; — Размеры 293; — Синхронизаторы 309, 310; — Способности компенсирующие и смещения 292, 294—296

— кулачково-дисковые — Размеры 301

— кулачковые 306—310; — Включение 308, 309; — Кулачки — Профили и формы 306, 307; — Кулачки — Расчет 308; Нагрузки дополнительные ударные 285; — Синхронизаторы 309, 310; — Типы 307

— плавающие 299, 301, 302

— подвижные 299—306; — Применение для компенсации отклонений от соосности валов 287; — Расчет 304—306; — Схемы структурные 288; — Типы 301, 303

— поперечно-свертные (фланцевые) 290; — Болты — Расчет 290, 292; — Размеры 291

— постоянные 279, 288—306

— продольно-свертные 289; — Размеры 290

— раздвижные 301, 303—306; — Расчет 304—306; — Типы 303

— раздвижные втулочные 303

— со скользящим сухарем 301; — Размеры 302

— управляемые (сцепные) 279, 306—319; — Размеры 311, 314, 317, 319

— упругие 280, 297; — Характеристики и энергоемкость 298; — Характеристики резонансные 284

— упругие с пружиной ленточной змеевидной 298

- упруго-демпфирующие 280, 297, 298; — Колебания крутильные — Гашение 299; — Размеры 300; — Характеристики резонансные 284
- упруго-демпфирующие с цилиндрико-коническим элементом 299
- фланцевые (поперечно-свертные) 290; — Болты — Расчет 290, 292; — Размеры 291
- фрикционные 280, 310—319; — Классификация и процессы включения 310; — Коэффициенты давления 312, 313; — Коэффициенты трения 35—37, 313; — Размеры 311, 314, 317, 319
- фрикционные конусные 310, 317; — Коэффициенты трения и давления 313; — Расчет 318
- фрикционные многодисковые 310; — Диски магнитопроводящие 316, 318; — Диски узкие — Размеры 314; — Зазоры между дисками 311; — Коэффициенты трения и давления 312, 313; — Расчет и характеристики 312
- фрикционные многодисковые двухсторонние 312, 315
- фрикционные многодисковые с управлением гидравлическим 310, 312, 315; — Пружины выключающие, расчет 313, 315, 316; — Размеры 317
- фрикционные многодисковые с управлением механическим — Размеры 311
- фрикционные многодисковые с управлением пневматическим 310, 312, 313
- фрикционные многодисковые с управлением электромагнитным 310, 316—318
- фрикционные однодисковые 312
- фрикционные пневмокамерные 318; — Размеры 319
- фрикционные цилиндрические колодочные и кольцевые 310, 318; — Коэффициенты трения и давления 313; — Расчет 318, 319
- фрикционные шиннопневматические 318
- цепные 297
- цепные однорядные со шпонками и со шлицами — Размеры 297
- шарнирно-разъемные 303; — Схемы структурные 288
- шарнирные — Размеры 302; — Типы 303
- шарнирные асинхронные 303—306; — Расчет 304—306; — Типы 303
- шарнирные крупногабаритные 303
- шарнирные сдвоенные 303, 304; — Расчет 305, 306

Муфты сцепные — см. *Муфты соединительные управляемые (сцепные)*

--- **фрикционные** — см. *Муфты предохранительные фрикционные; Муфты соединительные фрикционные*

Н

Напряжения — см. под названиями деталей и объектов. Например: Болты — Напряжения; Резьбовые соединения — Напряжения; Сварные конструкции — Напряжения; а также рубрику Концентрация напряжений

