www.dm-monster.ru



Курсовое проектирование деталей машин для студентов, преподавателей и инженеров.

DM-Monster DEMO 3D - мощнейшая программа позволяющая рассчитать курсовой по деталям машин и получить БЕСПЛАТНО результаты расчёта, сведённые в таблицы, файл данных расчёта, а также ТРЕХМЕРНУЮ КОМПОНОВКУ ПРИВОДА В ГРАФИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКЕ КОМПАС И ТРЁХМЕРНЫЕ ДЕТАЛИ ПРИВОДА В ГРАФИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКЕ КОМПАС и КОМПАС LT!
При желании можно загрузить свой файл данных и сделать перекомпоновку валов привода, ориентируясь на трёхмерную компоновку привода или же сделать перерасчёт какой-либо части курсового (полезно, если необходимо показывать расчёты преподавателю по частям).

Расчёты в программе DM-Monster можно выполнить по учебникам:
- Чернавский С.А., Боков К.Н., Чернин И.М., Ицкевич Г.М., Козинцов В.П. "Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для учащихся.", М.:Машиностроение, 1987 г. 416с.;
- Дунаев П.Ф., Леликов О.П. 'Конструирование узлов и деталей машин', М.: Издательский центр 'Академия', 2003. 496 с.;
- Шейнблит А.Е. "Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие.", Изд. 2-е, перераб. и доп. - Калининград: Янтарный сказ, 2004 г., 454 с.: ил., черт. - Б. ц.
Причем можно выполнить все расчёты по одному учебнику, а можно сделать расчёты в курсовом по нескольким учебникам (разные разделы по разным учебникам).

Программа DM-Monster может рассчитать практически любой курсовой проект по деталям машин, при этом не нужно иметь под рукой никаких учебников. В ПРОГРАММЕ НЕТ НИКАКИХ ОГРАНИЧЕНИЙ НА СХЕМЫ ПРИВОДОВ. Все схемы формируются в программе при предварительной и окончательной компоновках валов. Таким образом, можно сформировать абсолютно любую схему привода. Подробнее о построении схем можно посмотреть в документации к программе. Программой DM-Monster выполняются абсолютно все необходимые этапы расчётов курсовой работы по деталям машин: кинематический расчёт, расчёт передач (цилиндрические прямозубые, косозубые, шевронные, раздвоенные, соосные передачи внешнего или внутреннего зацепления, конические прямозубые, косозубые передачи, червячные, цепные и ременные передачи), расчёт конструкций шестерен, колёс, звёздочек, шкивов, расчёт нагрузок на валах, построение эпюр, выбор подшипников, расчёт корпуса редуктора, расчёт шпонок, выбор муфт, прочностной расчёт валов, выбор смазки и т.п.

По полученному файлу данных можно заказать вывод ПОЛНОЙ, ГОТОВОЙ К СДАЧЕ пояснительной записки в Word-е и набросков чертежей деталировок и чертежа компоновок валов привода (2D - двухмерные) в AutoCAD-е. Пояснительная записка, качественно отформатированная, содержит все этапы расчётов, эпюры нагрузок валов, рисунки, ссылки на формулы в учебниках. Формулы имеют красивый вид: корни, черта дроби, степени и т. п.

Примеры высылаемых результатов можно посмотреть на сайте www.dm-monster.ru

DM-Monster 3D и **DM-Monster 3D PRO** - лицензионные программы, обладающие дополнительными возможностями вывода полной ПЗ, а также чертежей деталировок и наброска компоновочного чертежа в КОМПАС-е, КОМПАС-е LT или в AutoCAD-е версии 14.0 и выше. Лицензионная версия DM-Monster 3D обладает всеми возможностями программы DM-Monster DEMO 3D кроме получения/загрузки файла данных расчёта.

DM-Monster 3D Draw - программа, позволяющая по введённым геометрическим параметрам получить 3D и 2D чертежи в КОМПАСе и 2D чертежи в AutoCAD-е шестерен, колёс цилиндрической и конической передач, червяка и колёса червячной передачи, шкивов ременной передачи, звёздочек цепной передачи. ДЕМО-версия программы выводит чертежи ТОЛЬКО зубчатой цилиндрической передачи.

Ведётся приём заказов курсовых. Максимальное качество за минимальную цену. Подробности см. на сайте www.dm-monster.ru

www.dm-monster.ru

В. А. ЗАПЛЕТОХИН

КОНСТРУИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ МЕХАНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ

СПРАВОЧНИК



ЛЕНИНГРАД
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
ЛЕНИНГРАДСКОЕ ОТДЕЛЕНИЕ
1990

ББК 34.42 я2
З-32
УДК [621.81 : 658.512.011.56] (035)

Рецензент В. А. Зверев

Заплетохин В. А.

З-32 Конструирование деталей механических устройств: Справочник. — Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1990. — 669 с.: ил.

ISBN 5-217-00904-7

Справочник содержит расчетный и нормативный материал, необходимый для разработки чертежей деталей машин и приборов с учетом принципов конструирования, особенностей технологии изготовления и требований ЕСКД. По каждому типу деталей приведены сведения об области применения, варианты конструктивных решений, рекомендации по выбору материалов, методы определения геометрических размеров, допуски на основные параметры, требования к шероховатости поверхностей, способы упрочнения, виды применяемых покрытий. Даны примеры оформления чертежей.

Справочник предназначен для конструкторов предприятий и организаций машино- и приборостроения.

З $\frac{2706040000-306}{038\ (01)-90}$ 306—90 ББК 34.42 я2

ISBN 5-217-00904-7

© В. А. Заплетохин, 1990

Предисловие

Ускоренное развитие высокоэффективных производств основано на использовании современных роботов, гибких автоматизированных систем с механическими устройствами разных назначений. В процессе конструирования, когда составлены структурная и кинематическая схемы устройства, объектом тщательной разработки становятся детали и их соединения. Надежность механических устройств зависит от качества конструктивной разработки конкретных деталей.

Методы расчета и конструирования деталей, широко применяемых в приборо- и машиностроении, описаны во многих источниках: монографиях, журнальных статьях, справочниках, стандартах и другой технической документации. Предлагаемый справочник является попыткой обобщить материалы по конструированию деталей с учетом современного состояния приборо- и машиностроения.

Все сведения, необходимые для разработки конструкций деталей, излагаются по возможности с исчерпывающей полнотой: рассматриваются варианты конструктивных исполнений, особенности технологии, приводятся конструкционные материалы, стандарты, расчетные схемы, методы расчета оптимальных размеров, даются рекомендации по назначению предельных отклонений, шероховатости поверхностей и оформлению рабочих чертежей. Имеющиеся в справочнике числовые примеры расчетов могут оказать помощь при разработке программ для поиска оптимального решения на ЭВМ путем варьирования нескольких параметров.

Предложения и критические замечания по данному справочнику просим направлять по адресу: 191065, Ленинград, ул. Дзержинского, 10, ЛО издательства «Машиностроение».

Глава 1

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ДЕТАЛЯХ

1.1. Назначение и классификация

Деталь — элементарная часть сборочной единицы, изготовленная из одной заготовки без применения сборочных приспособлений. В устройствах различных назначений (машине, роботе, приборе и др.) ряд деталей выполняет одинаковые функции, а некоторая часть деталей — несколько функций. Все многообразие деталей по их назначению можно разделить на следующие основные группы:

соединительные, служащие для фиксации положения деталей относительно друг друга (резьбовые детали, штифты, шпонки, шплинты и т. п.);

упругие элементы, изменяющие форму и размеры под действием нагрузки и восстанавливающие первоначальную форму после снятия нагрузки (пружины, мембраны, сильфоны и др.);

детали механизмов, с помощью которых преобразуются перемещения, скорости, силы и законы движения (рычаги, зубчатые колеса, кулачки, шкивы, звездочки);

направляющие, обеспечивающие перемещение других деталей в заданном направлении (подшипники, направляющие для поступательного движения);

уплотнительные, применяемые для герметизации закрытых полостей (фланцы, ниппели, штуцеры, сальниковые втулки и т. п.);

детали отсчетных устройств, предназначенные для визуального наблюдения за изменением измеряемого физического параметра (циферблаты, указатели, перья, диаграммные диски и ленты);

корпусные, выполняющие функции неподвижных опор (станины, кронштейны, крышки и т. п.);

вспомогательные, облегчающие эксплуатацию готового изделия (ручки, крюки, петли, смотровые стекла и другая арматура).

В каждой группе имеются детали *стандартизованные*, типы, размеры и эксплуатационные параметры которых регламентированы стандартами, и *оригинальные*, требующие новой конструкторской разработки. Уровень стандартизации и унификации (устранение излишнего многообразия деталей) определяет рациональность конструкции и характеризуется коэффициентом применяемости (в %)

$$k_{\text{пр}} = 100\ (n - n_0)/n,$$

где n — общее число типоразмеров деталей в изделии; n_0 — число типоразмеров оригинальных деталей.

Конструирование связано с определением размеров деталей расчетным путем на основе данных о прочности и требуемой жесткости. При составлении расчетных схем детали сложных конфигураций в целях упрощения задачи часто приводят к простым геометрическим формам. К этим формам относятся: *стержень* — тело, одно из измерений которого (длина) много больше двух других; *оболочка* — тело, одно из измерений которого (толщина) много меньше двух других; *пластина* — разновидность оболочки, поверхности которой являются плоскостями.

В виде стержней или оболочек может быть представлено некоторое множество деталей, так как учесть все особенности работы реальных деталей практически невозможно. Расчеты ряда типовых деталей регламентированы стандартами, и в настоящее время разработаны программы расчетов некоторых деталей для ЭВМ, позволяющих осуществлять оптимизацию по нескольким критериям работоспособности. Под работоспособностью понимают состояние детали, при котором значения всех параметров, определяющих выполнение заданных функций, соответствуют требованиям нормативно-технической документации. Поиск оптимального решения с использованием ЭВМ возможен при достаточно четком определении критериев работоспособности и оптимизации. К критериям работоспособности в зависимости от условий применения и эксплуатации детали относят прочность на изгиб, кручение, растяжение, жесткость, износостойкость, вибростойкость, коррозионную стойкость и др.

1.2. Прочность при статическом нагружении

Наиболее распространенным способом оценки прочности деталей при статическом нагружении является сравнение расчетных напряжений с допускаемыми. Этот способ позволяет определить основные размеры деталей, при которых не возникают остаточные деформации или разрушения конструктивных элементов. Последовательность конструирования деталей, работающих в условиях статического нагружения, представлена на рис. 1.1.

К *внешним* статическим нагрузкам относятся постоянные и медленно изменяющиеся во времени силовые факторы. Они подразделяются на сосредоточенные (силы P в Н и моменты M в Н·м) и распределенные по поверхности (давление p в Па) или по линии (удельные нагрузки q в Н/м).

Разработанная расчетная схема позволяет методом сечений определить *внутренние* силовые факторы и виды нагружений, которые испытывает рассматриваемое сечение стержня или оболочки. В сечениях могут действовать следующие внутренние силовые факторы:

N — нормальная сила, направленная перпендикулярно к плоскости сечения и вызывающая в сечении нормальные напряжения растяжения $\sigma_р$ или сжатия $\sigma_{сж}$;

Q — поперечная сила, действующая в плоскости сечения и создающая касательное напряжение среза $\tau_{ср}$;

$M_и$ — изгибающий момент—момент относительно осей, лежащих в плоскости сечения, и вызывающий нормальные напряжения изгиба $\sigma_и$;

$M_{кр}$ — крутящий момент—момент относительно оси, перпендикулярной к плоскости сечения, создающий касательные напряжения кручения $\tau_{кр}$.

Вид нагружения, при котором в сечении действует только один силовой фактор, называется простым. К простому виду нагружения относится и смятие рабочих поверхностей, возникающее при передаче внешней силы P между деталями. Смятие оценивают нормальными напряжениями $\sigma_{см}$. Сложным является вид нагружения, когда в сечениях действуют несколько силовых факторов одновременно (N и $M_{кр}$, $M_и$ и $M_{кр}$ и т. д.).

Материал для детали целесообразно выбирать с применением ЭВМ, пользуясь методом оптимизации параметров. Оптимизация заключается в выборе материала

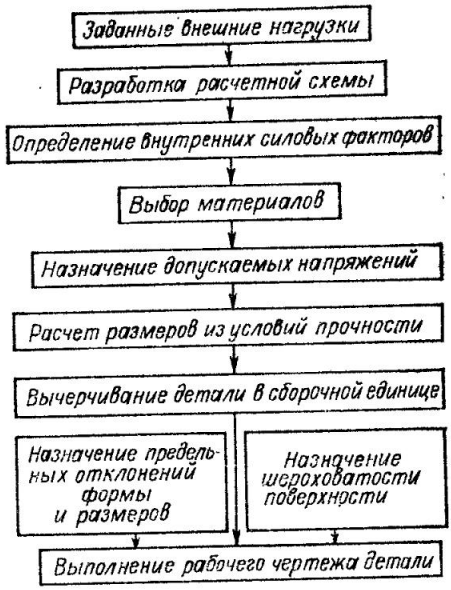


Рис. 1.1. Последовательность конструирования деталей, работающих при статическом нагружении

с параметрами, при которых достигается максимальный эффект при заданных затратах либо заданный эффект при минимальных затратах.

Математическая модель оптимизации состоит из целевой функции и ограничений. Под ограничениями понимают условия эксплуатации, разработки и изготовления детали. Целевая функция может быть представлена в простом виде:

$$Ц = Э/З \rightarrow \max, \qquad (1.1)$$

где $Э$ — эффект—функция одного или нескольких характерных технических показателей (массы, прочности, надежности и др.); $З$ — затраты на разработку, производство и эксплуатацию.

Эффекты и затраты оценивают тремя формами:

технической, при которой используют технические единицы измерения (плотность, механические напряжения и пр.);

денежной, при которой наряду с выражением $Э$ и $З$ в денежных единицах допускается оценивать $Э$ в технических единицах, а $З$ — в денежных;



Рис. 1.2. Критерии выбора материала детали

условной, при которой для оценки $Э$ и $З$ применяют баллы, весовые коэффициенты, шкалы предпочтения и полезности.

Наибольшую точность оценки эффекта и затрат обеспечивает техническая форма, так как она предполагает использование совершенных средств измерения, наименьшую — условная форма.

При решении (1.1) для упрощения задачи в ряде случаев в качестве целевой функции считают затраты

$$Ц = З \to \min \tag{1.2}$$

или, полагая затраты постоянными, за целевую функцию принимают эффект

$$Ц = Э \to \max. \tag{1.3}$$

В инженерной практике часто оптимизацию осуществляют с использованием только технических величин, поскольку дать оценку параметров в процессе разработки конструкции весьма затруднительно. Это не исключает в последующем расчета экономической эффективности разработанной конструкции в целях сравнения ее с имеющимися аналогами. Применение целевой функции и ограничений, формализованных в технических единицах, возможно тогда, когда разные параметры согласованы друг с другом и связаны теоретическими или эксперимен-

1.1. Форма матрицы оптимизации решений

Критерий оценки	Весовой коэффициент	Вариант решений			
		1	2	...	n
A_1	k_1	$Ц_{11}$ $k_1Ц_{11}$	$Ц_{12}$ $k_1Ц_{12}$	... ...	$Ц_{1n}$ $k_1Ц_{1n}$
A_2	k_2	$Ц_{21}$ $k_2Ц_{21}$	$Ц_{22}$ $k_2Ц_{22}$	... ...	$Ц_{2n}$ $k_2Ц_{2n}$
. . . . .					
A_m	k_m	$Ц_{m1}$ $k_mЦ_{m1}$	$Ц_{m2}$ $k_mЦ_{m2}$	... ...	$Ц_{mn}$ $k_mЦ_{mn}$
Итого:	$\sum k_i = 1$	$Ц_1$	$Ц_2$	...	$Ц_n$

тальными зависимостями. Это позволяет при достижении максимального эффекта иметь экономию материалов, трудовых затрат и энергии.

При *выборе материалов* математическая модель вида (1.3) решается с применением нескольких критериев оценки материалов (рис. 1.2), имеющих как количественные меры (предел текучести, плотность и т. п.), так и качественные (обрабатываемость резанием, жидкотекучесть и т. п.). Оптимизация ведется с учетом нескольких целей. Для каждой цели $Ц_{ij}$ (i — порядковый номер критерия оценки, j — порядковый номер конкурирующего материала) определяется значимость — весовой коэффициент k_i. При m критериях оценки интегральная целевая функция имеет следующий вид:

$$Ц_j = \sum_{i=1}^{m} k_i Ц_{ij} \to \max. \qquad (1.4)$$

Для решения (1.4) составляется матрица оптимизации, позволяющая дать анализ n конкурирующих материалов (табл. 1.1). Критериями оценки A_i являются наиболее существенные показатели, удельные значения которых определяют назначенные весовые коэффициенты k_i.