Натяг подшипников качения предварительный 422—424

Натяги 81; — Влияние на усилия запрессовки 74

--- при посадках подшипников качения в корпус 393, 395—397

--- при посадках подшипников качения на вал 393—395, 397

Недорезы для резб метрических внутренних 113, 114

Нити гибкие, перекинутые через цилиндр — Трение 21

О

Оси Материалы 215—217

ОСТ 1010, 176, 177, 201, 203

ОСТ 1012*×183, 397

ОСТ 1013*×183, 193, 201, 202

ОСТ 1014*×172, 177, 193, 201

ОСТ 1015*×172, 176, 177

ОСТ 1022*×397, 398, 401

ОСТ 1023*×177, 397, 401

ОСТ 1024*×176, 177, 397

ОСТ 1025*×176

ОСТ 4151 120, 121

ОСТ 26005 367*

ОСТ НКМ 1011×397, 398

ОСТ НКМ* 1016 183

ОСТ НКМ 1017* 193

ОСТ НКМ 1021* 397, 398

ОСТ НКМ 1027* 397

ОСТ НКТП 1260 88

Отверстия — Допуски — Поля предпочтительные 82

--- под квадраты для крепления инструмента 210

--- поперечные в валах — Концентрация напряжений 227, 231, 236

П

Пазы для заливки вкладышей подшипников баббитом 343, 349

--- для шпонок — Влияние на концентрацию напряжений в валах 180, 228; — Размеры 169, 171, 172; — Ширина — Отклонения предельные 177

--- для шпонок сегментных — Размеры 174; — Ширина — Отклонения предельные 177

Пары трения скольжения — Подбор 22, 23

Передачи зубчатые — Зубья — Коэффициенты трения 28

--- с валами гибкими проволочными 253—258

--- с валами гибкими проволочными силовыми 258, 264—269; — Конструктивные особенности 266, 267; — Назначение 264; — Размеры 265; — Схемы типовые 269; — Характеристики 268

Планки стягивающие — Конструирование и расчет 70, 79

Пластмассы — Коэффициенты линейного расширения и модули упругости 71; — Коэффициенты трения 24, 73