1.2. Матрица оптимизации выбора материала

Критерий оценки	Весовой коэффициент	Материал детали				
		Сталь 08	12Х18Н10Т	ЛС59-1	Сплав АМц	БрОЦС—4-4-4
Прочность	0,3	6,1 1,83	10 3,0	6,5 1,95	2,5 0,75	6,3 1,89
Деформируемость	0,25	7,3 1,83	8,4 2,1	10 2,5	5,1 1,28	7,8 1,95
Масса	0,2	3,5 0,7	3,5 0,7	3,2 0,64	10 2,0	3,0 0,6
Чувствительность к температуре	0,15	10 1,5	7 1,05	5,6 0,84	4,8 0,72	6,4 0,96
Стоимость	0,1	10 1,0	7 0,7	6 0,6	8 0,8	4 0,4
Итого:	1,00	$Ц_1 = 6{,}86$	$Ц_2 = 7{,}55$	$Ц_3 = 6{,}53$	$Ц_4 = 5{,}55$	$Ц_5 = 5{,}80$

Вычислительные процедуры по данным матрицы ведут в условной форме. Значения целевых функций $Ц_{ij}$, полученных в результате расчета по (1.2), (1.3) или на основе экспериментальных данных, выражают в баллах от 0 до 10. Вероятность нахождения оптимума будет тем выше, чем удачнее определена значимость величин k_i и $Ц_{ij}$. Более точное решение в этом случае обеспечивает метод экспертных оценок с привлечением нескольких специалистов. Баллы целевой функции записывают в левом верхнем углу клеток матрицы, а произведения $k_i Ц_{ij}$ — в правом нижнем углу. Значения интегральных целевых

1.3. Рекомендуемые значения допускаемых напряжений при различных видах статического нагружения

Вид нагружения	Материал	
	пластичный	хрупкий
Растяжение	$[\sigma]_р = \sigma_т/n_\sigma$	$[\sigma]_р = \sigma_{пч}/n_\sigma$
Сжатие	$[\sigma]_{сж} = [\sigma]_р$	$[\sigma]_{сж} = 3\,[\sigma]_р$
Смятие	$[\sigma]_{см} = 1{,}5\,[\sigma]_р$	—
Изгиб	$[\sigma]_и = [\sigma]_р$	$[\sigma]_и = [\sigma]_р$
Срез	$[\tau]_{ср} = 0{,}75\,[\sigma]_р$	$[\tau]_{ср} = [\sigma]_р$
Кручение	$[\tau]_{кр} = 0{,}5\,[\sigma]_р$	$[\tau]_{кр} = 0{,}7\,[\sigma]_р$

функций $Ц_j$, полученных согласно (1.4), для каждого варианта решений указывают в итоговой нижней строке.

В качестве примера в табл. 1.2 представлена матрица оптимизации выбора материала для штампованной детали. Баллы для основных технических показателей назначены с учетом численных значений пределов прочности, относительного удлинения, плотности и коэффициентов температурного расширения каждого конкурирующего материала. Из анализа полученных интегральных целевых функций следует, что при выбранных весовых коэффициентах k_i оптимальным материалом является сталь 12Х18Н10Т ($Ц_2 = 7{,}55$).

Оптимум во многом зависит от требований, предъявляемых к конкретной детали. При неполной информации о технико-экономических показателях материалов метод оптимизации предполагает применение волевых решений, однако и в этом случае преимущества того или иного материала представляются более определенными.

Оптимизация по минимуму геометрических размеров деталей во многом зависит от правильного *выбора допускаемых напряжений*. Для ряда типовых деталей имеются рекомендации по назначению допускаемых напряжений. Если эти данные отсутствуют, то определяют допускаемые напряжения на растяжение $[\sigma]_р$ с учетом предельных напряжений, получаемых в результате испытания опытных образцов при статическом нагружении, а допускаемые напряжения на другие виды нагружений выбирают как долю от $[\sigma]_р$ (табл. 1.3).

1.4. Ориентировочные значения коэффициентов запаса прочности n_σ

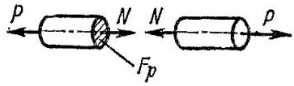
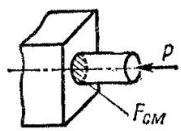
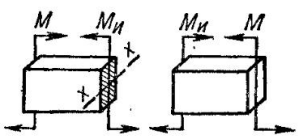
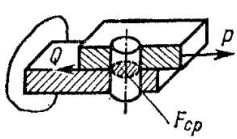
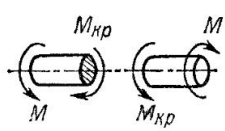
Условия изготовления	Условия расчета	Требования к надежности		
		пониженные	средние	повышенные
Повышенные	Повышенные	1,0—1,1	1,1—1,2	1,2—1,4
	Средние	1,2—1,4	1,4—1,6	1,5—1,8
	Пониженные	1,4—1,7	1,6—2,0	1,8—2,3
Средние	Повышенные	1,6—2,0	1,8—2,4	2,1—2,8
	Средние	1,8—2,3	2,1—2,8	2,4—3,2
	Пониженные	2,0—2,6	2,4—3,2	2,6—3,6
Пониженные	Повышенные	2,2—2,9	2,6—3,5	3,0—4,0
	Средние	2,4—3,2	2,8—3,9	3,3—4,5
	Пониженные	2,6—3,5	3,1—4,2	3,6—5,0

При известных значениях предела текучести $\sigma_т$ и предела прочности $\sigma_{пч}$ выбор допускаемых напряжений сводится к оптимизации норматива на запас прочности n_σ, который определяется как отношение математического ожидания разрушающей нагрузки к математическому ожиданию эксплуатационной нагрузки. Сложность этого метода заключается в необходимости проведения массовых экспериментов с тем, чтобы собрать достаточно данных для обработки методами математической статистики. В процессе оптимизации анализируются величины n_σ, при которых стоимость изготовления и эксплуатации достигает минимума.

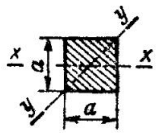
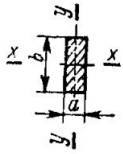
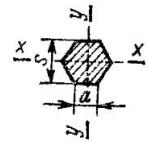
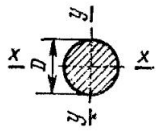
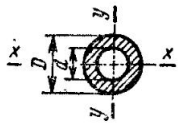
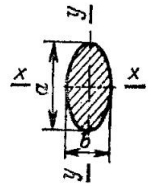
Приближенный выбор запаса прочности можно сделать по табл. 1.4. При этом под условиями изготовления понимают возможные отклонения в режимах обработки, неоднородность свойств материалов и другие факторы, характеризующие уровень технологии. Условия расчета учитывают соответствие расчетной схемы реальной детали, возможность возникновения случайных нагрузок, разницу в расчетных и действительных напряжениях в связи с трудностями их определения. Требования к надежности включают в себя степень ответственности детали и длительность срока службы.

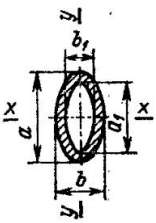
Оптимизация размеров деталей основана на расчетах на прочность. По известным расчетным напряжениям σ или τ, действующим в сечениях конструктивных элемен-

1.5. Условия прочности для простых видов статических нагружений

Вид нагружения	Схема нагружения	Условие прочности
Растяжение		$\sigma_р = N/F_р \leqslant [\sigma]_р$
Сжатие		$\sigma_{сж} = N/F_{сж} \leqslant [\sigma]_{сж}$
Смятие		$\sigma_{см} = P/F_{см} \leqslant [\sigma]_{см}$
Изгиб		$\sigma_и = M_и/W_x \leqslant [\sigma]_и$
Срез		$\tau_{ср} = Q/F_{ср} \leqslant [\tau]_{ср}$
Кручение		$\tau_{кр} = M_{кр}/W_р \leqslant [\tau]_{кр}$

1.6. Геометрические характеристики поперечных сечений

Форма сечения	Площадь F	Осевой момент сопротивления изгибу		Полярный момент сопротивления кручению W_p
		W_x	W_y	
	a^2	$0{,}167a^3$	$0{,}118a^3$	$0{,}208a^3$
	ab	$0{,}167ab^3$	$0{,}167ba^2$	$a^2b^2/(3b + 1{,}8a)$
	$0{,}866s^2$	$0{,}12s^3$	$0{,}54a^3$	$0{,}188s^3$
	$0{,}785D^2$	$0{,}098D^3$		$0{,}196D^3$
	$0{,}785 \times (D^2 - d^2)$	$0{,}098D^3\,[1 - (d/D)^4]$		$0{,}196D^3 \times [1 - (d/D)^4]$
	$0{,}785ab$	$0{,}098a^2b$	$0{,}098ab^2$	$0{,}196ab^2$

Форма сечения	Площадь F	Осевой момент сопротивления изгибу		Полярный момент сопротивления кручению W_p
		W_x	W_y	
	$0{,}785 \times \times (ab - a_1b_1)$	$0{,}098\,(a^3b - a_1^3b_1)/a$	$0{,}098\,(ab^3 - a_1b_1^3)/b$	$0{,}196ab^2 \times \times [1 - (a_1/a)^4]$

тов деталей, и допускаемым напряжениям $[\sigma]$ или $[\tau]$ составляется математическая модель оптимизации

$$\left.\begin{array}{l} Ц = \sigma \text{ при ограничении } \sigma \leqslant [\sigma] \\ \text{или } Ц = \tau \text{ при } \tau \leqslant [\tau]. \end{array}\right\} \qquad (1.5)$$

Одновременно при этом решается задача минимизации затрат на материалы и изготовление. Условия прочности на простые виды нагружений (табл. 1.5) позволяют найти требуемые размеры деталей. Формулы для определения геометрических характеристик наиболее распространенных сечений стержневых деталей даны в табл. 1.6.

Для стержней, работающих на изгиб, применяют равнополочные уголки стальные по СТ СЭВ 104—74 и алюминиевые по ГОСТ 13737—80*, стальные неравнополочные уголки по СТ СЭВ 255—76, стальные швеллеры по ГОСТ 8240—72* и ГОСТ 8278—83, швеллеры из алюминия и алюминиевых сплавов по ГОСТ 13623—80*, двутавровые балки стальные по ГОСТ 8239—72*, алюминиевые по ГОСТ 13621—79* и другие прокатные материалы. Расчетные значения геометрических характеристик для каждого типоразмера профиля приводятся в таблицах стандартов.

Предварительный расчет размеров из условий прочности позволяет приступить к *вычерчиванию детали* в сборочной единице. При этом окончательно устанавливают форму и размеры детали, которые корректируют в целях получения подвижного или неподвижного соеди-

нения с другими деталями. Форма детали изменяется в связи с появлением выступов, отверстий, пазов и других конструктивных элементов.

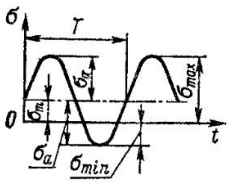
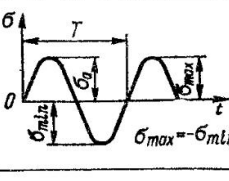
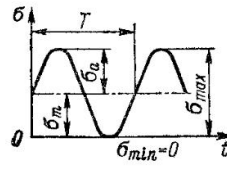
После разработки конструкции сборочной единицы выполняется *рабочий чертеж* детали с указанием предельных отклонений формы и размеров, шероховатости поверхностей и технических требований (твердость поверхностей, термическая обработка, покрытия и др.).

Литература [5, 12].

1.3. Прочность при переменных нагружениях

От действия периодических нагрузок и в результате изменения положения сечений по отношению к постоянной нагрузке в деталях появляются переменные напряжения.

1.7. Циклы переменных напряжений

Цикл	Закон периодического нагружения	Характеристика цикла		
		Амплитуда	Среднее напряжение	Коэффициент асимметрии
Асимметричный		$\sigma_a = \frac{\sigma_{max}-\sigma_{min}}{2}$	$\sigma_m = \frac{\sigma_{max}+\sigma_{min}}{2}$	$R_\sigma = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$
Симметричный		$\sigma_a = \sigma_{max}$	$\sigma_m = 0$	$R_\sigma = -1$
Отнулевой		$\sigma_a = \frac{\sigma_{max}}{2}$	$\sigma_m = \frac{\sigma_{max}}{2}$	$R_\sigma = 0$

Процесс постепенного накопления необратимых повреждений в материале под воздействием переменных напряжений называют *усталостью*. Нарушение сплошности материала в форме щелевидного разрыва (усталостной трещины) является *усталостным разрушением*. Способность детали противостоять усталости характеризуется *сопротивлением усталости*. Испытания на усталость опытных образцов проводят при различных циклах переменных напряжений (табл. 1.7). Под *циклом* понимают совокупность последовательных значений напряжений за один период времени T. Циклы могут быть знакопеременными, когда напряжения изменяются по абсолютному значению и по знаку, и знакопостоянными, когда напряжения изменяются только по абсолютному значению. Знакопостоянным является отнулевой цикл напряжений, при котором напряжения изменяются от нуля до максимума ($\sigma_{min} = 0$) или от нуля до минимума ($\sigma_{max} = 0$). При асимметричном цикле максимальные σ_{max} и минимальные σ_{min} напряжения имеют разные абсолютные значения, а при симметричном цикле σ_{max} и σ_{min} равны по абсолютному значению, но противоположны по знаку.

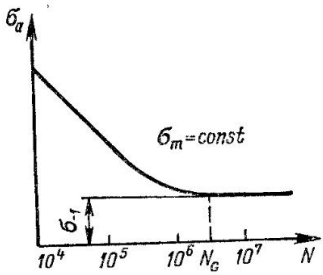


Рис. 1.3. Кривая усталости

По результатам испытаний образцов при переменных напряжениях строят кривую усталости (рис. 1.3) — график зависимости между σ_{max} или σ_a и циклической долговечностью, которую определяет число циклов N, выдержанных опытным образцом без образования усталостной трещины или усталостного разрушения.

Различают малоцикловую усталость (условная граница $N \leqslant 5 \cdot 10^4$), возникающую при упругопластическом деформировании, и многоцикловую ($N > 5 \cdot 10^4$), повреждения при которой появляются при упругом деформировании. Абсцисса точки перелома кривой усталости N_G соответствует числам циклов от $2 \cdot 10^6$ до 10^7. Для цветных сплавов она может быть достигнута при большем числе циклов или вообще отсутствовать.

Максимальное по абсолютному значению напряжение цикла, при котором не происходит усталостного разрушения до базы испытаний, называют *пределом выносли-*

1.8. Зависимости между усталостными и статическими характеристиками металлов

Вид нагружения	Цикл переменных напряжений	
	симметричный	отнулевой
Изгиб	$\sigma_{-1} = 0{,}43\sigma_{пч}$	$\sigma_0 = 0{,}6\sigma_{пч}$
Растяжение—сжатие	$\sigma_{-1} = 0{,}36\sigma_{пч}$	$\sigma_0 = 0{,}5\sigma_{пч}$
Кручение	$\tau_{-1} = 0{,}22\sigma_{пч}$	$\tau_0 = 0{,}3\sigma_{пч}$

вости. Базой испытаний является предварительно задаваемая наибольшая продолжительность испытаний на усталость (10^7—10^8 циклов). В обозначениях пределов выносливости индекс указывает значение коэффициента асимметрии цикла: σ_R — предел выносливости, определенный по результатам испытаний при асимметричном цикле переменных напряжений; σ_{-1} — при симметричном и σ_0 — при отнулевом. Часто для характеристики усталостной прочности материалов проводят испытания при симметричном цикле различных видов нагружения (изгибе, растяжении, сжатии и кручении). Если такие данные отсутствуют, то пользуются эмпирическими зависимостями, связывающими пределы выносливости с пределом прочности (табл. 1.8).

При оценке усталостной прочности деталей определяют запас прочности по нормальным напряжениям

$$n_\sigma = \sigma_{-1}/[(k_\sigma\sigma_a/k_dk_F) + \psi_\sigma\sigma_m] \qquad (1.6)$$

или касательным

$$n_\tau = \tau_{-1}/[(k_\tau\tau_a/k_dk_F) + \psi_\tau\tau_m], \qquad (1.7)$$

а в случаях совместного действия нормальных и касательных напряжений находят общий запас прочности

$$n = n_\sigma n_\tau/\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}.$$

В формулах (1.6) и (1.7) k_σ и k_τ — эффективные коэффициенты концентрации напряжений, учитывающие увеличение амплитудных напряжений σ_a в местах резких переходов формы детали (пазы, отверстия, канавки и т. п.); k_d — коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения, учитывающий снижение сопротивления усталости с увеличением размеров; k_F — коэффи-

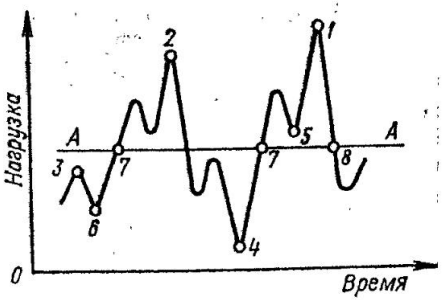


Рис. 1.4. Закон изменения случайных нагрузок

циент влияния шероховатости поверхности, учитывающий снижение усталостной прочности с увеличением высот неровностей поверхности; ψ_σ и ψ_τ — коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла,

$$\psi_\sigma = (2\sigma_{-1} - \sigma_0)/\sigma_0 \text{ и } \psi_\tau = (2\tau_{-1} - \tau_0)/\tau_0.$$

Для большинства деталей допускаемый запас прочности $[n]$ принимают равным 1,5. Если условие $n \geqslant [n]$ обеспечивается, то детали, работающие при регулярном нагружении, обладают требуемой надежностью и долговечностью при минимальной металлоемкости.

Некоторые детали испытывают *случайное* (*нерегулярное*) *нагружение*, которое может быть представлено как периодический закон изменения нагрузок со многими экстремумами (рис. 1.4). Случайное нагружение характеризуется средним напряжением (*А—А*), абсолютным (*1*), положительным (*2*) и отрицательным (*3*) максимумом, абсолютным (*4*), положительным (*5*) и отрицательным (*6*) минимумом, восходящим (*7*) и нисходящим (*8*) пересечением нуля. Отношение числа пересечений нуля к числу экстремумов называют коэффициентом нерегулярности $\varkappa$ случайного нагружения.

Методы испытаний натурных деталей на усталость при случайном нагружении в многоцикловой области установлены ГОСТ 25.507—85. Испытания проводят с нагружениями в форме управляемых по программе однородных блоков. Блок состоит из определенного числа ступеней, каждая из которых воспроизводит регулярное нагружение одного уровня (рис. 1.5). Уровни ступеней блока изменяются последовательно в порядке возрастания и понижения. Испытания на усталость начинают со

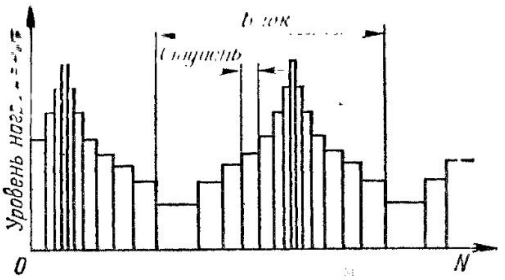


Рис. 1.5. Однородные блоки регулярного нагружения

средней ступени. Размер блоков выбирают так, чтобы число блоков до разрушения детали было не менее 10.

Для представления случайного процесса в более простом виде применяют различные методы их схематизации, результаты которой обрабатываются методами математической статистики. ГОСТ 25.101—83 предусматривает следующие методы схематизации: экстремумов, максимумов, минимумов, размахов, выделения полных циклов и метод «дождя». Выбор метода схематизации осуществляют по значению коэффициента нерегулярности $\varkappa$. Для сложных случайных процессов ($\varkappa \ll 1$) рекомендуются методы полных циклов и «дождя», а для более простых ($0{,}5 \leqslant \varkappa \leqslant 1$) — остальные.

Вероятностные методы расчета усталостной долговечности деталей при нерегулярном нагружении (РД 50-607—86) связаны с определением средних значений и коэффициентов вариации параметров кривой усталости, построенной в координатах $\lg \sigma_a$ — $\lg N$. Медианное значение долговечности $\overline{N}$ до появления в деталях усталостной трещины рассчитывают по методу Серенсена—Когаева

$$\overline{N} = a_p \sigma_{-1д}^m N_G / (\sum \bar{\sigma}_{ai}^m t_i).$$

Здесь $a_p = (\bar{\sigma}_{a\ \max} k - 0{,}5\sigma_{-1д})/(\bar{\sigma}_{a\ \max} - 0{,}5\sigma_{-1д})$, где $\bar{\sigma}_{a\ \max}$ — среднее значение максимальной амплитуды в блоке; k — корректировочная функция,

$$k = \sum_{i=1}^{r} (\bar{\sigma}_{ai} t_i / \bar{\sigma}_{a\ \max}) \Big/ \sum_{i=1}^{r} t_i;$$

r — порядковый номер амплитуды; $\bar{\sigma}_{ai}$ — среднее значение амплитуды i-й ступени блока; t_i — относительное число повторений амплитуды σ_{ai} в блоке нагружения, равное отношению числа циклов повторений σ_{ai} к общему числу циклов в блоке; $\sigma_{-1д}$ — медианное значение предела выносливости детали; m — показатель наклона левой ветви кривой усталости, определяемый при ее аппроксимации двухпараметрическим уравнением $\sigma_a^m N = \text{const}$.

При длительности периода эксплуатации $l_б$ в часах (или в других единицах), соответствующей одному блоку нагружения, и общем числе циклов в блоке $\nu_б$ усталостную долговечность детали в часах (или в других единицах) определяют по формуле

$$\overline{L} = \overline{N} l_б / \nu_б.$$

Методические указания РД 50-607—86 предусматривают также и другие методы расчета медианной долговечности $\overline{N}$, которые дают результаты, не отличающиеся существенно от метода Серенсена—Когаева.

Литература [5, 19].

1.4. Контактная прочность

Во многих устройствах (подшипниках качения, зубчатых передачах, фрикционных механизмах и др.) силы между деталями передаются при начальном касании рабочих поверхностей в точке или по линии. По мере возрастания силы за счет упругих деформаций материала появляются площадки контакта, размеры которых весьма малы по сравнению с размерами поверхностей соприкасающихся деталей.

Силы действуют нормально к поверхностям деталей и создают в местах контакта нормальные контактные напряжения. Контактную (или поверхностную) прочность деталей при статическом нагружении оценивают по максимальным контактным напряжениям σ_{max}, возникающим в центре площадки контакта. Напряжения на площадках контакта при удалении от точки или линии первоначального соприкосновения уменьшаются по нелинейному закону. Нелинейный характер имеет и зависимость между размерами площадки контакта и значением нормальной силы.

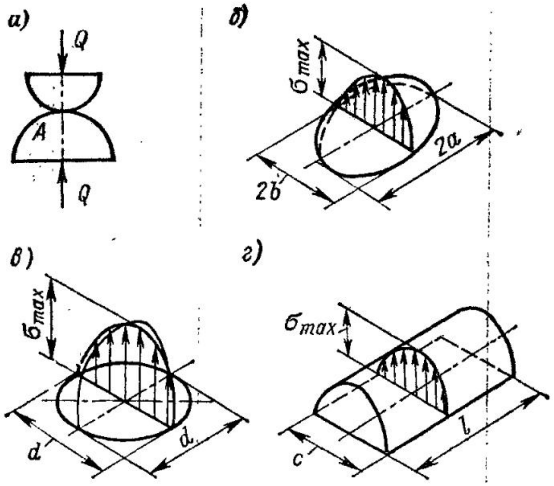


Рис. 1.6. Геометрические формы и размеры площадок контакта

В общем случае при сжатии двух тел силой Q в местах соприкосновения (точка A на рис. 1.6, *а*) образуется площадка контакта, имеющая контур эллипса с полуосями a и b (рис. 1.6, *б*). В зависимости от геометрических форм контактирующих поверхностей деталей контур площадки контакта может быть окружностью диаметра d (рис. 1.6, *в*) или прямоугольника шириной c и длиной l (рис. 1.6, *г*).

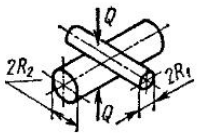
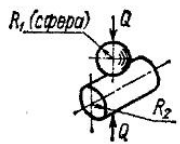
Формулы для определения размеров площадок контакта, максимальных контактных напряжений, а также сближения поверхностей λ по линии действия силы Q из-за деформации в зоне контакта (табл. 1.9—1.12) получены на основе решений уравнения Герца—Беляева. В этих расчетах используется коэффициент η, учитывающий упругие константы материалов первой и второй детали: модули нормальной упругости E_1 и E_2, коэффициенты Пуассона μ_1 и μ_2:

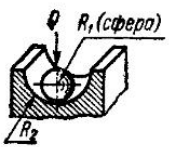
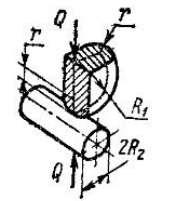
$$\eta = [(1 - \mu_1^2)/E_1] + [(1 - \mu_2^2)/E_2].$$

Поверхностную прочность деталей при статическом нагружении проверяют по условию

$$\sigma_{max} \leqslant [\sigma]_к,$$

1.9. Формулы для расчета размеров полуосей площадок контакта в виде эллипса и максимальных контактных напряжений

Форма и размеры контактнрующих поверхностей	Размер полуоси $a\,(b)$	Максимальное напряжение σ_{max}	Параметр кривизны Ω
	$1{,}145 n_{a\,(b)} \sqrt[3]{\frac{\eta Q R_1 R_2}{R_1 + R_2}}$	$0{,}365 n_\sigma \sqrt[3]{\frac{Q}{\eta^2}\left(\frac{R_1 + R_2}{R_1 R_2}\right)^2}$	$\frac{R_2 - R_1}{R_2 + R_1}$
	$1{,}145 n_{a\,(b)} \sqrt[3]{\frac{\eta Q R_1 R_2}{2R_2 + R_1}}$	$0{,}365 n_\sigma \sqrt[3]{\frac{Q}{\eta^2}\left(\frac{2R_2 + R_1}{R_1 R_2}\right)^2}$	$\frac{R_1}{2R_2 + R_1}$

Форма и размеры контактирующих поверхностей	Размер полуоси a (b)	Максимальное напряжение σ_{max}	Параметр кривизны Σ
	$1{,}145 n_{a\,(b)} \sqrt[3]{\dfrac{\eta Q R_1 R_2}{2R_2 - R_1}}$	$0{,}365 n_\sigma \sqrt[3]{\dfrac{Q}{\eta^2}\left(\dfrac{2R_2 - R_1}{R_1 R_2}\right)^2}$	$\dfrac{R_1}{2R_2 - R_1}$
	$\times \sqrt[3]{\dfrac{1{,}145 n_{a\,(b)} \times \eta Q}{\left(\dfrac{1}{R_2} + \dfrac{1}{R_1} + \dfrac{1}{r}\right)}}$	$\times \sqrt{\dfrac{0{,}365 n_\sigma \times}{\dfrac{Q}{\eta^2}\left(\dfrac{1}{R_2} + \dfrac{1}{R_1} + \dfrac{1}{r}\right)^2}}$	$\dfrac{\dfrac{1}{R_2} + \dfrac{1}{R_1} - \dfrac{1}{r}}{\dfrac{1}{R_2} + \dfrac{1}{R_1} + \dfrac{1}{r}}$

Примечание. Коэффициенты n_a, n_b и n_σ находят в зависимости от параметра Ω по табл. 1.10.

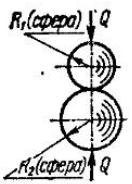
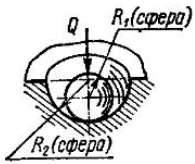
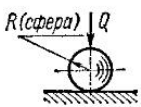
1.10. Значения коэффициентов n_a, n_b и n_σ

Ω	n_a	n_b	n_σ	Ω	n_a	n_b	n_σ
0,01923	1,013	0,9873	0,9999	0,7037	1,916	0,6059	0,8614
0,03949	1,027	0,9742	0,9997	0,7238	1,979	0,5938	0,8507
0,06087	1,042	0,9606	0,9992	0,7449	2,053	0,5808	0,8386
0,0835	1,058	0,9465	0,9985	0,7673	2,141	0,5665	0,8246
0,1075	1,076	0,9318	0,9974	0,7911	2,248	0,5505	0,8082
0,1330	1,095	0,9165	0,9960	0,8166	2,381	0,5325	0,7887
0,1602	1,117	0,9005	0,9942	0,8300	2,463	0,5224	0,7774
0,1894	1,141	0,8837	0,9919	0,8441	2,557	0,5114	0,7647
0,2207	1,168	0,8660	0,9890	0,8587	2,669	0,4993	0,7504
0,2545	1,198	0,8472	0,9853	0,8741	2,805	0,4858	0,7338
0,2913	1,233	0,8271	0,9805	0,8904	2,975	0,4704	0,7144
0,3314	1,274	0,8056	0,9746	0,9077	3,199	0,4524	0,6909
0,3755	1,322	0,7822	0,9669	0,9113	3,253	0,4484	0,6856
0,4245	1,381	0,7565	0,9571	0,9150	3,311	0,4442	0,6799
0,4795	1,456	0,7278	0,9440	0,9187	3,373	0,4398	0,6740
0,4914	1,473	0,7216	0,9409	0,9225	3,441	0,4352	0,6678
0,5036	1,491	0,7152	0,9376	0,9264	3,514	0,4304	0,6612
0,5161	1,511	0,7086	0,9340	0,9303	3,594	0,4253	0,6542
0,5291	1,532	0,7019	0,9302	0,9342	3,683	0,4199	0,6467
0,5423	1,554	0,6949	0,9262	0,9383	3,781	0,4142	0,6387
0,5560	1,578	0,6876	0,9219	0,9425	3,890	0,4080	0,6300
0,5702	1,603	0,6801	0,9172	0,9467	4,014	0,4014	0,6206
0,5848	1,631	0,6723	0,9121	0,9511	4,156	0,3942	0,6104
0,5999	1,660	0,6642	0,9067	0,9556	4,320	0,3864	0,5900
0,6155	1,693	0,6557	0,9008	0,9601	4,515	0,3777	0,5864
0,6317	1,729	0,6468	0,8944	0,9649	4,750	0,3680	0,5721
0,6486	1,768	0,6374	0,8873	0,9749	5,432	0,3436	0,5358
0,6662	1,812	0,6276	0,8766	0,9861	6,837	0,3058	0,4783
0,6845	1,861	0,6171	0,8710				

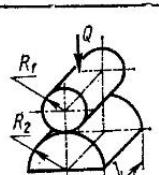
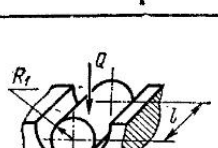
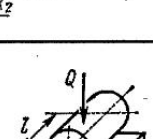
где $[\sigma]_к$ — допускаемые контактные напряжения. Для некоторых деталей (например, зубчатых колес) разработаны рекомендации по выбору $[\sigma]_к$ в зависимости от твердости материалов. В других случаях можно воспользоваться данными табл. 1.13.

Если в процессе работы поверхности деталей перекатываются друг по другу, то местное нагружение будет циклическим, а напряжения, возникающие в отдельных точках, — переменными. При качении с проскальзыванием поверхностей в зоне контакта от действия сил трения появляются касательные напряжения. Метод расчета эквивалентных напряжений, заменяющих совместное действие нормальных и касательных напряжений, представляет собой сложную задачу и имеет условный характер.

1.11. Формулы для расчета диаметра круговой площадки контакта, максимальных контактных напряжений и сближения поверхностей

Форма и размеры контактирующих поверхностей	Диаметр площадки d	Максимальное напряжение σ_{max}	Сближение λ
	$2{,}39\sqrt[3]{\dfrac{\eta Q R_1 R_2}{R_1+R_2}}$	$0{,}365\sqrt[3]{\dfrac{Q}{\eta^2}\left(\dfrac{R_1+R_2}{R_1R_2}\right)^2}$	$0{,}825\sqrt[3]{(\eta Q)^2\dfrac{R_1+R_2}{R_1R_2}}$
	$2{,}39\sqrt[3]{\dfrac{\eta Q R_1 R_2}{R_2-R_1}}$	$0{,}365\sqrt[3]{\dfrac{Q}{\eta^2}\left(\dfrac{R_2-R_1}{R_1R_2}\right)^2}$	$0{,}825\sqrt[3]{(\eta Q)^2\dfrac{R_2-R_1}{R_1R_2}}$
	$2{,}39\sqrt[3]{\eta Q R}$	$0{,}365\sqrt[3]{\dfrac{Q}{(R\eta)^2}}$	$0{,}825\sqrt[3]{\dfrac{(\eta Q)^2}{R}}$

1.12. Формулы для расчета ширины прямоугольной площадки контакта, максимальных контактных напряжений и сближения поверхностей

Форма и размеры контактирующих поверхностей	Ширина площадки c	Максимальное напряжение σ_{max}	Сближение λ
	$2{,}257\sqrt{\frac{Q\eta}{l}\frac{R_1R_2}{(R_1+R_2)}}$	$0{,}564\sqrt{\frac{Q}{\eta l}\frac{(R_1+R_2)}{R_1R_2}}$	$0{,}579\frac{Q\eta}{l}\times$ $\times\left(\frac{2}{3}+\ln\frac{64R_1R_2}{c^2}\right)$
	$2{,}257\sqrt{\frac{Q\eta}{l}\frac{R_1R_2}{(R_2-R_1)}}$	$0{,}564\sqrt{\frac{Q}{\eta l}\frac{(R_2-R_1)}{R_1R_2}}$	$1{,}82\frac{Q\eta}{l}\left(1-\ln\frac{c}{2}\right)$
	$2{,}257\sqrt{\frac{Q\eta R}{l}}$	$0{,}564\sqrt{\frac{Q}{\eta lR}}$	$0{,}579\frac{Q\eta}{l}\left(0{,}41+\ln\frac{2R}{c}\right)$

1.13. Допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_к$ при статическом нагружении

Марка материала	Предел прочности $\sigma_{пч}$, МПа	Твердость НВ	$[\sigma]_к$, МПа
Сталь:			
30	480—600	180	850—1050
40	570—700	200	1000—1350
50	630—800	230	1050—1400
50Г	650—850	240	1100—1450
15Х	620—750	240	1050—1300
20Х	700—850	240	1200—1450
15ХФ	736	187	1350—1600
ШХ15	715	179—207	3800
Чугун:			
СЧ 21	206	170—241	800—900
СЧ 35	343	197—269	1200—1300
СЧ 40	392	207—285	1300—1400

Достоверные сведения о контактной усталости получают в результате длительных испытаний конкретных деталей.

Под *контактной усталостью* понимают процесс накопления повреждений поверхностных слоев материала под действием переменных контактных напряжений, вызывающих образование ямок выкрашивания (питтинга) или трещин. Максимальные напряжения, при которых достаточно большое число циклов нагружений не вызывает появление питтинга, называют *пределом контактной выносливости*. Предел контактной выносливости устанавливают на основе статистической оценки экспериментально полученных кривых усталости, имеющих такой же вид, как и кривые усталости при испытаниях на объемную прочность (см. рис. 1.3). Кривые контактной усталости аппроксимируются также двухпараметрическим уравнением $\sigma^m N = \text{const}$.

ГОСТ 25.501—78 устанавливает методы испытаний на контактную усталость при качении тел без проскальзывания и с проскальзыванием, при качении с внешней касательной нагрузкой и при пульсирующем контакте. Нагружение образцов при испытаниях с проскальзыванием и без него проводят при постоянных заданных амплитудах цикла $\sigma_a = \sigma_{max}$. Критерием разрушения является наличие на контактных поверхностях единичного выкрашивания размером больше $0{,}25d$ (рис. 1.6, *в*) или $0{,}25\,c$ (рис. 1.6, *г*). По результатам испытаний

строят кривые контактной усталости в координатах $\sigma_{max} — N$ (N — число циклов).

На предел контактной выносливости влияет ряд факторов: микрогеометрия поверхности, твердость (с увеличением твердости поверхности повышается сопротивление выкрашиванию), смазка (чем больше вязкость масла, тем выше предел контактной выносливости) и др. В целях увеличения долговечности контактирующих поверхностей применяют различные способы их упрочнения.

Литература [5, 21, 38].

1.5. Износостойкость

Срок службы большинства деталей при достаточной объемной прочности ограничивается износом рабочих поверхностей. *Износ* является результатом процесса разрушения и отделения материала с поверхности детали, который называют *изнашиванием*. Изменение формы и размеров деталей вследствие износа снижает точность сопряжения поверхностей и способствует появлению при работе устройства шума, ударов и вибраций. В связи с этим на этапе конструирования важно дать оценку работоспособности деталей на основе расчетных и допускаемых значений износа.

В общем случае за время работы t_p износ поверхности δ при переменных удельном давлении p и относительной скорости скольжения $V_{ск}$ определяется по формуле

$$\delta = k \int_0^{t_p} p V_{ск} dt,$$

где k — коэффициент износа, учитывающий материалы пары трения, геометрические параметры поверхности, вид смазки.