--- для деталей резьбовых 146

--- для подшипников скольжения 336, 338; — Коэффициенты трения 339

Пластографит 336

Поверхности — Волнограммы и профилограммы 8, 10

--- Контакт фрикционный — Свойства реологические 13

--- Связи — Виды нарушения 11, 12

--- Микрогеометрия — Коэффициенты 10, 11

--- Микронеровности — Глубина — Зависимость от вида обработки 9, 74

- Площади касания при соприкосновении 8, 9
- Перераспределение 12
- Чистота — Классы 160, 401, 402
- Шероховатость — см. *Шероховатость поверхности*
- Поверхности опорные — Кривые — Построение 10**
- Подпятники — см. Подшипники скольжения упорные**
- Подшипники иглообразные роликовые — см. Подшипники роликовые иглообразные**
- из камней натуральных и синтетических — Коэффициенты трения 26
- Подшипники качения 361—426 — см. также Подшипники роликовые; Подшипники шариковые**
- Выбор 372—384
- Выбор количества на валу 415
- Выбор при нагрузке переменной и переменном числе оборотов 385
- Выбор при нагрузке статической 386
- Грузоподъемность динамическая и статическая 378, 379, 390, 391
- Детали — Выкрашивание усталостное 372, 373
- Деформации 388, 389
- Диаметры — Отклонения допускаемые 393
- Диаметры внутренние — Обозначения условные 369
- Долговечность — Расчет 374, 375, 380, 381
- Зазоры между торцами и корпусом 403
- Зазоры радиальные начальные 392
- Заплевки упорные в корпусах и на валах 402, 403
- Классификация 361
- Кольца — см. *Кольца подшипников качения*
- Корпуса — см. *Корпуса подшипников качения*
- Коэффициенты для определения нагрузки приведенной 375, 380, 381
- Коэффициенты работоспособности 376, 377, 390, 391
- Крепления осевые на валах и в корпусах 405—407, 416
- Материалы — Обозначения условные 369, 370
- Нагрузки — Характер 375, 380—382
- Нагрузки приведенные 375, 380, 381
- Нагрузки эквивалентные 385, 386
- Напряжения допускаемые 387
- Напряжения максимальные 388—389
- Натяг предварительный 422—424
- Обозначения условные 369—372
- Поверхности посадочные — Чистота обработки и отклонения формы 401, 402
- Посадки 393—402
- Зазоры и натяги 394—397
- Поля допусков валов и отверстий предпочтительные 82, 83
- Размеры — Определение 374
- Размеры габаритные нормальные 372
- Размеры установочные 402—405
- Расчет долговечности 374, 375, 380, 381
- Расчет на деформацию и допускаемые напряжения 387—392
- Режим температурный — Влияние на долговечность 375, 381, 382
- Серии — Обозначения условные 369—372
- Смазка 411—415
- Типы основные 361—369
- Обозначения 369
- Толчки и удары — Влияние на долговечность 381
- Уплотнения 408—410, 414
- Установки типовые 415—426
- Фаски монтажные 402, 403
- Числа оборотов предельные 390, 391
- Подшипники качения комбинированные 368**
- Подшипники качения радиально-упорные 361, 364, 368, 372**
- Базы установочные 420
- Выбор 375, 381, 382
- Грузоподъемность статическая 378, 379
- Зазоры регулировочные (игра осевая) 422
- Коэффициенты работоспособности 376, 377
- Нагрузки радиальные условные 382—384
- Натяг предварительный 422—424
- Посадки 397, 398
- Размеры установочные 403
- Установки типовые 418—422
- Подшипники качения радиальные 361, 375**
- Грузоподъемность статическая 378, 379
- Коэффициенты работоспособности 376, 377
- Натяг предварительный 422—423
- Посадки 397, 398
- Установки типовые 416—418
- Подшипники качения упорные 361, 369, 375**
- Выбор 385
- Зазоры регулировочные (игра осевая) 425
- Нагрузки расчетные при эксцентричном положении осевой силы 386
- Посадки — Выбор и обозначения 401
- Установки типовые 424—426
- Подшипники опор часовых и приборов — Коэффициенты трения 26**
- Подшипники роликовые 361**
- Выбор 375
- Грузоподъемность динамическая и статическая 379, 390, 391
- Деформации 388, 389
- Диаметры — Отклонения допускаемые — 393
- Коэффициенты работоспособности 377, 390, 391
- Крепления осевые на валах и в корпусах 405—407, 416
- Напряжения допускаемые 387
- Напряжения максимальные 388, 389
- Посадки 393—402
- Натяги и зазоры 393—397
- Обозначения, выбор 393, 397—401
- Применение в бусах железнодорожных 367, 417—419
- Размеры габаритные нормальные 372
- Размеры установочные 403—405
- Типы — Обозначения условные 369
- Фаски 402, 403
- Числа оборотов предельные 390, 391
- Подшипники роликовые иглообразные 367, 369, 390**
- Посадки — Выбор и обозначения 398, 401
- Размеры установочные 403
- Установки типовые 418
- Подшипники роликовые конические (радиально-упорные) 367, 368, 377, 390**
- Базы установочные 420
- Зазоры регулировочные (игра осевая) 421, 422

- Нагрузки радиальные условные 382—384
- Натяг предварительный 422, 423
- Размеры установочные 403, 404
- Установки типовые 419—422
- Подшипники роликовые конические двухрядные** 368, 382, 422
 - конические четырехрядные 368, 382, 422
 - радиально-упорные — см. *Подшипники роликовые конические (радиально-упорные)*
 - радиальные сферические двухрядные 366, 367, 369, 389, 390, 392, 403; — Установки типовые 417—419
 - с роликами витыми 367, 369
 - с роликами цилиндрическими двухрядные 366, 377; — Установки типовые 418
 - с роликами цилиндрическими длинными 390
 - с роликами цилиндрическими короткими 365, 366, 369, 375, 377, 390; — Грузоподъемность осевая 379, 381; — Зазоры радиальные начальные 392; — Размеры установочные 403; — Типы 365; — Установки типовые 418
 - с роликами цилиндрическими короткими многорядные 382, 383
 - с роликами цилиндрическими радиально-упорные 368, 369
 - с роликами цилиндрическими разъемные 366
 - упорные 368, 372, 388, 391; — Установки типовые 425, 426
- Подшипники скольжения** 334—360
 - Вкладыши — см. *Вкладыши подшипников*
 - Втулки — см. *Втулки подшипниковые*
 - Давления в смазочном слое — Эпюры 341, 351
 - Давления удельные 334, 335
 - — Значения числовые 336—339, 348
 - Канавки смазочные 344, 346, 348
 - — Размеры 349
 - Конструктивные особенности 348—350
 - Коэффициенты истечения смазки 345, 346
 - Коэффициенты нагруженности 342, 343
 - Коэффициенты режима работы 350
 - Коэффициенты трения 334, 339, 344, 347
 - Преимущества 334
 - Расход смазки 344—347, 354, 355, 357
 - Расчет гидродинамический 340—347, 352, 354
 - Расчет приближенный 338—340
 - Силы несущие — Определение 341—343, 347
 - Скорости скольжения 335, 340
 - — Значения числовые 336—339
 - Слой смазочный — Сопровождение вращения шипа 343—347, 355
 - — Эпюры давления 341, 351
 - Смазка 341, 343—347, 351, 354, 355, 357
 - Тепловыделение 339, 341, 344—346
 - Трение — Виды и силы 334, 340
 - — Коэффициенты 334, 339, 344, 347
 - Моменты 339, 347, 353, 355, 356, 358, 359
 - Шероховатость поверхности 340, 343
- Подшипники скольжения виброустойчивые** 350—352
 - графитовые 24
 - для турбин 350, 351
- для нагрузки радиальной 348
- для нагрузки радиальной и осевой 348, 349
- для редукторов 348, 349
- лимонные 351; — Расчет 352
- пластмассовые 336, 338
- повышенной податливости 350
- разъемные 348
- с воздушной смазкой 336, 347, 348
- с неразъемным корпусом и фланцевые 348
- с самоустанавливающимися сегментами 352
- упорные 352—359; — Коэффициенты нагруженности 355, 357; — Расход смазки 354, 355, 357—359; — Расчет 353; — Силы подъемные 355, 357
- упорные гидростатические 353; — Расчет 354
- упорные с сегментами неподвижными 354; — Расчет 355, 356
- упорные с сегментами самоустанавливающимися 356; — Расчет 357—359
- Подшипники шариковые** 361
 - Выбор 375
 - Грузоподъемность динамическая и статическая 378, 390, 391
 - Деформации 388, 389
 - Диаметры — Отклонения допускаемые 393
 - Коэффициенты работоспособности 376, 390, 391
 - Крепления осевые на валах 405—407
 - Напряжения допускаемые 387
 - Напряжения максимальные 388, 389
 - Посадки 393—402
 - — Натяги и зазоры 393—397
 - — Обозначения, выбор 393, 397—401
 - Размеры габаритные нормальные 372
 - Размеры установочные 403—405
 - Сепараторы 362—364, 403
 - Типы — Обозначения условные 369
 - Фаски 402, 403
 - Числа оборотов предельные 390, 391
- Подшипники шариковые двойные** 369
 - миниатюрные 364, 365
- Подшипники шариковые радиально-упорные** 364, 372, 376, 378, 390
 - Базы установочные 420
 - Блоки 368, 369
 - Зазоры регулировочные (игра осевая) 421, 422
 - Нагрузки радиальные условные 382—384
 - Натяг предварительный 422—424
 - Посадки — Выбор, обозначения 397, 398
 - Размеры установочные 403
 - Типы 364
 - Установки типовые 419—422
- Подшипники шариковые радиальные двухрядные сферические (самоустанавливающиеся)** 363, 369, 376, 378, 390, 403; — Установки типовые 417
 - радиальные однорядные 361—363, 376, 378, 390; — Зазоры радиальные начальные 392; — Размеры установочные 403; — Сепараторы 362, 363; — Установки типовые 418; — Шайбы защитные и установочные 361, 362
 - упорно-радиальные 365
 - упорные 365, 369, 372, 376, 378, 386, 388, 389, 391, 404; — Установки типовые 424—426
 - упорные двойные 365, 386, 387, 424

Резьбы — Витки — Прочность при статических нагрузках 146—149
— Распределение нагрузки по виткам 140, 141

— Заедание при высоких температурах 152

— Зазоры — Влияние на усталостную прочность 161

— Концентрация напряжений 156, 157, 228

— Недорезы 113

— Проточки 112, 113

— Профили — Элементы 87

— Расчет на прочность 149

— Сбеги 88

— Технология изготовления — Влияние на прочность при переменных нагрузках 158—161

— Фаски 112, 113

— Чистота поверхности — Классы 160

— Элементы — Влияние на прочность при переменных нагрузках 156—158

— Элементы выхода 114

— Элементы основные 87

Резьбы дюймовые — Обозначения 88

Резьбы конические — Определения основные 115; — Преимущества 94; — Размеры основные 95—99; — Элементы 95