Износ измеряют по нормали к поверхности трения. Взаимное сближение сопряженных поверхностей характеризуется суммарным износом сопряжения

$$\delta_\Sigma = \delta_1 + \delta_2.$$

Для наглядного представления изменения формы и размеров деталей строят эпюры износа поверхностей (рис. 1.7). Вращающаяся цапфа вала (или оси) при постоянных радиальной силе Q и угловой скорости имеет равномерный износ по контуру δ_1. Износ подшипниковой

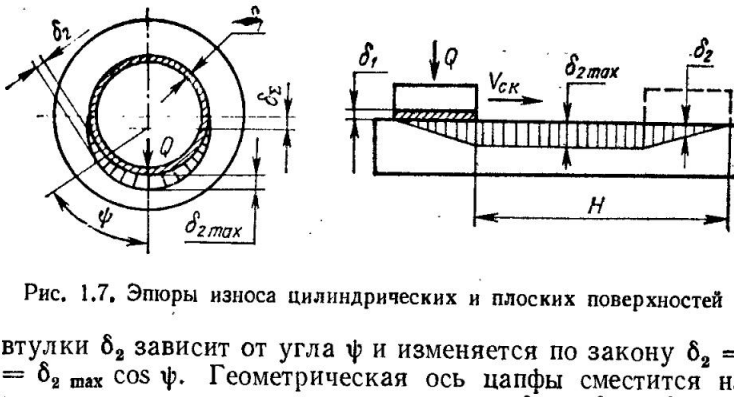


Рис. 1.7. Эпюры износа цилиндрических и плоских поверхностей

втулки δ_2 зависит от угла ψ и изменяется по закону $\delta_2 = \delta_{2\,max} \cos\psi$. Геометрическая ось цапфы сместится на размер суммарного износа сопряжения $\delta_\Sigma = \delta_1 + \delta_{2\,max}$.

В паре с возвратно-поступательным движением ползуна при ходе H износ рабочей поверхности ползуна δ_1 равномерен. Поверхность направляющей имеет неравномерный износ δ_2 на участках остановок ползуна и равномерный на участке перемещения.

Разрушение поверхностных слоев материалов деталей при внешнем трении может произойти при следующих видах изнашивания: *усталостном* в результате многократного деформирования; *абразивном* под режущим и царапающим воздействием твердых частиц, содержащихся в смазочных материалах; *адгезионном* в результате последовательного образования и разрушения фрикционных связей, возникающих вследствие межатомных взаимодействий поверхностей; *коррозионном* в результате электродных процессов под механическим действием; *эрозионном* от потока частиц в жидких и газовых средах. В подвижных соединениях деталей могут иметь место несколько видов изнашивания.

Процесс изнашивания разделяют на три периода (рис. 1.8).

t_1 — период приработки поверхностей трения. В этот период в результате упругих и пластических деформаций микронеровностей образуется новый микрорельеф поверхностей с некоторой равновесной шероховатостью. Процесс приработки сопровождается тепловыделением, поэтому для уменьшения тепловыделения приработку осуществляют в условиях облегченного режима при значениях параметра $pV_{ск}$ меньших, чем эксплуатационные. В целях уменьшения времени приработки следует

определить на основе опытных данных параметры равновесной шероховатости и назначить для изготавливаемых деталей шероховатость поверхностей, близкую к равновесной.

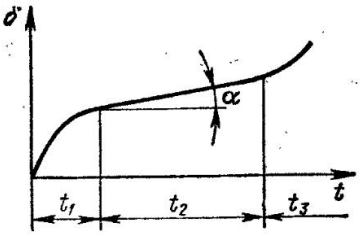


Рис. 1.8. Три периода изнашивания поверхностей

t_2 — период установившегося изнашивания. Он характеризуется минимальным износом в заданных условиях работы. В процессе приработки материал получает наклеп и создаются условия для упругого контакта сопряженных поверхностей.

t_3 — период катастрофического изнашивания, который недопустим при эксплуатации, так как вследствие увеличения зазоров между рабочими поверхностями появляются удары, которые существенно изменяют свойства поверхностных слоев, придавая им хрупкость.

Способность материала оказывать сопротивление изнашиванию называют *износостойкостью*. Для количественной оценки износостойкости применяют интегральные интенсивности изнашивания: линейную $\gamma = \delta/L$; массовую $\gamma_m = \rho\gamma$ и энергетическую $\gamma_w = \gamma A/F_{тр}$, где L — путь трения; ρ — плотность материала; A — номинальная площадь касания поверхностей; $F_{тр}$ — сила трения. На интенсивность изнашивания влияют удельное давление, модули упругости материалов, прочностные и фрикционные свойства материалов, шероховатость и волнистость поверхностей, температура, скорость скольжения, вид смазки и конструктивные особенности узла трения. Для сравнительной оценки износостойкости материалов чаще пользуются безразмерной линейной интенсивностью изнашивания γ, которая может изменяться при разных парах трения в пределах от 10^{-12} до 10^{-3}.

Другим параметром, характеризующим износостойкость, является скорость изнашивания

$$\gamma_V = kp^m V_{ск}^n,$$

где показатель m зависит от вида взаимодействия контактирующих поверхностей (упругий контакт, пластический контакт или микрорезание). В период приработки m изменяется от 1 до 3, а при установившемся изнашивании $m = 1$. Для приработанных поверхностей показа-

тель n также равен 1, поэтому скорость изнашивания в период t_2 пропорциональна $\operatorname{tg}\alpha$ (рис. 1.8). Скорость изнашивания является случайной величиной, и для ее определения следует использовать вероятностные методы.

Фрикционные материалы используют для создания трения покоя, благодаря которому фиксируется относительное положение деталей. Для фрикционных материалов, работающих при трении покоя с частичным проскальзыванием контактирующих поверхностей (тормозные устройства, муфты сцепления и пр.), коэффициент трения f является величиной переменной. В этих случаях фрикционные свойства материалов характеризуют максимальным или среднеарифметическим значением f. Фрикционные конструктивные элементы изготавливают из порошковых материалов НСФ1—НСФ13 ($f = 0{,}34 \div 0{,}55$), ретинакса ($f = 0{,}3 \div 0{,}35$) и др.

Антифрикционные материалы назначают для конструкций, работающих в условиях трения скольжения. Стальные детали в направляющих для вращательного и поступательного движений могут работать в контакте с пластмассами без применения смазочного материала: капроном, капролоном В, полипропиленом, фторопластами, фенилонами и др. Наименьший коэффициент трения обеспечивают фторопласты с наполнителями (графит, металлические порошки) марок Ф40 ($f = 0{,}0028$), Ф40Г20 ($f = 0{,}0078$) и Ф40М30 ($f = 0{,}0069$).

Высокой несущей способностью и износостойкостью обладают антифрикционные металлические материалы: баббиты ($f = 0{,}004 \div 0{,}009$), бронзы БрОЦС5-5-5 и БрОЦС6-6-3 ($f = 0{,}009$), БрАМЦ10-2 ($f = 0{,}006$), БрАЖН10-4-4Л ($f = 0{,}006 \div 0{,}012$), латуни ЛС 59-1Л ($f = 0{,}014$) и ЛК 80-3Л ($f = 0{,}01 \div 0{,}19$).

В целях повышения износостойкости трущихся поверхностей применяют гальванические покрытия и различные способы упрочнения. Изношенные поверхности некоторых деталей восстанавливают газовой или электродуговой наплавкой, газовой или электрической металлизацией, плазменным напылением и другими способами.

Литература [20, 21, 28, 37, 38].

1.6. Жесткость

Под *жесткостью* понимают способность деталей сохранять свою форму в пределах заданных ограничений при действии рабочей нагрузки. Изменения формы опре-

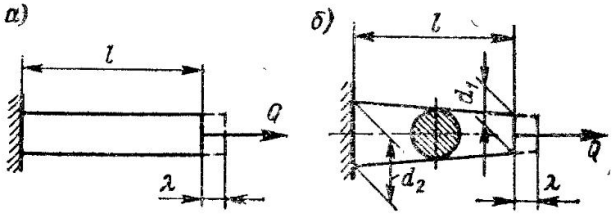


Рис. 1.9. Расчетные схемы стержней, работающих на растяжение

деляются по линейным λ или угловым φ перемещениям точек или сечений деталей. Жесткость в общем случае представляется как отношение силового фактора к соответствующему перемещению. Для оценки жесткости в зависимости от функционального назначения детали могут быть использованы различные сочетания силовых факторов (силы, момента, давления и пр.) и перемещений, поэтому жесткость может иметь единицы: Н/м, Н·м/рад, Па/м и др. В некоторых случаях изменение формы деталей характеризуют *податливостью* — величиной, обратной жесткости.

В практике конструирования при необходимости обеспечить сохранение формы детали в установленных пределах рассматривают условия жесткости:

$$\lambda \leqslant [\lambda] \quad \text{и} \quad \varphi \leqslant [\varphi]. \tag{1.8}$$

Допускаемые значения перемещений $[\lambda]$ и $[\varphi]$ назначают с учетом опыта эксплуатации типовых деталей и требуемой точности устройства.

Жесткость стержней при *растяжении* оценивают линейными перемещениями λ. Для стержня постоянного поперечного сечения площадью F (рис. 1.9, *а*)

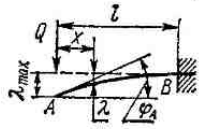
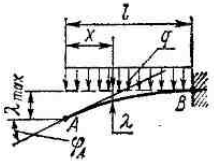
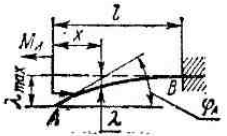
$$\lambda = Ql/(EF), \tag{1.9}$$

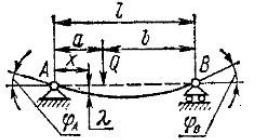
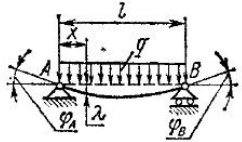
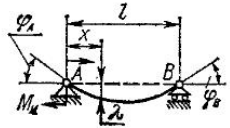
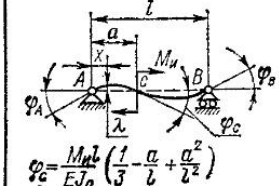
а для стержня конической формы с переменным диаметром (рис. 1.9, *б*)

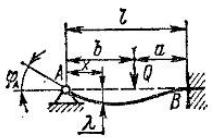
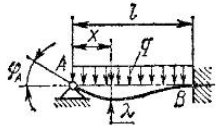
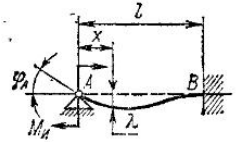
$$\lambda = 4Ql/(\pi E d_1 d_2). \tag{1.10}$$

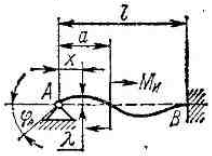
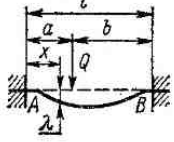
Большие перемещения возможны при изгибе прямых стержней в результате искривления их осей под действием приложенных нагрузок. Жесткость стержней при *поперечном изгибе*, работающих по схеме консольных и однопролетных балок (табл. 1.14), может быть определена по линейным и угловым перемещениям. Линейные перемещения λ какой-либо точки оси изогнутого стержня

1.14. Формулы для расчета перемещений в консольных и однопролетных балках

Расчетная схема	Линейное перемещение		Угол поворота сечений, рад	
	произвольной точки λ	максимальное λ_{max}	φ_A	φ_B
	$\frac{Ql^3}{6EJ_0}\left(2-\frac{3x}{l}+\frac{x^3}{l^3}\right)$	$\frac{Ql^3}{3EJ_0}$	$\frac{Ql^2}{2EJ_0}$	0
	$\frac{ql^4}{24EJ_0}\left(3-\frac{4x}{l}+\frac{x^4}{l^4}\right)$	$\frac{ql^4}{8EJ_0}$	$\frac{ql^3}{6EJ_0}$	0
	$\frac{M_{\text{н}}l^2}{2EJ_0}\left(1-\frac{2x}{l}+\frac{x^2}{l^2}\right)$	$\frac{M_{\text{н}}l^2}{2EJ_0}$	$\frac{M_{\text{н}}l}{EJ_0}$	0

	На участке $0 \leqslant x \leqslant a$ $\frac{Qa^2b^2}{6lEJ_0}\left(\frac{2x}{a}+\frac{x}{b}-\frac{x^3}{a^2b}\right)$	$\approx \frac{Qb}{48EJ_0}\times$ $\times(3l^2-4b^2)$	$\frac{Ql^2}{6EJ_0}\times$ $\times\left(\frac{b}{l}-\frac{b^3}{l^3}\right)$	$\frac{Ql^2}{6EJ_0}\left(\frac{2b}{l}+\right.$ $\left.+\frac{b^3}{l^3}-\frac{3b^2}{l^2}\right)$
	$\frac{ql^4}{24EJ_0}\left(\frac{x}{l}-\frac{2x^3}{l^3}+\frac{x^4}{l^4}\right)$	$\frac{5ql^4}{384EJ_0}$ $\left(\text{при } x=\frac{l}{2}\right)$	$\frac{ql^3}{24EJ_0}$	
	$\frac{M_и l^2}{6EJ_0}\left(\frac{2x}{l}-\frac{3x^2}{l^2}+\frac{x^3}{l^3}\right)$	$0{,}642\,\frac{M_и l^2}{EJ_0}$ (при $x=0{,}422l$)	$\frac{M_и l}{3EJ_0}$	$\frac{M_и l}{6EJ_0}$
 $\varphi_C=\frac{M_и l}{EJ_0}\left(\frac{1}{3}-\frac{a}{l}+\frac{a^2}{l^2}\right)$	На участке $0 \leqslant x \leqslant a$ $\frac{M_и l^2}{6EJ_0}\left[\frac{x^3}{l^3}-\right.$ $\left.-\left(\frac{6a}{l}-\frac{3a^2}{l^2}-2\right)\frac{x}{l}\right]$	—	$\frac{M_и l}{6EJ_0}\left(2-\right.$ $\left.-\frac{6a}{l}+\frac{3a^2}{l^2}\right)$	$\frac{M_и l}{6EJ_0}\left(1-\frac{3a^2}{l^2}\right)$

Расчетная схема	Линейное перемещение		Угол поворота сечений, рад	
	произвольной точки λ	максимальное λ_{max}	φ_A	φ_B
	На участке $0 \leqslant x \leqslant b$ $\frac{l^3}{6EJ_0}\left[A\left(\frac{3x}{l}-\frac{x^3}{l^3}\right)-3Q\frac{a^2x}{l^3}\right]$, где $A=\frac{Q}{2}\left(\frac{3a^2l-a^3}{l^3}\right)$	$0{,}0098\frac{Ql^3}{EJ_0}$ (при $a=0{,}586l$)	$\frac{Ql^2}{4EJ_0}\times$ $\times\left(\frac{a^3}{l^3}-\frac{a^2}{l^2}\right)$	0
	$\frac{ql^4}{48EJ_0}\times$ $\times\left(\frac{2x^4}{l^4}-\frac{3x^3}{l^3}+\frac{x}{l}\right)$	$0{,}0054\frac{ql^4}{EJ_0}$ (при $x=0{,}421l$)	$\frac{ql^3}{48EJ_0}$	0
	$\frac{M_и l^2}{4EJ_0}\times$ $\times\left(\frac{x^3}{l^3}-\frac{2x^2}{l^2}+\frac{x}{l}\right)$	$\frac{M_и l^2}{27EJ_0}$ $\left(\text{при } x=\frac{l}{3}\right)$	$\frac{M_и l}{4EJ_0}$	0

	На участке $0 \leqslant x \leqslant a$ $\frac{M_м l^2}{EJ_0}\left[\frac{l^2-a^2}{4l^2}\left(\frac{x^3}{l^3}-\right.\right.$ $\left.\left.-\frac{3x}{l}\right)+\frac{(l-a)\,x}{l^2}\right]$	—	$\frac{M_м l}{EJ_0}\left(\frac{a}{l}-\right.$ $\left.-\frac{1}{4}-\frac{3a^2}{4l^2}\right)$	0
	На участке $0 \leqslant x \leqslant a$ $\frac{Qab^2x^2}{6EJ_0l^2}\times$ $\times\left(3-\frac{3x}{l}-\frac{bx}{al}\right)$	$\frac{2Qa^3b^2}{3EJ_0\,(3a+b)^2}$ $\left(\text{при } a>b\right.$ $\left.\text{и } x=\frac{2al}{3a+b}\right);$ $\frac{2Qa^2b^3}{3EJ_0\,(3b+a)^2}$ $\left(\text{при } a<b\right.$ $\left.\text{и } x=l-\frac{2bl}{3b+a}\right)$	0	0

Примечание. Интенсивность сплошной нагрузки q в Н/м.

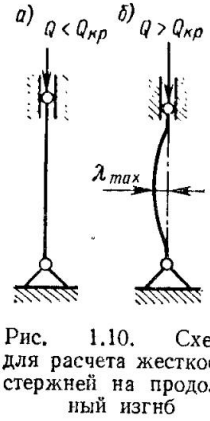


Рис. 1.10. Схемы для расчета жесткости стержней на продольный изгиб

измеряются в направлении, перпендикулярном к исходному положению оси ненагруженного стержня, и называются прогибами. В результате изгиба стержня происходит также поворот сечений на угол φ вокруг оси, лежащей в плоскости сечения. Поворот сечений приводит к перекосам и заклиниванию в направляющих для вращательного и поступательного движений, поэтому работоспособность таких устройств определяется жесткостью по угловым перемещениям. Осевые моменты инерции различных сечений стержней даны в табл. 1.15.

Жесткость деталей, работающих на сжатие, определяется по линейным перемещениям, рассчитываемым по (1.9) и (1.10). Расчеты на жесткость и прочность при сжатии могут быть достаточными только для коротких стержней. Детали в виде длинных и тонких стержней под действием сжимающих сил могут терять устойчивость первоначальной прямолинейной формы.

Под *устойчивостью* понимают способность детали сохранять начальную форму упругого равновесия. Появление неустойчивого равновесия между внешними сжимающими силами и внутренними силами упругости вызывает *продольный изгиб* стержня. Сжимающая сила, превышение которой приводит к продольному изгибу стержня, называется *критической*. Например, стержень с шарнирно опертыми концами под действием некоторой силы Q, меньшей критической $Q_{кр}$, сохраняет прямолинейность своей оси (рис. 1.10, *а*). При $Q \geqslant Q_{кр}$ стержень переходит к криволинейной форме равновесия (рис. 1.10, *б*) с наибольшим прогибом по середине длины стержня

$$\lambda_{max} = 4l \sqrt{\sqrt{n_y} - n_y} \Big/ \pi,$$

где n_y — запас по устойчивости,

$$n_y = Q_{кр}/Q. \qquad (1.11)$$

Для обеспечения жесткости на продольный изгиб n_y принимают больший запас прочности с учетом материала: для стальных деталей $n_y = 1{,}5 \div 3$, для чугунных — $n_y = 4{,}5 \div 5{,}5$. Назначение больших запасов по устой-

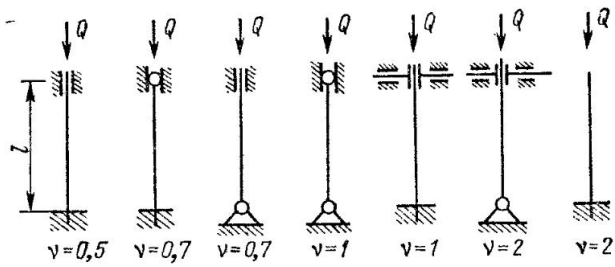


Рис. 1.11. Способы заделки концов стержней

чивости связано с возможностью эксцентричного приложения нагрузки, некоторой начальной кривизной оси стержня и неоднородностью материала.

Допускаемую рабочую нагрузку $[Q]$ при выбранном n_y находят по (1.11) с учетом расчетного значения критической силы

$$Q_{кр} = \pi^2 E J_{min}/(\nu l)^2,$$

где J_{min} — наименьший момент инерции поперечного сечения (табл. 1.15); ν — коэффициент приведения длины, зависящий от способа крепления стержня. Значения коэффициента ν для однопролетных стержней с постоянным сечением в зависимости от типов ограничений в линейных и угловых перемещениях их концов даны на рис. 1.11. При наличии промежуточной опоры значения ν зависят от положения опоры относительно заделки стержня (табл. 1.16).

При конструировании деталей в виде длинных стержней, сжатых торцовыми силами, расчет на устойчивость проводят по условию

$$\sigma_{сж} = Q/F \leqslant [\sigma]_y. \qquad (1.12)$$

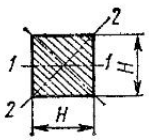
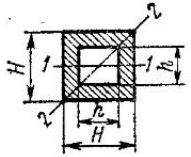
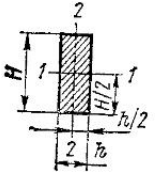
Допускаемое напряжение на устойчивость $[\sigma]_y$ определяют с учетом коэффициента понижения ψ допускаемых напряжений на сжатие

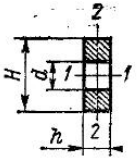
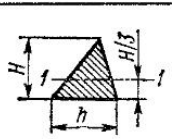
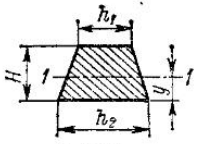
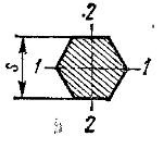
$$[\sigma]_y = \psi\ [\sigma]_{сж}. \qquad (1.13)$$

Коэффициент ψ зависит от материала стержня и гибкости Δ — безразмерного параметра, рассчитываемого по формуле

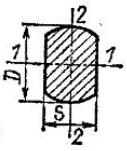
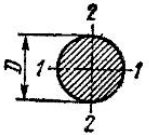
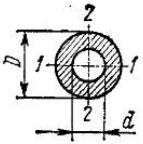
$$\Delta = \nu l/i, \qquad (1.14)$$

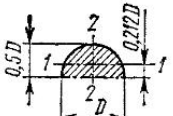
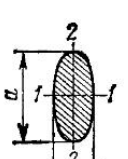
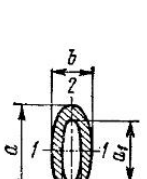
1.15. Формулы для расчета осевых моментов инерции и радиусов инерции сечений

Форма и размеры сечения	Осевой момент инерции		Радиус инерции	
	J_1	J_2	i_1	i_2
	$\frac{H^4}{12}$		$0{,}289H$	
	$\frac{H^4 - h^4}{12}$		$0{,}289\sqrt{H^2 + h^2}$	
	$\frac{hH^3}{12}$	$\frac{Hh^3}{12}$	$0{,}289H$	$0{,}289h$

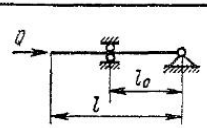
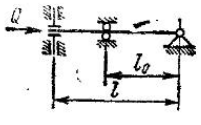
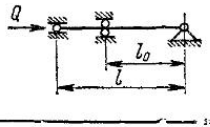
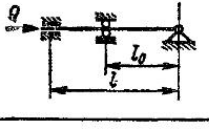
	$\frac{h}{12}(H^3 - d^3)$	$\frac{H-d}{12}h^3$	$0{,}289\sqrt{H^2 + Hd + d^2}$	$0{,}289h$
	$\frac{hH^3}{36}$	—	$0{,}236H$	—
 $y = \frac{h_2 + 2h_1}{3(h_1 + h_2)}H$	$\frac{H^3(h_2^2 + 4h_1h_2 - h_1^2)}{36(h_1 + h_2)}$	—	$\frac{H\sqrt{2(h_2^2 + 4h_1h_2 + h_1^2)}}{6(h_1 + h_2)}$	—
	$0{,}06s^4$		$0{,}263s$	

Продолжение табл. 1.15

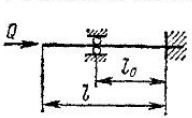
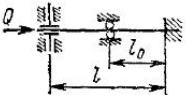
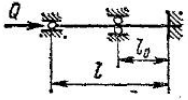
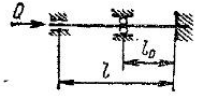
Форма и размеры сечения	Осевой момент инерции		Радиус инерции	
	J_1	J_2	i_1	i_2
	$0{,}0529D^3s$	$00469D^2s^2$	$0{,}249D$	$0{,}234\sqrt{DS}$
	$\frac{\pi D^4}{64}$		$\frac{D}{4}$	
	$\frac{\pi D^4}{64}\left[1-\left(\frac{d}{D}\right)^4\right]$		$\frac{1}{4}\sqrt{D^2+d^2}$	

	$0{,}00686D^4$	$0{,}0245D^4$	$0{,}132D$	$0{,}25D$
	$\frac{\pi a^3 b}{64}$	$\frac{\pi a b^3}{64}$	$\frac{a}{4}$	$\frac{b}{4}$
	$\frac{\pi}{64}(a^3 b - a_1^3 b_1)$	$\frac{\pi}{64}(a b^3 - a_1 b_1^3)$	$\frac{1}{4}\sqrt{\frac{a^3 b - a_1^3 b_1}{ab - a_1 b_1}}$	$\frac{1}{4}\sqrt{\frac{ab^3 - a_1 b_1^3}{ab - a_1 b_1}}$

1.16. Значения коэффициентов приведения длины ν стержней с промежуточной опорой

Расчетная схема	l_0/l										
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
	2	1,87	1,73	1,60	1,47	1,35	1,23	1,13	1,06	1,01	1
	1	0,933	0,868	0,804	0,746	0,699	0,672	0,668	0,679	0,693	0,699
	0,699	0,652	0,604	0,558	0,518	0,500	0,518	0,558	0,604	0,652	0,699
	0,500	0,467	0,436	0,412	0,410	0,439	0,487	0,539	0,593	0,646	0,699

Продолжение табл. 1.16

Расчетная схема	l_0/l										
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
	2	1,85	1,70	1,55	1,40	1,26	1,11	0,975	0,852	0,757	0,699
	1	0,925	0,850	0,776	0,704	0,636	0,575	0,530	0,507	0,501	0,500
	0,699	0,646	0,593	0,539	0,487	0,439	0,410	0,412	0,436	0,467	0,500
	0,500	0,463	0,426	0,391	0,362	0,350	0,362	0,391	0,426	0,463	0,500

1.17. Значения коэффициента ψ в зависимости от гибкости

Гибкость λ	Ст0, Ст2, Ст3, Ст4	Ст5	15ХСНД	СЧ 15	Гибкость λ	Ст0, Ст2, Ст3, Ст4	Ст5	15ХСНД	СЧ 15
0	1,0	1,0	1,0	1,0	110	0,52	0,43	0,39	—
10	0,99	0,98	0,98	0,97	120	0,45	0,38	0,33	—
20	0,97	0,95	0,95	0,91	130	0,40	0,32	0,29	—
30	0,95	0,93	0,93	0,81	140	0,36	0,28	0,26	—
40	0,92	0,90	0,90	0,69	150	0,32	0,27	0,23	—
50	0,89	0,84	0,83	0,57	160	0,29	0,24	0,21	—
60	0,86	0,80	0,78	0,44	170	0,26	0,21	0,19	—
70	0,81	0,74	0,71	0,34	180	0,23	0,19	0,17	—
80	0,75	0,66	0,63	0,26	190	0,21	0,17	0,15	—
90	0,69	0,59	0,54	0,20	200	0,19	0,16	0,14	—
100	0,60	0,50	0,45	0,16					

где i — наименьший из главных радиусов инерции сечения (табл. 1.15), который можно определить в общем случае расчетом

$$i = \sqrt{J_{\min}/F}.$$

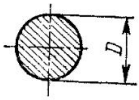
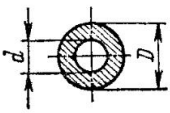
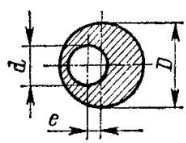
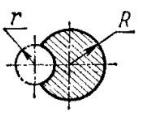
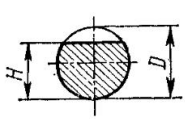
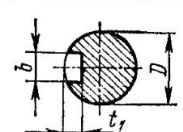
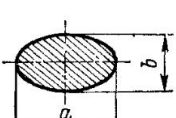
Условие (1.12) позволяет найти требуемую площадь сечения стержня, обеспечивающую жесткость при продольном изгибе. Эта задача решается последовательным приближением к оптимальному варианту: произвольно выбирают ψ (например, $\psi_1 = 0{,}5$), по (1.13) определяют $[\sigma]_y$, из условия (1.12) вычисляют площадь F, размеры сечения (диаметр, сторону квадрата и т. п.), радиус инерции i по табл. 1.15, гибкость λ по (1.14), по которой находят новое значение ψ_2 (табл. 1.17) и вновь определяют $[\sigma]_y$ по (1.13) с учетом ψ_2. Если при ψ_2 условие (1.12) не удовлетворяется, то расчет повторяют при $\psi_3 = 0{,}5\,(\psi_1 + \psi_2)$ до тех пор, пока условие (1.12) будет выполнено.

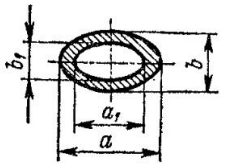
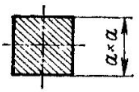
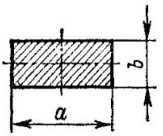
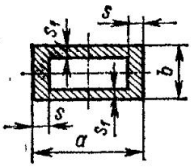
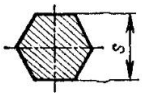
Рациональными и равноустойчивыми во всех направлениях являются круглые, кольцевые, квадратные и коробчатой формы сечения.

Жесткость при *кручении* стержней определяют по условию (1.8), рассчитывая угол закручивания φ — угол поворота одного концевого сечения относительно другого вокруг оси стержня (рис. 1.12). При заданном крутящем моменте $M_{кр}$ угол закручивания (в рад) вычисляют по формуле

$$\varphi = M_{кр} l/(GJ_p),$$

1.18. Формулы для расчета полярных моментов инерции сечений

Форма и размеры сечения	Полярный момент инерции J_p	Дополнительные параметры
	$\frac{\pi D^4}{32}$	—
	$\frac{\pi D^4}{32}(1-k_0^4)$	$k_0=\frac{d}{D}$
	$\frac{\pi D^4}{32k_1}(1-k_0^4)$	$k_1=1+\frac{16k_0^2k_2^2}{(1-k_0^2)(1-k_0^4)}+\frac{384k_0^4k_2^4}{(1-k_0^2)^2(1-k_0^4)^4}$; $k_0=\frac{d}{D}$; $k_2=\frac{e}{d}$
	k_3R^4	r/R: 0,05 | 0,1 | 0,2 | 0,4 k_3: 1,56 | 1,56 | 1,46 | 1,22 r/R: 0,6 | 0,8 | 1,0 | 1,5 k_3: 0,92 | 0,63 | 0,38 | 0,07
	$\frac{D^4}{16}\times\left(2{,}6\frac{H}{D}-1\right)$	$1>\frac{H}{D}>0{,}5$
	$\frac{\pi D^4}{32}-\frac{bt_1(D-t_1)^2}{4}$	—
	$\frac{\pi b^4k_4^3}{16(k_4^2+1)}$	$k_4=\frac{a}{b}\geqslant 1$

Форма и размеры сечения	Полярный момент инерции J_p	Дополнительные параметры
	$\frac{\pi k_4^3 b^4 (1 - k_5^4)}{16 (k_4^2 + 1)}$	$k_4 = \frac{a}{b} = \frac{a_1}{b_1} \geqslant 1;$ $k_5 = \frac{a_1}{a} = \frac{b_1}{b} < 1$
	$0{,}1406a^4$	—
	$\frac{b^4}{3}\left(k_6 - 0{,}63 + \frac{0{,}052}{k_6^4}\right)$	$k_6 = \frac{a}{b} > 1$
	$\frac{2ss_1 (a - s)^2 \times (b - s_1)^2}{as + bs_1 - s^2 - s_1^2}$	—
	$0{,}0217a^4$	—
	$0{,}1152s^4$	—

где G — модуль сдвига; J_p — полярный момент инерции поперечного сечения (табл. 1.18).

В целях повышения жесткости следует уменьшать длины стержней, увеличивать их сечения, а также применять материалы с высокими значениями упругих констант E и G. Стали различных марок имеют близкие по значению E и G, но резко различные прочностные характеристики ($\sigma_т$, $\sigma_{пч}$, σ_{-1} и др.). В связи с этим заданную жесткость детали можно обеспечить, применяя менее дефицитные марки сталей, если размеры сечения, полученные из условия жесткости, больше размеров, рассчитанных из условия прочности.

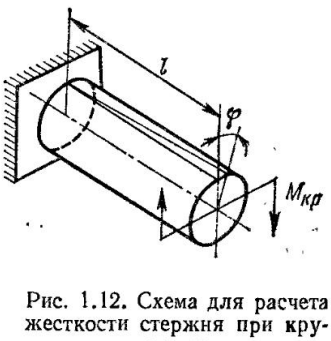


Рис. 1.12. Схема для расчета жесткости стержня при кручении

1.7. Точность размеров

Процессы конструирования, производства и эксплуатации изделий основаны на выполнении *принципа взаимозаменяемости* деталей. *Полная* взаимозаменяемость обеспечивает беспригоночную сборку независимо изготовленных однотипных деталей в сборочной единице. Если изготовление деталей с заданной точностью размеров экономически и технологически нецелесообразно, то применяют *неполную* взаимозаменяемость, при которой для обеспечения сборки используют групповой отбор деталей (селективная сборка), пригонку, регулировку положения деталей и другие технологические операции.

Наибольший эффект взаимозаменяемости достигается в тех случаях, когда детали взаимозаменяемы не только по геометрическим размерам, но и по эксплуатационным показателям (прочности, жесткости, электрическим свойствам и т. п.). Взаимозаменяемость, при которой отклонения от оптимальных значений эксплуатационных параметров находятся в установленных пределах, называется *функциональной*.

Одним из факторов, определяющих взаимозаменяемость, является точность выполнения размеров. *Погрешности* размеров могут быть *систематическими*, закон

изменения которых известен, и *случайными*, подчиняющимися законам распределения вероятностей случайных величин. Случайные погрешности влияют на рассеяние размеров деталей, а систематические — на смещение зоны рассеяния.

Размер детали, определенный измерением с установленной погрешностью инструмента, называют *действительным*. Он должен быть в интервале между наибольшим и наименьшим предельно допускаемыми размерами. Степень приближения действительных размеров к заданным на чертеже определяет точность изготовления детали.

На чертежах указывают *номинальный* размер, относительно которого ведут отсчет наибольшего и наименьшего предельных размеров. Номинальный размер назначают конструктивно или получают расчетным путем из условий прочности или жесткости детали и округляют в большую сторону до значений нормальных линейных размеров, рекомендуемых СТ СЭВ 514—77 (табл. 1.19). При выборе номинального размера ряд *Ra*5 предпочитают ряду *Ra*10, ряд *Ra*10 — ряду *Ra*20, ряд *Ra*20 — ряду *Ra*40.

Номинальный размер сопрягаемых поверхностей деталей, образующих подвижное или неподвижное соединение, является общим. Для обозначения охватываемых поверхностей применяют термин *вал*, а охватывающих — *отверстие*. Эти термины относят и к поверхностям нецилиндрической формы, а также к несопрягаемым (свободным) поверхностям.