— для нефтепромышленности 97; — Допуски 98, 99, 114; — Профили и длины свинчивания 100; — Размеры основные 98, 99

— трубные — Длины свинчивания 97; — Допуски и отклонения 111; — Непроницаемость — Обеспечение 97; — Профили 95; — Размеры основные 96

— трубные с углом профиля 60° — Профили 97; — Размеры основные 96

— трубные укороченные 97

Резьбы левые 87

— Метки 114

Резьбы метрические — Диаметры, шаги и площади поперечного сечения 128

— Допуски 104

— Концентрация напряжений 228

— Обозначения 88

— Посадки 104

— Профили 91

Резьбы метрические внутренние — Недорезы, проточки, сбеги и фаски 113, 114

— для диаметров от 0,25 до 0,9 мм — Размеры основные и допуски 91

— наружные — Проточки, сбеги и фаски 112, 114

— с крупным шагом — Диаметры и шаги 89; — Отклонения предельные и посадки 101; — Размеры основные 90

— с мелким шагом — Диаметры и шаги 89; — Отклонения предельные и посадки 102, 103; — Размеры основные 90

— с натягами — Допуски и отклонения предельные 105, 106

Резьбы трапециевидные 92

— Допуски и отклонения предельные 106—109

— Обозначения 88

— Профили и размеры основные 93

Резьбы трубные конические 95—97, 111

— трубные цилиндрические 88, 92, 105—107

— упорные — Допуски и отклонения предельные 107, 108, 110; — Обозначения 88; — Применение в тяжело-

нагруженных соединениях 149; — Профили и размеры основные 94

— цилиндрические — Параметры основные 87; — Определения основные 115; — Размеры основные 89—94; — Типы, обозначения 88

— цилиндрические трубные — Допуски 105—107; — Обозначения 88; — Профили и размеры основные 92

Ремни — Трение по шкивам — Коэффициенты 19, 28, 29

Ретинакс 23

— Коэффициенты трения 24, 36

Роликоподшипники — см. *Подшипники роликовые*

Рубин — Коэффициенты трения 26

С

Сальники — Детали — Коэффициенты трения 29

Сбеги резьб 88, 114

— метрических внутренних 113

— метрических наружных 112

Свариваемость стали 40, 44

Сварные балки — Деформации остаточные 67

— Конструирование и расчет 51—54, 61

— Напряжения допускаемые 50

Сварные конструкции — Деформации остаточные 67—69; — Напряжения допускаемые 49, 50; — Напряжения остаточные 66, 67; — Сопротивление ударным нагрузкам 63; — Элементы — Конструирование и расчет 51—57

— из алюминиевых сплавов 40, 44, 63—66

Сварные соединения — Вязкость ударная 63

— Концентрация напряжений 57—59, 62

— Напряжения — Разновидности 40, 66

— Напряжения допускаемые при повторно-переменных нагрузках 63

— Прочность усталостная — Повышение 62

— Разрушения хрупкие 58

— Расчет — Примеры 50, 51

— Расчет на изгиб 47—49, 54

— Расчет под действием продольных сил 40, 45—47

— Сопротивление повторно-переменным (усталостным) нагрузкам 59—63

— Типы основные 40—44

Сварные соединения в тавр 45; 61; — Деформации остаточные 68, 69; — Напряжения остаточные 66, 67

— внахлестку 44, 46, 56; — Деформации остаточные 69; — Пределы выносливости 59

— встык 44, 46, 56 — Деформации остаточные 69; — Напряжения остаточные 66; — Пределы выносливости 60; — Расчет 53, 56; — Усилия расчетные 40

— из лобовых и фланговых швов — Расчет — Примеры 50, 51; — Расчет на изгиб 48; — Усилия расчетные 45

— конструкций из алюминиевых сплавов — Конструирование и расчет 63—66; — Пределы выносливости 64; — Типы основные 40, 44

— проплавные 45, 46

— с лобовыми и фланговыми швами — Конструирование для работы под переменными нагрузками 61

- точечные 46, 47 — Концентрация напряжений 58, 62; — Расчет 49, 53, 54
- Сварные сосуды** — Конструирование и расчет 56, 57
- Сварные стойки** — Конструирование и расчет 54, 55
- Сварные фермы** — Конструирование и расчет 53, 56, 65
- Сварные швы** — Расположение — Выбор 67; — Типы, изображение на чертежах и обозначения 40—43; — Формы для работы под переменными нагрузками 60, 61
- встык — Кривые усталости 59; — Напряжения допускаемые 49; — Формы для работы под переменными нагрузками 60, 61
- конструкций машиностроительных — Напряжения допускаемые 50
- конструкций строительных — Напряжения допускаемые 49
- поясные — Расчет 52, 54, 55
- угловые (валиковые) 44, 45; — Напряжения допускаемые 49; — Расчет — Примеры 50, 51; — Расчет на изгиб — Методы 48
- фланговые — Напряжения — Распределение 57
- Сепараторы подшипников шариковых** 362—364, 403
- Синхронизаторы для муфт зубчатых и кулачковых** 309, 310
- Скольжение** — Коэффициенты сцепления 8
- Влияние смещения предварительно 12
- Трение — см. *Трение скольжения*
- Смазка поверхностей сопрягаемых при прессовых посадках** 75
- Смазка подшипников качения** 411—415; — Применение масел смазочных 411, 412, 413—415; — Применение смазок консистентных 411—413
- качения масляной капальной или масляным туманом 415
- качения разбрызгиванием 413, 414
- качения циркуляционная 414, 415
- качения фитильная 415
- скольжения — Расход 344—347, 354, 355, 357; — Слой — Сопротивление вращению шипа 343—347, 355; — Слой — Эпюры давления 341, 351
- Смазки** — Влияние на коэффициент трения скольжения 15, 16; — Присадки противозадирные 28
- консистентные — Преимущества 411
- консистентные для валов гибких проволочных 278
- консистентные для подшипников качения 411, 412
- Смазочные масла** — Присадки активные 16
- для подшипников качения — Выбор 411
- Соединения** — Размеры номинальные 80
- бесшпоночные 205—214
- валов гибких проволочных для приводов приборов автомобильных 278
- гладкие конические 84—86
- гладкие цилиндрические — Допуски и посадки — Система ОСТ 82—84
- зубчатые (шлицевые) 181—196
- клиновые 197—204
- кольцами пружино-затяжными 210—214
- конические гладкие 84—86
- конические резьбовые 94—100
- неразъемные 40—79
- плоские с параллельными плоскостями — Допуски и посадки — Система ОСТ 82—84
- профильные 205—210; — Геометрия 205, 206; — Расчет на прочность 208, 209; — Силы распорные 207
- разъемные 80—214
- резьбовые — см. *Резьбовые соединения*
- с валом квадратным и с валом круглым с лыской 209
- с гарантированным натягом группы А — см. *Посадки прессовые*
- с гарантированным натягом группы Б — Конструирование и расчет 70, 79
- сварные — см. *Сварные соединения*
- фланцевые 134, 136
- шпоночные 168—180
- Сосуды сварные** — Конструирование и расчет 56, 57
- Сплавы алюминиевые** — Коэффициенты трения 27, 73; — Характеристики 64, 125, 156
- алюминиевые АСМ для подшипников скольжения 336, 350; — Коэффициенты трения 339
- алюминиевые для деталей резьбовых 125, 156
- алюминиевые для конструкций сварных строительных 64
- бериллиевые для болтов 146
- магниевые — Коэффициенты трения 27
- магниевые для болтов 156
- титановые для болтов — Марки и свойства механические 142, 144, 145; — Свойства механические при высоких температурах 151
- Сталь** — Коэффициенты трения 20, 22, 26—28, 31, 35, 37, 73, 199, 313; — Свариваемость 40, 44
- для валов и осей 215; — Свойства механические 216
- для деталей резьбовых 124; — Марки и свойства механические 125, 127, 155, 156; — Свойства механические при высоких температурах 151
- закаленная — Коэффициенты трения 313
- конструкционная высокопрочная для болтов — Марки и свойства механические 142, 143, 155, 156; — Свойства механические при высоких температурах 151
- Стекло** — Коэффициенты трения 26
- Стержни (штоки) клиновых соединений** 197
- Отверстия — Формы 198
- Расчет на прочность 199, 200
- Стойки сварные** — Конструирование и расчет 54, 55
- Стопорение соединений резьбовых** — Методы 164
- Сцепления автомобиля однодисковые** 312