Разность между наибольшим предельным размером отверстия D_{max} (или вала d_{max}) и наименьшим предельным размером отверстия D_{min} (или вала d_{min}) называют допуском отверстия T_D (или вала T_d),

$$T_D = D_{max} - D_{min}; \quad T_d = d_{max} - d_{min}. \qquad (1.15)$$

В целях упрощения обозначений предельных размеров на чертежах введено понятие о *предельных отклонениях* от номинального размера отверстия D (или вала d). Для сопрягаемых поверхностей $D = d$. Предельные отклонения размеров отверстий и валов рассчитывают по формулам:

верхнее

$$ES = D_{max} - D; \quad es = d_{max} - d; \qquad (1.16)$$

нижнее

$$EI = D_{min} - D; \quad ei = d_{min} - d. \qquad (1.17)$$

1.19. Основные ряды нормальных линейных размеров от 1 до 500 мм

Ряд												
Ra 5			*Ra* 10			*Ra* 20			*Ra* 40			
1,0	10	100	1,0	10	100	1,0	10	100	1,0	10	100	
									1,05	10,5	105	
						1,1	11	110	1,1	11	110	
									1,15	11,5	120	
			1,2	12	125	1,2	12	125	1,2	12	125	
									1,3	13	130	
						1,4	14	140	1,4	14	140	
									1,5	15	150	
1,6	16	160	1,6	16	160	1,6	16	160	1,6	16	160	
									1,7	17	170	
						1,8	18	180	1,8	18	180	
									1,9	19	190	
			2,0	20	200	2,0	20	200	2,0	20	200	
									2,1	21	210	
						2,2	22	220	2,2	22	220	
									2,4	24	240	
2,5	25	250	2,5	25	250	2,5	25	250	2,5	25	250	
									2,6	26	260	
						2,8	28	280	2,8	28	280	
									3,0	30	300	
			3,2	32	320	3,2	32	320	3,2	32	320	
									3,4	34	340	
						3,6	36	360	3,6	36	360	
									3,8	38	380	
4,0	40	400	4,0	40	400	4,0	40	400	4,0	40	400	
									4,2	42	420	
						4,5	45	450	4,5	45	450	
									4,8	48	480	
			5,0	50	500	5,0	50	500	5,0	50	500	
									5,3	53		
						5,6	56		5,6	56		
									6,0	60		
6,3	63		6,3	63		6,3	63		6,3	63		
									6,7	67		
						7,1	71		7,1	71		
									7,5	75		
			8,0	80		8,0	80		8,0	80		
									8,5	85		
						9,0	90		9,0	90		
									9,5	95		

Примечание. Стандарт предусматривает основные ряды размеров в интервалах от 0,01 до 0,95 мм и свыше 500 до 2500 мм, а также дополнительные линейные размеры.

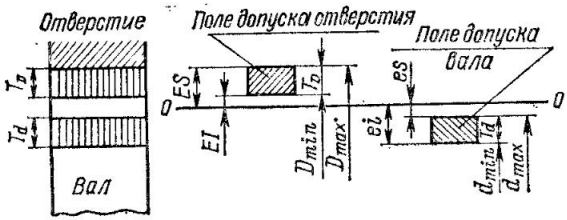


Рис. 1.13. Предельные отклонения и поля допусков отверстия и вала

Из (1.15—1.17) следует, что допуски можно представить через отклонения

$$T_D = ES - EI; \quad T_d = es - ei.$$

Если допуск всегда положителен, то отклонения имеют знак «плюс» или «минус». При графическом изображении (рис. 1.13) положительные предельные отклонения откладывают вверх, а отрицательные — вниз относительно нулевой линии *0—0*, обозначающей номинальный размер. Поле, ограниченное верхним и нижним отклонениями, называют *полем допуска* и изображают на схеме в виде прямоугольника. Поле допуска характеризуется значением допуска и расположением относительно номинального размера. Взаимное расположение полей допусков отверстия и вала определяет тип соединения деталей.

При расположении поля допуска отверстия над полем допуска вала (рис. 1.14, *а*) образуется *посадка с зазором*. Зазор обеспечивает возможность перемещения одной детали относительно другой. Наибольший, наименьший и средний зазоры рассчитывают по отклонениям:

$$S_{max} = ES - ei; \quad S_{min} = EI - es; \quad S_m = (S_{max} + S_{min})/2.$$

Если поле допуска отверстия расположено под полем допуска вала (рис. 1.14, *б*), то получается *посадка с натягом*. Наибольший, наименьший и средний натяги определяют по формулам:

$$N_{max} = es - EI; \quad N_{min} = ei - ES; \quad N_m = (N_{max} + N_{min})/2.$$

В *переходных посадках* поля допусков отверстия и вала перекрываются частично или полностью (рис. 1.14, *в*). В этом случае в соединении деталей возможен как зазор, так и натяг.

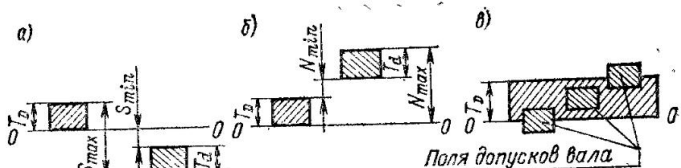


Рис. 1.14. Расположение полей допусков отверстия и вала при различных посадках

Посадки могут быть образованы в двух системах. В *системе отверстия* зазоры и натяги получают за счет изменения предельных размеров вала, а предельные размеры отверстия для одной степени точности и одного номинального размера остаются постоянными. В этой системе для всех посадок за *основное отверстие* принято отверстие, нижнее отклонение которого равно нулю (EI = 0). В *системе вала* требуемой посадки достигают за счет изменения предельных размеров отверстия, а предельные размеры вала для одной степени точности и одного номинального размера постоянны. В этой системе за *основной вал* принят вал, верхнее отклонение которого равно нулю (es = 0). Предельные зазоры и натяги в системах отверстия и вала примерно одинаковы, но система отверстия экономически более выгодна и имеет большее применение.

Точность выполнения размеров нормируется квалитетами. *Квалитет* — ряд допусков, характеризуемый постоянной относительной точностью для всех номинальных размеров установленного диапазона (например, от 1 до 500 мм). ГОСТ 25346—82 (СТ СЭВ 145—75) предусматривает 19 квалитетов: 01-й; 0-й; 1-й — для оценки точности плоскопараллельных концевых мер длины; 2—5-й — для калибров и особо точных изделий; 6—12-й — для наиболее распространенных видов сопряжений деталей; 13—17-й — для неответственных и свободных размеров.

Поля допусков образуются сочетанием основного отклонения и допуска (квалитета). *Основным отклонением* называют одно из двух предельных отклонений (верхнее или нижнее), которое расположено ближе к нулевой линии. Основные отклонения валов обозначают строчными буквами латинского алфавита: a, b, c, d, e, f, g, h, j, k, m, n, p, r, s, t, u, v, x, y, z, fg, ef, cd, za, zb, zc, j_s; а отверстий — прописными: A, B, C, D, E,

F, G, H, J, K, M, N, P, R, S, T, U, V, X, Y, Z, FG, EF, CD, ZA, ZB, ZC, J_s.

К полям допусков основных отверстий (т. е. в системе отверстий) относятся поля допусков с основным отклонением H (H5—H12). Поля допусков основных отверстий H01—H4 и H13—H17 для посадок, как правило, не применяют. В системе вала за поля допусков основных валов приняты поля допусков с основным отклонением h (h4—h12). Поля допусков основных валов h01—h3 и h13—h17 для посадок не используют.

В условных обозначениях посадок в системе отверстий в числителе указывают поле допуска основного отверстия с буквой H, а в знаменателе — посадочное поле допуска вала (например, H7/n6). В системе вала в знаменателе дают обозначение поля допуска основного вала с буквой h, в числителе — посадочное поле допуска отверстия (например, K7/h6). ГОСТ 25347—82 устанавливает рекомендуемые посадки (табл. 1.20 и 1.21), среди которых рамкой выделены предпочтительные.

Посадки с зазором применяют для подвижных и неподвижных соединений деталей: H/h (скользящие) — для соединений, подлежащих частой разборке, а также при медленных относительных перемещениях деталей; H/g, G/h (движения) — для подвижных и неподвижных соединений, имеющих малый гарантированный зазор; H/f, F/h (ходовые) и H/e, E/h (легкоходовые) — для обеспечения свободного вращения и возвратно-поступательного движения при точном центрировании; H/d, D/h (широкоходовые) — для направляющих вращательного и поступательного движений с возможными погрешностями расположения деталей из-за температурных деформаций, загрязнений и т. п. Посадки H/c, H/b, H/a, C/h, B/h, A/h используют для грубых соединений.

Посадки с натягом назначают для неразъемных соединений. В зависимости от среднего натяга эти посадки подразделяются на три группы: H/u, U/h, H/x, H/z — тяжелые прессовые; H/r, H/s, H/t, R/n, S/h, T/h — средние прессовые; H/p, P/h — легкопрессовые. Надежность посадок зависит не только от натяга, но и от механических свойств материалов, шероховатости поверхностей и отклонений их формы, способа сборки и условий эксплуатации.

Переходные посадки применяют для неподвижных соединений, разборка которых осуществляется при не-

1.20. Рекомендуемые посадки в системе отверстий при номинальных размерах от 1 до 500 мм

Основное отверстие	Посадка		
	с зазором	переходная	с натягом
H5	$\frac{H5}{g4}$; $\frac{H5}{h4}$	$\frac{H5}{j_s4}$; $\frac{H5}{k4}$; $\frac{H5}{m4}$; $\frac{H5}{n4}$	—
H6	$\frac{H6}{f6}$; $\frac{H6}{g5}$; $\frac{H6}{h5}$	$\frac{H6}{j_s5}$; $\frac{H6}{k5}$; $\frac{H6}{m5}$; $\frac{H6}{n5}$	$\frac{H6}{p5}$; $\frac{H6}{r5}$; $\frac{H6}{s5}$
H7	$\frac{H7}{c8}$; $\frac{H7}{d8}$; $\frac{H7}{e7}$; $\boxed{\frac{H7}{e8}}$; $\boxed{\frac{H7}{f7}}$; $\boxed{\frac{H7}{g6}}$; $\boxed{\frac{H7}{h7}}$; $\boxed{\frac{H7}{h6}}$	$\boxed{\frac{H7}{j_s6}}$; $\boxed{\frac{H7}{k6}}$; $\frac{H7}{m6}$; $\boxed{\frac{H7}{n6}}$	$\boxed{\frac{H7}{p6}}$; $\boxed{\frac{H7}{r6}}$; $\boxed{\frac{H7}{s6}}$; $\frac{H7}{s7}$; $\frac{H7}{t6}$; $\frac{H7}{u7}$
H8	$\frac{H8}{c8}$; $\frac{H8}{d8}$; $\boxed{\frac{H8}{e8}}$; $\frac{H8}{f7}$; $\frac{H8}{f8}$; $\boxed{\frac{H8}{h7}}$; $\boxed{\frac{H8}{h8}}$; $\boxed{\frac{H8}{d9}}$; $\frac{H8}{e9}$; $\frac{H8}{f9}$; $\frac{H8}{h9}$	$\frac{H8}{j_s7}$; $\frac{H8}{k7}$; $\frac{H8}{m7}$; $\frac{H8}{n7}$	$\frac{H8}{s7}$; $\frac{H8}{u8}$; $\frac{H8}{x8}$; $\frac{H8}{z8}$
H9	$\boxed{\frac{H9}{d9}}$; $\frac{H9}{e8}$; $\frac{H9}{e9}$; $\frac{H9}{f8}$; $\frac{H9}{f9}$; $\frac{H9}{h8}$; $\frac{H9}{h9}$	—	—

Основное отверстие	Посадка		
	с зазором	переходная	с натягом
H10	$\frac{H10}{d10}$; $\frac{H10}{h9}$; $\frac{H10}{h10}$	—	—
H11	$\frac{H11}{a11}$; $\frac{H11}{b11}$; $\frac{H11}{c11}$; $\boxed{\frac{H11}{d11}}$; $\boxed{\frac{H11}{h11}}$	—	—
H12	$\frac{H12}{b12}$; $\frac{H12}{h12}$	—	—

1.21. Рекомендуемые посадки в системе вала при номинальных размерах от 1 до 500 мм

Основной вал	Посадка		
	с зазором	переходная	с натягом
h4	$\frac{H5}{h4}$; $\frac{G5}{h4}$	$\frac{J_s5}{h4}$; $\frac{K5}{h4}$; $\frac{M5}{h4}$	$\frac{N5}{h4}$
h5	$\frac{F7}{h5}$; $\frac{G6}{h5}$; $\frac{H6}{h5}$	$\frac{J_s6}{h5}$; $\frac{K6}{h5}$; $\frac{M6}{h5}$	$\frac{N6}{h5}$; $\frac{P6}{h5}$
h6	$\frac{D8}{h6}$; $\frac{E8}{h6}$; $\frac{F7}{h6}$; $\boxed{\frac{F8}{h6}}$; $\frac{G7}{h6}$; $\boxed{\frac{H7}{h6}}$	$\boxed{\frac{J_s7}{h6}}$; $\boxed{\frac{K7}{h6}}$; $\frac{M7}{h6}$; $\boxed{\frac{N7}{h6}}$	$\boxed{\frac{P7}{h6}}$; $\frac{R7}{h6}$; $\frac{S7}{h6}$; $\frac{T7}{h6}$
h7	$\frac{D8}{h7}$; $\frac{E8}{h7}$; $\frac{F8}{h7}$; $\boxed{\frac{H8}{h7}}$	$\frac{J_s8}{h7}$; $\frac{K8}{h7}$; $\frac{M8}{h7}$; $\frac{N8}{h7}$	$\frac{U8}{h7}$

Основной вал	Посадка		
	с зазором	переходная	с натягом
h8	$\frac{D8}{h8}$; $\frac{D9}{h8}$; $\frac{E8}{h8}$; $\boxed{\frac{E9}{h8}}$; $\frac{F8}{h8}$; $\frac{F9}{h8}$; $\boxed{\frac{H8}{h8}}$; $\frac{H9}{h8}$	—	—
h9	$\frac{D9}{h9}$; $\frac{D10}{h9}$; $\frac{E9}{h9}$; $\frac{F9}{h9}$; $\frac{H8}{h9}$; $\frac{H9}{h9}$; $\frac{H10}{h9}$	—	—
h10	$\frac{D10}{h10}$; $\frac{H10}{h10}$	—	—
h11	$\frac{A11}{h11}$; $\frac{B11}{h11}$; $\frac{C11}{h11}$; $\frac{D11}{h11}$; $\boxed{\frac{H11}{h11}}$	—	—
h12	$\frac{B12}{h12}$; $\frac{H12}{h12}$	—	—

больших усилиях. При сочетаниях d_{max} и D_{min} в соединениях получается наибольший натяг, а при D_{max} и d_{min} — наибольший зазор. Это обеспечивает хорошее центрирование деталей и простоту разборки соединения (вручную или с помощью молотка). Примерное назначение переходных посадок: H/n, N/h (глухие) и H/m, M/h (тугие) — для редко разбираемых соединений; H/k, K/h (напряженные) — для широко применяемых соединений, требующих хорошее центрирование сменных деталей; H/j_s, J_s/h (плотные) — для легкоразбираемых соединений при невысоких требованиях к центрированию.

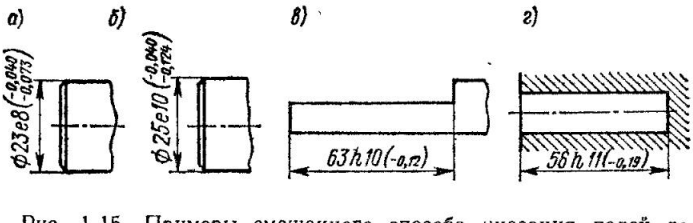


Рис. 1.15. Примеры смешанного способа указания полей допусков и предельных отклонений

На чертежах деталей указывают буквенные обозначения полей допусков или численные значения предельных отклонений (в мм). Для широко применяемых полей допусков в табл. 1.22—1.28 даны численные значения предельных отклонений основных отверстий и валов (в системе отверстия), а в табл. 1.29—1.32 — основных валов и отверстий (в системе вала).

Верхнее и нижнее отклонения располагают рядом с номинальным размером в две строки цифрами, высота которых приблизительно вдвое меньше высоты цифр номинального размера. Цифры предельных отклонений имеют равную высоту с цифрами номинального размера, если верхнее и нижнее отклонения одинаковы по значению и отличаются только знаками. Числа знаков верхнего и нижнего отклонений должны быть равными (в случае неравенства к одному из отклонений справа добавляют нуль).

Отклонения, равные нулю, не указывают, записывая в верхней строке положительные отклонения, а в нижней — отрицательные. Примеры обозначений полей допусков на чертежах даны в табл. 1.33.

Указание на чертежах численных значений отклонений рекомендуется для размеров, контроль которых осуществляется измерительными средствами общего назначения. При контроле размеров калибрами достаточно указать буквенное обозначеине поля допуска. Смешанный способ используют для нанесения размеров, не входящих в ряды нормальных линейных размеров (рис. 1.15, *а*); при указании отклонений, не предусмотренных ГОСТ 25347—82 и ГОСТ 25348—82 (рис. 1.15, *б*); для обозначения размеров уступов (рис. 1.15, *в*) или углублений (рис. 1.15, *г*) с несимметричными полями допусков.