Т

- Текстолит** — Коэффициенты трения 37, 313
- для подшипников скольжения 336; — Коэффициенты трения 339
- Тензомеры проволочные** 134, 135
- Тормоза** — Детали — Коэффициенты трения 35—37

Трение — Виды в зависимости от характера поверхностного слоя 7; — Определения и понятия основные 7; — Силы 7, 11

- в муфтах фрикционных и тормозах 35—37
- в передачах 28, 29
- в посадках прессовых 27
- в соединениях заклепочных и резьбовых 26, 27
- в уплотнениях 29, 30
- внешнее — Силы 7; — Условия необходимые 11
- качения 7, 21; — Коэффициенты 8, 22; — Силы — Расчет 22
- качения и скольжения колес средств транспорта — Коэффициенты сцепления и сопротивления перекатыванию 8, 32—35
- нити гибкой, перекинутой через цилиндр 21
- покоя — Силы — Расчет 13—15
- при обработке металлов давлением 30, 31
- при резании металлов 32

Трение скольжения 7—21

- Виды 7, 334
- Коэффициенты 8, 334, 344, 347
- Влияние давления контурного 17, 18
- Влияние различных факторов 15, 16, 23
- Влияние свойств материала и скорости скольжения 19, 20
- Влияние температуры 20, 21
- Возрастание — Причины 13
- Значения числовые 19, 20, 24—37, 73, 128, 162, 199, 313, 339
- Составляющие адгезионная и деформационная 14, 15, 22
- Моменты 258, 339, 347, 353, 355, 356, 358, 359
- Пáры — Подбор 22, 23
- Силы 334
- Возрастание — Причины 12, 13
- Расчет 11, 13—15

Трение скольжения граничное 7, 334

- жидкостное 7, 334, 340, 350, 353
- полужидкостное (смешанное) 334, 340
- сухое 7; — Коэффициенты — Значения числовые 24—26, 30, 73, 199

У

Углы конусов — Допуски и отклонения предельные 86

- нормальные 84

Уплотнения — Детали — Коэффициенты трения 29, 30; — Детали — Материалы антифрикционные графитовые 24

- для подшипников качения 408—410, 414

Упрочнение поверхностное — Способы и применение 217

Ф

Фаски подшипников качения 402, 403

- резьб метрических 112—114

Фермы сварные — Конструирование и расчет 55, 56, 65

Фибра — Коэффициенты трения 20, 26, 37

Фланцевые соединения — Коэффициенты

- податливости — Определение 136

— Нагрузка основная — Коэффициенты —

- Определение экспериментальное 134

— Шпильки двухсторонние 121

Фторопласт 338

- Коэффициенты трения 339

Ц

Цепи роликовые 366

Ч

Чеки — Расчет на прочность 200

Червячные передачи — Зубья и витки — Коэффициенты трения 28

Чертежи рабочие — Изображение валов и втулок зубчатых (шлицевых) условное 195, 196

- Изображение швов сварных 40—43

Чистота поверхности при посадках подшипников качения — Классы 401, 402

- резьб — Классы 160

Чугун — Коэффициенты трения 19, 20, 27,

- 28, 35—37, 73, 313, 339

--- для подшипников скольжения —

- Марки 335

--- для подшипников скольжения антифрикционный 345; — Коэффициенты

- трения 339; — Характеристики 335

--- с шаровидным графитом — Свойства

- механические 216

Ш

Шайбы — Материалы 152

- защитные подшипников шариковых 361, 362

--- пластмассовые с металлической основой 146

- стопорные — Стандарты 124

--- стопорные для крепления подшипников качения на валах 405; — Размеры 406

--- установочные подшипников шариковых 362

- фасонные тарированные 163

Шарикоподшипники — см. Подшипники шариковые

Швы сварные — см. Сварные швы

Шероховатость поверхности 8, 340, 343 —

- см. также Чистота поверхности

— Влияние на концентрацию напряжений в валах 225, 228

— Влияние на смещение предварительное

- контактное 12

— Выбор 22

--- Зависимость от вида обработки 9, 74

- Коэффициенты 11

Шины автомобильные и тракторные —

- Коэффициенты сцепления и сопротивления перекатыванию 32—35

Шкивы — Трение ремней — Коэффициен-

- ты 19, 28, 29

Шлицевые соединения — см. Зубчатые

- (шлицевые) соединения

Шпильки 115, 117

- Высота завинчивания минимальная 147,

148

— Деформации пластические при затяжке 133

- Длины свинчивания с корпусными дета-

лями 117

- Концы — Формы 118

— Материалы 154—156

- Нагрузки основные — Коэффициенты —

Определение 137

- Напряжения дополнительные от изгиба и от кручения 129—131, 152
- Напряжения затяжки 161
- — Контроль 162
- Напряжения температурные — Уменьшение 137, 138
- Обозначения 122
- Посадка в корпус — Способы 118
- Прочность при статических нагрузках 147
- Прочность стержня при статических нагрузках 141—143
- Расчет для проверки прочности резьбы 149
- Расчет при действии усилия затяжки и внешней осевой нагрузки 131, 132
- Расчет упрощенный 126—129
- Резьбовая часть — Соотношения и формы конструктивные 116
- Резьбы — Коэффициенты трения 27
- Стандарты 121
- Усилия разрушающие 141, 143
- Шпильки** двухсторонние для фланцевых соединений 121
- — длинные — Коэффициенты податливости — Определение 135—137
- Шпильки** — Стандарты 124
- Шпоны** 168; — Виды 168—176; — Длины 173; — Материалы 179; — Напряжения допускаемые 179, 180; — Расчет 177—179
- — клиновые 168, 175, 197; — Длины 173; — Применение в многоспоночных соединениях 179; — Размеры 172, 173; — Расчет 178
- — клиновые с головкой 175; — Размеры 173
- — круглые конические или цилиндрические 176; — Расчет 179
- — призматические 168; — Длины 173, 176; — Материалы 179; — Применение в многоспоночных соединениях 180; — Размеры сечений 169; — Расчет 177, 178; — Ширина — Отклонения предельные 177
- — призматические высокие — Размеры 171
- — призматические направляющие с креплением на валу — Размеры 170, 171, 173
- — призматические обыкновенные — Размеры 170, 173
- — призматические торцовые 176; — Расчет 179
- — сегментные 175; — Материалы 179; — Размеры 174, 175; — Расчет 178; — Ширина — Отклонения предельные 177
- — тангенциальные 175, 197; — Расчет 178, 179
- Шпоночные соединения** 168—180
- — Влияние на прочность вала 180
- — Допуски и посадки 176, 177
- Штифты** конические 200, 203; — Длины и конусность 204; — Размеры 202
- — конические разводные 204
- — конические с внутренней резьбой — Размеры 202
- — конические с резьбовой цапфой 204; — Размеры 203
- — срезные муфт предохранительных — Расчет 323—326
- — цилиндрические 200; — Длины 204; — Размеры 201
- — цилиндрические насечные 203; — Размеры 201
- — цилиндрические полые разрезные 200
- — цилиндрические с засверленными концами (заклепочные) — Размеры 202

Э

- Электрографит** — Износ и коэффициенты трения 25
- Эскол** — Коэффициенты трения 24

ДЕТАЛИ МАШИН

Расчет и конструирование. Справочник. Том 1. Под ред. Н. С. Ачеркана

Редактор М. И. Гильденберг. Технический редактор Т. Ф. Соколова.
Корректор И. М. Борейша. Переплет художника А. Я. Михайлова

Сдано в производство 30/1 1967 г. Подписано к печати 23/IV 1968 г. Т-06855.
Тираж 130 000 экз. Печ. л. 27,5. Бум. л. 13,75. Уч.-изд. л. 40. Формат 60×90¹/₁₆.
Цена 2 р. 20 к. Зак. 845.

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ», Москва, Б-66, 1-й Басманный пер., 3.

Ордена Трудового Красного Знамени Ленинградская типография № 1 «Печатный Двор» им. А. М. Горького Главполиграфпрома Комитета по печати при Совете Министров СССР, г. Ленинград, Гатчинская ул., 26.