1.22. Верхние предельные отклонения ES основных отверстий (EI = 0), мкм, в системе отверстия при размерах до 500 мм

Номинальный размер, мм	Поле допуска								
	H4	H5	H6	H7	H8	H9	H10	H11	H12
До 1	+3	+4	+6	+10	+14	+25	+40	+60	—
От 1 до 3	+3	+4	+6	+10	+14	+25	+40	+60	+100
Св. 3 » 6	+4	+5	+8	+12	+18	+30	+48	+75	+120
» 6 » 10	+4	+6	+9	+15	+22	+36	+58	+90	+150
» 10 » 18	+5	+8	+11	+18	+27	+43	+70	+110	+180
» 18 » 30	+6	+9	+13	+21	+33	+52	+84	+130	+210
» 30 » 50	+7	+11	+16	+25	+39	+62	+100	+160	+250
» 50 » 80	+8	+13	+19	+30	+46	+74	+120	+190	+300
» 80 » 120	+10	+15	+22	+35	+54	+87	+140	+220	+350
» 120 » 180	+12	+18	+25	+40	+63	+100	+160	+250	+400
» 180 » 250	+14	+20	+29	+46	+72	+115	+185	+290	+460
» 250 » 315	+16	+23	+32	+52	+81	+130	+210	+320	+520
» 315 » 400	+18	+25	+36	+57	+89	+140	+230	+360	+570
» 400 » 500	+20	+27	+40	+63	+97	+155	+250	+400	+630

1.23. Предельные отклонения валов $\left(\begin{matrix}es\\ei\end{matrix}\right)$, мкм, в системе отверстия для посадок с зазором при размерах до 500 мм. Квалитеты 4—7-й

Номинальный размер, мм	Поле допуска								
	g4	h4	g5	h5	f6	g6	h6	e7	f7	h7
До 3	−2	0	−2	0	−6	−2	0	−14	−6	0
	−5	−3	−6	−4	−12	−8	−6	−24	−16	−10
Св. 3 до 6	−4	0	−4	0	−10	−4	0	−20	−10	0
	−8	−4	−9	−5	−18	−12	−8	−32	−22	−12
» 6 » 10	−5	0	−5	0	−13	−5	0	−25	−13	0
	−9	−4	−11	−6	−22	−14	−9	−40	−28	−15
» 10 » 18	−6	0	−6	0	−16	−6	0	−32	−16	0
	−11	−5	−14	−8	−27	−17	−11	−50	−34	−18
» 18 » 30	−7	0	−7	0	−20	−7	0	−40	−20	0
	−13	−6	−16	−9	−33	−20	−13	−61	−41	−21
» 30 » 50	−9	0	−9	0	−25	−9	0	−50	−25	0
	−16	−7	−20	−11	−41	−25	−16	−75	−50	−25
» 50 » 80	−10	0	−10	0	−30	−10	0	−60	−30	0
	−18	−8	−23	−13	−49	−29	−19	−90	−60	−30
» 80 » 120	−12	0	−12	0	−36	−12	0	−72	−36	0
	−22	−10	−27	−15	−58	−34	−22	−107	−71	−35
» 120 » 180	−14	0	−14	0	−43	−14	0	−85	−43	0
	−26	−12	−32	−18	−68	−39	−25	−125	−83	−40
» 180 » 250	−15	0	−15	0	−50	−15	0	−100	−50	0
	−29	−14	−35	−20	−79	−44	−29	−146	−96	−46
» 250 » 315	−17	0	−17	0	−56	−17	0	−110	−56	0
	−33	−16	−40	−23	−88	−49	−32	−162	−108	−52
» 315 » 400	−18	0	−18	0	−62	−18	0	−125	−62	0
	−36	−18	−43	−25	−98	−54	−36	−182	−119	−57
» 400 » 500	−20	0	−20	0	−68	−20	0	−135	−68	0
	−40	−20	−47	−27	−108	−60	−40	−198	−131	−63

1.24. Предельные отклонения валов $\binom{es}{ei}$, мкм, в системе отверстий для посадок с зазором при размерах до 500 мм. Квалитет 8-й

Номинальный размер, мм	Поле допуска				
	c8	d8	e8	f8	h8
До 1	—	−20	−14	−6	0
		−34	−28	−20	−14
От 1 до 3	−60	−20	−14	−6	0
	−74	−34	−28	−20	−14
Св. 3 » 6	−70	−30	−20	−10	0
	−88	−48	−38	−28	−18
» 6 » 10	−80	−40	−25	−13	0
	−102	−62	−47	−35	−22
» 10 » 18	−95	−50	−32	−16	0
	−122	−77	−59	−43	−27
» 18 » 30	−110	−65	−40	−20	0
	−143	−98	−73	−53	−33
» 30 » 40	−120	−80	−50	−25	0
	−159	−119	−89	−64	−39
» 40 » 50	−130	−80	−50	−25	0
	−169	−119	−89	−64	−39
» 50 » 65	−140	−100	−60	−30	0
	−186	−146	−106	−76	−46
» 65 » 80	−150	−100	−60	−30	0
	−196	−146	−106	−76	−46
» 80 » 100	−170	−120	−72	−36	0
	−224	−174	−126	−90	−54
» 100 » 120	−180	−120	−72	−36	0
	−234	−174	−126	−90	−54
» 120 » 140	−200	−145	−85	−43	0
	−263	−208	−148	−106	−63
» 140 » 160	−210	−145	−85	−43	0
	−273	−208	−148	−106	−63
» 160 » 180	−230	−145	−85	−43	0
	−293	−208	−148	−106	−63
» 180 » 200	−240	−170	−100	−50	0
	−312	−242	−172	−122	−72
» 200 » 225	−260	−170	−100	−50	0
	−332	−242	−172	−122	−72
» 225 » 250	−280	−170	−100	−50	0
	−352	−242	−172	−122	−72
» 250 » 280	−300	−190	−110	−56	0
	−381	−271	−191	−137	−81
» 280 » 315	−330	−190	−110	−56	0
	−411	−271	−191	−137	−81
» 315 » 355	−360	−210	−125	−62	0
	−449	−299	−214	−151	−89
» 355 » 400	−400	−210	−125	−62	0
	−489	−299	−214	−151	−89

Номинальный размер, мм	Поле допуска				
	c8	d8	e8	f8	h8
Св. 400 до 450	—440 —537	—230 —327	—135 —232	—68 —165	0 —97
» 450 » 500	—480 —577	—230 —327	—135 —232	—68 —165	0 —97

1.25. Предельные отклонения валов $\binom{es}{ei}$, мкм, в системе отверстия для посадок с зазором при размерах до 500 мм. Квалитеты 9-й и 10-й

Номинальный размер, мм	Поле допуска					
	d9	e9	f9	h9	d10	h10
До 1	—20 —45	—14 —39	—	0 —25	—20 —60	0 —40
От 1 до 3	—20 —45	—14 —39	—6 —31	0 —25	—20 —60	0 —40
Св. 3 » 6	—30 —60	—20 —50	—10 —40	0 —30	—30 —78	0 —48
» 6 » 10	—40 —76	—25 —61	—13 —49	0 —36	—40 —98	0 —58
» 10 » 18	—50 —93	—32 —75	—16 —59	0 —43	—50 —120	0 —70
» 18 » 30	—65 —117	—40 —92	—20 —72	0 —52	—65 —149	0 —84
» 30 » 50	—80 —142	—50 —112	—25 —87	0 —62	—80 —180	0 —100
» 50 » 80	—100 —174	—60 —134	—30 —104	0 —74	—100 —220	0 —120
» 80 » 120	—120 —207	—72 —159	—36 —123	0 —87	—120 —260	0 —140
» 120 » 180	—145 —245	—85 —185	—43 —143	0 —100	—145 —305	0 —160

Номинальный размер, мм	Поле допуска					
	d9	e9	f9	h9	d10	h10
Св. 180 до 250	—170 —285	—100 —215	—50 —165	0 —115	—170 —355	0 —185
» 250 » 315	—190 —320	—110 —240	—56 —186	0 —130	—190 —400	0 —210
» 315 » 400	—210 —350	—125 —265	—62 —202	0 —140	—210 —440	0 —230
» 400 » 500	—230 —285	—135 —290	—68 —223	0 —155	—230 —480	0 —250

1.26. Предельные отклонения валов $\binom{es}{ei}$, мкм, в системе отверстия для посадок с зазором при размерах до 500 мм. Квалитеты 11-й и 12-й

Номинальный размер, мм	Поле допуска						
	a11	b11	c11	d11	h11	b12	h12
До 1	—	—	—	—	0 —60	—	—
От 1 до 3	—270 —330	—140 —200	—60 —120	—20 —80	0 —60	—140 —240	0 —100
Св. 3 » 6	—270 —345	—140 —215	—70 —145	—30 —105	0 —75	—140 —260	0 —120
» 6 » 10	—280 —370	—150 —240	—80 —170	—40 —130	0 —90	—150 —300	0 —150
» 10 » 18	—290 —400	—150 —260	—95 —205	—50 —160	0 —110	—150 —350	0 —180
» 18 » 30	—300 —430	—160 —290	—110 —240	—65 —195	0 —130	—160 —370	0 —210
» 30 » 40	—310 —470	—170 —330	—120 —280	—80 —240	0 —160	—170 —420	0 —250
» 40 » 50	—320 —480	—180 —340	—130 —290	—80 —240	0 —160	—180 —430	0 —250

Номинальный размер, мм	Поле допуска						
	a11	b11	c11	d11	h11	b12	h12
Св. 50 до 65	—340 —530	—190 —380	—140 —330	—100 —290	0 —190	—190 —490	0 —300
» 65 » 80	—360 —550	—200 —390	—150 —340	—100 —290	0 —190	—200 —500	0 —300
» 80 » 100	—380 —600	—220 —440	—170 —390	—120 —340	0 —220	—220 —570	0 —350
» 100 » 120	—410 —630	—240 —460	—180 —400	—120 —340	0 —220	—240 —590	0 —350
» 120 » 140	—460 —710	—260 —510	—200 —450	—145 —395	0 —250	—260 —660	0 —400
» 140 » 160	—520 —770	—280 —530	—210 —460	—145 —395	0 —250	—280 —680	0 —400
» 160 » 180	—580 —830	—310 —560	—230 —480	—145 —395	0 —250	—310 —710	0 —400
» 180 » 200	—660 —950	—340 —630	—240 —530	—170 —460	0 —290	—340 —800	0 —460
» 200 » 225	—740 —1030	—380 —670	—260 —550	—170 —460	0 —290	—380 —840	0 —460
» 225 » 250	—820 —1110	—420 —710	—280 —570	—170 —460	0 —290	—420 —880	0 —460
» 250 » 280	—920 —1240	—480 —800	—300 —620	—190 —510	0 —320	—480 —1000	0 —520
» 280 » 315	—1050 —1370	—540 —860	—330 —650	—190 —510	0 —320	—540 —1060	0 —520
» 315 » 355	—1200 —1560	—600 —960	—360 —720	—210 —570	0 —360	—600 —1170	0 —570
» 355 » 400	—1350 —1710	—680 —1040	—400 —760	—210 —570	0 —360	—680 —1250	0 —570
» 400 » 450	—1500 —1900	—760 —1160	—440 —840	—230 —630	0 —400	—760 —1390	0 —630
» 450 » 500	—1650 —2050	—840 —1240	—480 —880	—230 —630	0 —400	—840 —1470	0 —630

1.27. Предельные отклонения валов $\left(\begin{matrix}es\\ei\end{matrix}\right)$, мкм, в системе отверстия для переходных посадок при размерах до 500 мм. Квалитеты 4—7-й

Номинальный размер, мм	Поле допуска															
	j_s4	k4	m4	n4	j_s5	k5	m5	n5	j_s6	k6	m6	n6	j_s7	k7	m7	n7
До 3	+1,5 −1,5	+3 0	+5 +2	+7 +4	+2 −2	+4 0	+6 +2	+8 +4	+3 −3	+6 0	+8 +2	+10 +4	+5 −5	+10 0	—	+14 +4
Св. 3 до 6	+2 −2	+5 +1	+8 +4	+12 +8	+2,5 −2,5	+6 +1	+9 +4	+13 +8	+4 −4	+9 +1	+12 +4	+16 +8	+6 −6	+13 +1	+16 +4	+20 +8
» 6 » 10	+2 −2	+5 +1	+10 +6	+14 +10	+3 −3	+7 +1	+12 +6	+16 +10	+4,5 −4,5	+10 +1	+15 +6	+19 +10	+7 −7	+16 +1	+21 +6	+25 +10
» 10 » 18	+2,5 −2,5	+6 +1	+12 +7	+17 +12	+4 −4	+9 +1	+15 +7	+20 +12	+5,5 −5,5	+12 +1	+18 +7	+23 +12	+9 −9	+19 +1	+25 +7	+30 +12
» 18 » 30	+3 −3	+8 +2	+14 +8	+21 +15	+4,5 −4,5	+11 +2	+17 +8	+24 +15	+6,5 −6,5	+15 +2	+21 +8	+28 +15	+10 −10	+23 +2	+29 +8	+36 +15
» 30 » 50	+3,5 −3,5	+9 +2	+16 +9	+24 +17	+5,5 −5,5	+13 +2	+20 +9	+28 +17	+8 −8	+18 +2	+25 +9	+33 +17	+12 −12	+27 +2	+34 +9	+42 +17
» 50 » 80	+4 −4	+10 +2	+19 +11	+28 +20	+6,5 −6,5	+15 +2	+24 +11	+33 +20	+9,5 −9,5	+21 +2	+30 +11	+39 +20	+15 −15	+32 +2	+41 +11	+50 +20
» 80 » 120	+5 −5	+13 +3	+23 +13	+33 +13	+7,5 −7,5	+18 +3	+28 +13	+38 +23	+11 −11	+25 +3	+35 +13	+45 +23	+17 −17	+38 +3	+48 +13	+58 +23
» 120 » 180	+6 −6	+15 +3	+27 +15	+39 +27	+9 −9	+21 +3	+33 +15	+45 +27	+12,5 −12,5	+28 +3	+40 +15	+52 +27	+20 −20	+43 +3	+55 +15	+67 +27
» 180 » 250	+7 −7	+18 +4	+31 +17	+45 +31	+10 −10	+24 +4	+37 +17	+51 +31	+14,5 −14,5	+33 +4	+46 +17	+60 +31	+23 −23	+50 +4	+63 +17	+77 +31

» 250 » 315	+8 −8	+20 +4	+36 +20	+50 +34	+11,5 −11,5	+27 +4	+43 +20	+57 +34	+16 −16	+36 +4	+52 +20	+66 +34	+26 −26	+56 +4	+72 +20	+86 +34
» 315 » 400	+9 −9	+22 +4	+39 +21	+55 +37	+12,5 −12,5	+29 +4	+46 +21	+62 +37	+18 −18	+40 +4	+57 +21	+73 +37	+28 −28	+61 +4	+78 +21	+94 +37
» 400 » 500	+10 −10	+25 +5	+43 +23	+60 +40	+13,5 −13,5	+32 +5	+50 +23	+67 +40	+20 −20	+45 +5	+63 +23	+80 +40	+31 −31	+68 +5	+86 +23	+103 +40

1.28. Предельные отклонения валов $\left(\begin{matrix}es\\ei\end{matrix}\right)$, мкм, в системе отверстия для посадок с натягом при размерах до 500 мм. Квалитеты 5—8-й

Номинальный размер, мм	Поле допуска											
	p5	r5	s5	p6	r6	s6	t6	s7	u7	u8	x8	z8
До 3	+10 +6	+14 +10	+18 +14	+12 +6	+16 +10	+20 +14	—	+24 +14	+28 +18	+32 +18	+34 +20	+40 +26
Св. 3 до 6	+17 +12	+20 +15	+24 +19	+20 +12	+23 +15	+27 +19	—	+31 +19	+35 +23	+41 +23	+46 +28	+53 +35
» 6 » 10	+21 +15	+25 +19	+29 +23	+24 +15	+28 +19	+32 +23	—	+38 +23	+43 +28	+50 +28	+56 +34	+64 +42
» 10 » 14	+26 +18	+31 +23	+36 +28	+29 +18	+34 +23	+39 +28	—	+46 +28	+51 +33	+60 +33	+67 +40	+77 +50
» 14 » 18	+26 +18	+31 +23	+36 +28	+29 +18	+34 +23	+39 +28	—	+46 +28	+51 +33	+60 +33	+72 +45	+87 +60
» 18 » 24	+31 +22	+37 +28	+44 +35	+35 +22	+41 +28	+48 +35	—	+56 +35	+62 +41	+74 +41	+87 +54	+106 +73

Продолжение табл. 1.28

Номинальный размер, мм	Поле допуска											
	p5	r5	s5	p6	r6	s6	t6	s7	u7	u8	x8	z8
Св. 24 до 30	+31	+37	+44	+35	+41	+48	+54	+56	+69	+81	+97	+121
	+22	+28	+35	+22	+28	+35	+41	+35	+48	+48	+64	+88
» 30 » 40	+37	+45	+54	+42	+50	+59	+64	+68	+85	+99	+119	+151
	+26	+34	+43	+26	+34	+43	+48	+43	+60	+60	+80	+112
» 40 » 50	+37	+45	+54	+42	+50	+59	+70	+68	+95	+109	+136	+175
	+26	+34	+43	+26	+34	+43	+54	+43	+70	+70	+97	+136
» 50 » 65	+45	+54	+66	+51	+60	+72	+85	+83	+117	+133	+168	+218
	+32	+41	+53	+32	+41	+53	+66	+53	+87	+87	+122	+172
» 65 » 80	+45	+56	+72	+51	+62	+78	+94	+89	+132	+148	+192	+256
	+32	+43	+59	+32	+43	+59	+75	+59	+102	+102	+146	+210
» 80 » 100	+52	+66	+86	+59	+73	+93	+113	+106	+159	+178	+232	+312
	+37	+51	+71	+37	+51	+71	+91	+71	+124	+124	+178	+258
» 100 » 120	+52	+69	+94	+59	+76	+101	+126	+114	+179	+198	+264	+364
	+37	+54	+79	+37	+54	+79	+104	+79	+144	+144	+210	+310
» 120 » 140	+61	+81	+110	+68	+88	+117	+147	+132	+210	+233	+311	+428
	+43	+63	+92	+43	+63	+92	+122	+92	+170	+170	+248	+365
» 140 » 160	+61	+83	+118	+68	+90	+125	+159	+140	+230	+253	+343	+478
	+43	+65	+100	+43	+65	+100	+134	+100	+190	+190	+280	+415
» 160 » 180	+61	+86	+126	+68	+93	+133	+171	+148	+250	+273	+373	+528
	+43	+68	+108	+43	+68	+108	+146	+108	+210	+210	+310	+465
» 180 » 200	+70	+97	+142	+79	+106	+151	+195	+168	+282	+308	+422	+592
	+50	+77	+122	+50	+77	+122	+166	+122	+236	+236	+350	+520
» 200 » 225	+70	+100	+150	+79	+109	+159	+209	+176	+304	+330	+457	+647
	+50	+80	+130	+50	+80	+130	+180	+130	+258	+258	+385	+575
» 225 » 250	+70	+104	+160	+79	+113	+169	+225	+186	+330	+356	+497	+712
	+50	+84	+140	+50	+84	+140	+196	+140	+284	+284	+425	+640
» 250 » 280	+79	+117	+181	+88	+126	+190	+250	+210	+367	+396	+556	+791
	+56	+94	+158	+56	+94	+158	+218	+158	+315	+315	+475	+710

» 280 » 315	+79	+121	+193	+88	+130	+202	+272	+222	+402	+431	+606	+871
	+56	+98	+170	+56	+98	+170	+240	+170	+350	+350	+525	+790
» 315 » 355	+87	+133	+215	+98	+144	+226	+304	+247	+447	+479	+679	+989
	+62	+108	+190	+62	+108	+190	+268	+190	+390	+390	+590	+900
» 355 » 400	+87	+139	+233	+98	+150	+244	+330	+265	+492	+524	+749	+1089
	+62	+114	+208	+62	+114	+208	+294	+208	+435	+435	+660	+1000
» 400 » 450	+95	+153	+259	+108	+166	+272	+370	+295	+553	+587	+837	+1197
	+68	+126	+232	+68	+126	+232	+330	+232	+490	+490	+740	+1100
» 450 » 500	+95	+159	+279	+108	+172	+292	+400	+315	+603	+637	+917	+1347
	+68	+132	+252	+68	+132	+252	+360	+252	+540	+540	+820	+1250

1.29. Нижние предельные отклонения ei, мкм, основных валов (es = 0) в системе вала при размерах до 500 мм

Номинальный размер, мм	Поле допуска								
	h4	h5	h6	h7	h8	h9	h10	h11	h12
До 1	—3	—4	—6	—10	—14	—25	—40	—60	—
От 1 до 3	—3	—4	—6	—10	—14	—25	—40	—60	—100
Св. 3 » 6	—4	—5	—8	—12	—18	—30	—48	—75	—120
» 6 » 10	—4	—6	—9	—15	—22	—36	—58	—90	—150
» 10 » 18	—5	—8	—11	—18	—27	—43	—70	—110	—180
» 18 » 30	—6	—9	—13	—21	—33	—52	—84	—130	—210
» 30 » 50	—7	—11	—16	—25	—39	—62	—100	—160	—250
» 50 » 80	—8	—13	—19	—30	—46	—74	—120	—190	—300
» 80 » 120	—10	—15	—22	—35	—54	—87	—140	—220	—350
» 120 » 180	—12	—18	—25	—40	—63	—100	—160	—250	—400
» 180 » 250	—14	—20	—29	—46	—72	—115	—185	—290	—460
» 250 » 315	—16	—23	—32	—52	—81	—130	—210	—320	—520
» 315 » 400	—18	—25	—36	—57	—89	—140	—230	—360	—570
» 400 » 500	—20	—27	—40	—63	—97	—155	—250	—400	—630

1.30. Предельные отклонении отверстий $\left(\begin{matrix}ES\\EI\end{matrix}\right)$, мкм, в системе вала для посадок с зазором при размерах до 500 мм. Квалитеты 5—10-й

Номинальный размер, мм	Поле допуска										
	G5	G6	F7	G7	D8	E8	F8	D9	E9	F9	D10
До 3	+6 +2	+8 +2	+16 +6	+12 +2	+34 +20	+28 +14	+20 +6	+45 +20	+39 +14	+31 +6	+60 +20
Св. 3 до 6	+9 +4	+12 +4	+22 +10	+16 +4	+48 +30	+38 +20	+28 +10	+60 +30	+50 +20	+40 +10	+78 +30
» 6 » 10	+11 +5	+14 +5	+28 +13	+20 +5	+62 +40	+47 +25	+35 +13	+76 +40	+61 +25	+49 +13	+98 +40
» 10 » 18	+14 +6	+17 +6	+34 +16	+24 +6	+77 +50	+59 +32	+43 +16	+93 +50	+75 +32	+59 +16	+120 +50
» 18 » 30	+16 +7	+20 +7	+41 +20	+28 +7	+98 +65	+73 +40	+53 +20	+117 +65	+92 +40	+72 +20	+149 +65
» 30 » 50	+20 +9	+25 +9	+50 +25	+34 +9	+119 +80	+89 +50	+64 +25	+142 +80	+112 +50	+87 +25	+180 +80
» 50 » 80	+23 +10	+29 +10	+60 +30	+40 +10	+146 +100	+106 +60	+76 +30	+174 +100	+134 +60	+104 +30	+220 +100
» 80 » 120	+27 +12	+34 +12	+71 +36	+47 +12	+174 +120	+126 +72	+90 +36	+207 +120	+159 +72	+123 +36	+260 +120
» 120 » 180	+32 +14	+39 +14	+83 +43	+54 +14	+208 +145	+148 +85	+106 +43	+245 +145	+185 +85	+143 +43	+305 +145

» 180 » 250	+35 +15	+44 +15	+96 +50	+61 +15	+242 +170	+172 +100	+122 +50	+285 +170	+215 +100	+165 +50	+355 +170
» 250 » 315	+40 +17	+49 +17	+108 +56	+69 +17	+271 +190	+191 +110	+137 +56	+320 +190	+240 +110	+186 +56	+400 +190
» 315 » 400	+43 +18	+54 +18	+119 +62	+75 +18	+299 +210	+214 +125	+151 +62	+350 +210	+265 +125	+202 +62	+440 +210
» 400 » 500	+47 +20	+60 +20	+131 +68	+83 +20	+327 +230	+232 +135	+165 +68	+385 +230	+290 +135	+223 +68	+480 +230

Примечание. Предельные отклонения для полей допусков H5—H10 даны в табл. 1.22.

1.31. Предельные отклонения отверстий $\begin{pmatrix} ES \\ EI \end{pmatrix}$ в системе вала для переходных посадок при размерах до 500 мм. Квалитеты 5—8-й

Номинальный размер, мм	Поле допуска												
	J_s5	K5	M5	J_s6	K6	M6	J_s7	K7	M7	N7	J_s8	K8	M8	N8
До 1	+2 −2	0 −4	−2 −6	+3 −3	0 −6	—	+5 −5	0 −10	—	—	+7 −7	0 −14	—	—
От 1 до 3	+2 −2	0 −4	−2 −6	+3 −3	0 −6	−2 −8	+5 −5	0 −10	−2 −12	−4 −14	+7 −7	0 −14	—	−4 −18
Св. 3 » 6	+2,5 −2,5	0 −5	−3 −8	+4 −4	+2 −6	−1 −9	+6 −6	+3 −9	0 −12	−4 −16	+9 −9	+5 −13	+2 −16	−2 −20

Продолжение табл. 1.31

Номинальный размер, мм	Поле допуска												
	J_s5	K5	M5	J_s6	K6	M6	J_s7	K7	M7	N7	J_s8	K8	M8	N8
Св. 6 до 10	+3	+1	−4	+4,5	+2	−3	+7	+5	0	−4	+11	+6	+1	−3
	−3	−5	−10	−4,5	−7	−12	−7	−10	−15	−19	−11	−16	−21	−25
» 10 » 18	+4	+2	−4	+5,5	+2	−4	+9	+6	0	−5	+13	+8	+2	−3
	−4	−6	−12	−5,5	−9	−15	−9	−12	−18	−23	−13	−19	−25	−30
» 18 » 30	+4,5	+1	−5	+6,5	+2	−4	+10	+6	0	−7	+16	+10	+4	−3
	−4,5	−8	−14	−6,5	−11	−17	−10	−15	−21	−28	−16	−23	−29	−36
» 30 » 50	+5,5	+2	−5	+8	+3	−4	+12	+7	0	−8	+19	+12	+5	−3
	−5,5	−9	−16	−8	−13	−20	−12	−18	−25	−33	−19	−27	−34	−42
» 50 » 80	+6,5	+3	−6	+9,5	+4	−5	+15	+9	0	−9	+23	+14	+5	−4
	−6,5	−10	−19	−9,5	−15	−24	−15	−21	−30	−39	−23	−32	−41	−50
» 80 » 120	+7,5	+2	−8	+11	+4	−6	+17	+10	0	−10	+27	+16	+6	−4
	−7,5	−13	−23	−11	−18	−28	−17	−25	−35	−45	−27	−38	−48	−58
» 120 » 180	+9	+3	−9	+12,5	+4	−8	+20	+12	0	−12	+31	+20	+8	−4
	−9	−15	−27	−12,5	−21	−33	−20	−28	−40	−52	−31	−43	−55	−67
» 180 » 250	+10	+2	−11	+14,5	+5	−8	+23	+13	0	−14	+36	+22	+9	−5
	−10	−18	−31	−14,5	−24	−37	−23	−33	−46	−60	−36	−50	−63	−77
» 250 » 315	+11,5	+3	−13	+16	+5	−9	+26	+16	0	−14	+40	+25	+9	−5
	−11,5	−20	−36	−16	−27	−41	−26	−36	−52	−66	−40	−56	−72	−86
« 315 » 400	+12,5	+3	−14	+18	+7	−10	+28	+17	0	−16	+44	+28	+11	−5
	−12,5	−22	−39	−18	−29	−46	−28	−40	−57	−73	−44	−61	−78	−94
» 400 » 500	+13,5	+2	−16	+20	+8	−10	+31	+18	0	−17	+48	+29	+11	−6
	−13,5	−25	−43	−20	−32	−50	−31	−45	−63	−80	−48	−68	−86	−103

1.32. Предельные отклонения отверстия $\begin{pmatrix} ES \\ EI \end{pmatrix}$, мкм, в системе вала для посадок с натягом при размерах до 500 мм. Квалитеты 5—8-й

Номинальный размер, мм	Поле допуска							
	N5	N6	P6	P7	R7	S7	T7	U8
От 1 до 3	−4 −8	−4 −10	−6 −12	−6 −16	−10 −20	−14 −24	—	−18 −32
Св. 3 » 6	−7 −12	−5 −13	−9 −17	−8 −20	−11 −23	−15 −27	—	−23 −41
» 6 » 10	−8 −14	−7 −16	−12 −21	−9 −24	−13 −28	−17 −32	—	−28 −50
» 10 » 18	−9 −17	−9 −20	−15 −26	−11 −29	−16 −34	−21 −39	—	−33 −60
» 18 » 24	−12 −21	−11 −24	−18 −31	−14 −35	−20 −41	−27 −48	—	−41 −74
» 24 » 30	−12 −21	−11 −24	−18 −31	−14 −35	−20 −41	−27 −48	−33 −54	−48 −81
» 30 » 40	−13 −24	−12 −28	−21 −37	−17 −42	−25 −50	−34 −59	−39 −64	−60 −99
» 40 » 50	−13 −24	−12 −28	−21 −37	−17 −42	−25 −50	−34 −59	−45 −70	−70 −109
» 50 » 65	−15 −28	−14 −33	−26 −45	−21 −51	−30 −60	−42 −72	−55 −85	−87 −133
» 65 » 80	−15 −28	−14 −33	−26 −45	−21 −51	−32 −62	−48 −78	−64 −94	−102 −148
» 80 » 100	−18 −33	−16 −38	−30 −52	−24 −59	−38 −73	−58 −93	−78 −113	−124 −178
» 100 » 120	−18 −33	−16 −38	−30 −52	−24 −59	−41 −76	−66 −101	−91 −126	−144 −198
» 120 » 140	−21 −39	−20 −45	−36 −61	−28 −68	−48 −88	−77 −117	−107 −147	−170 −233
» 140 » 160	−21 −39	−20 −45	−36 −61	−28 −68	−50 −90	−85 −125	−119 −159	−190 −253
» 160 » 180	−21 −39	−20 −45	−36 −61	−28 −68	−53 −93	−93 −133	−131 −171	−210 −273
» 180 » 200	−25 −45	−22 −51	−41 −70	−33 −79	−60 −106	−105 −151	−149 −195	−236 −308
» 200 » 225	−25 −45	−22 −51	−41 −70	−33 −79	−63 −109	−113 −159	−163 −209	−258 −330

Номинальный размер, мм	Поле допуска							
	N5	N6	P6	P7	R7	S7	T7	U8
Св. 225 до 250	—25 —45	—22 —51	—41 —70	—33 —79	—67 —113	—123 —169	—179 —225	—284 —356
» 250 » 280	—27 —50	—25 —57	—47 —79	—36 —88	—74 —126	—138 —190	—198 —250	—315 —396
» 280 » 315	—27 —50	—25 —57	—47 —79	—36 —88	—78 —130	—150 —202	—220 —272	—350 —431
» 315 » 355	—30 —55	—26 —62	—51 —87	—41 —98	—87 —144	—169 —226	—247 —304	—390 —479
» 355 » 400	—30 —55	—26 —62	—51 —87	—41 —98	—93 —150	—187 —244	—273 —330	—435 —524
» 400 » 450	—33 —60	—27 —67	—55 —95	—45 —108	—103 —166	—209 —272	—307 —370	—490 —587
» 450 » 500	—33 —60	—27 —67	—55 —95	—45 —108	—109 —172	—229 —292	—337 —400	—540 —637

При одном номинальном размере границу разных предельных отклонений обозначают тонкой линией с указанием длины участка (рис. 1.16).

Предельные отклонения можно не назначать для справочных размеров; размеров, отмеченных знаком «≈»; размеров, имеющих припуск на пригонку. Для несопрягаемых и невысокой точности размеров предельные отклонения отмечают в технических требованиях общей записью, не проставляя их рядом с номинальными размерами (неуказанные предельные отклонения).

Неуказанные предельные отклонения предусматривают для трех видов размеров: валов, отверстий и размеров, которые не относятся к отверстиям и валам (расстояния между отверстиями, размеры уступов, глубин отверстий и т. п.). ГОСТ 25670—83 (СТ СЭВ 302—76) устанавливает четыре варианта назначения неуказанных предельных отклонений. Наиболее часто применяют первый вариант: для размеров отверстий назначают поля допусков H12—H17,

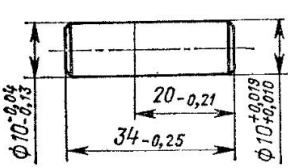
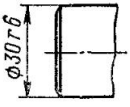
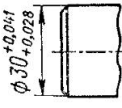
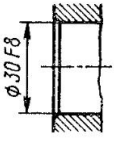
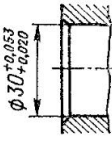
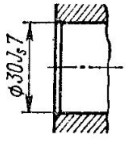
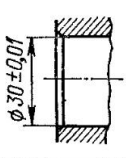
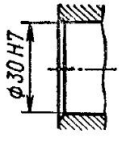
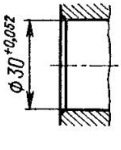
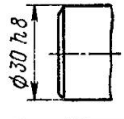
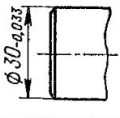


Рис. 1.16. Пример указания разных предельных отклонений при одном номинальном размере

1.33. Примеры обозначений полей допусков

Обозначение		Отклонение, мкм	
буквенное	числовое	верхнее	нижнее
		es = +41	ei = +28
		ES = +53	EI = +20
		ES = +10	EI = −10
		ES = +52	EI = 0
		es = 0	ei = −33

для размеров валов — h12—h17, а для размеров, не относящихся к отверстиям и валам, — симметричные отклонения по классу точности. Стандарт предусматривает следующие обозначения допусков по классам точности: t_1 — точный; t_2 — средний; t_3 — грубый; t_4 — очень грубый. Уровень точности неуказанных предельных отклонений для всех размеров детали должен быть один: полям допусков H12—H13 и h12—h13 должен соответствовать допуск t_1; H14—H15 и h14—h15 — t_2; H16 и h16 — t_3; H17 и h17 — t_4.

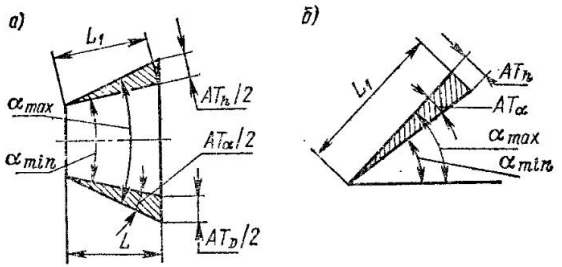


Рис. 1.17. Параметры, характеризующие точность угловых размеров

В ряде случаев вместо допусков по классам точности могут быть назначены симметричные отклонения по квалитетам, обозначаемые буквами IT ($\pm$IT14/2). Обычно для металлических деталей, обрабатываемых резанием, применяют средний класс точности. В технических требованиях при этом делают запись: «*Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий по* H14, *валов по* h14, *остальных* $\pm t_2/2$ (или $\pm$IT14/2)».

ГОСТ 8908—81 (СТ СЭВ 178—75 и СТ СЭВ 513—77) устанавливает 17 степеней точности допусков углов конусов и призматических элементов. *Точность угловых размеров* конических (рис. 1.17, *а*) и призматических (рис. 1.17, *б*) деталей характеризуется: допуском угла AT_α, который определяется угловыми единицами; допуском угла AT_h и допуском угла конуса AT_D, измеряемые единицами длины (мкм). В табл. 1.34 даны значения допусков углов в зависимости от степени точности.

На чертежах рекомендуется применять допуск AT_α. Допуск AT_h назначают для призматических деталей и деталей с конусностью более 1 : 3 с учетом длины образующей конуса L_1. Допуск AT_D указывают на размерах деталей с конусностью не более 1 : 3, принимая $L_1 = L$. При конусности не более 1 : 3 $AT_h \approx AT_D$. Если конусность более 1 : 3, то значения AT_D при номинальном угле α рассчитывают по формуле

$$AT_D = AT_h/\cos(\alpha/2).$$

В буквенных обозначениях допусков углов добавляют требуемую степень точности: AT4, AT5 и т. д. Допуски углов могут быть положительными (+AT), отрицатель-

1.34. Значення допусков углов

Интервал длин L и L_1, мм	Степень точности									
	4		5		6		7		8	
	AT_α, ″	AT_h, AT_D, мкм	AT_α, ″	AT_h, AT_D, мкм	AT_α, ″	AT_h, AT_D, мкм	AT_α	AT_h, AT_D, мкм	AT_α	AT_h, AT_D, мкм
До 10	40	До 2	1′	До 3,2	1′ 40″	До 5	2′ 30″	До 8	4′	До 12,5
Св. 10 до 16	32	1,6—2,5	50	2,5—4	1′ 20″	4—6,3	2′	6,3—10	3′	10—16
» 16 » 25	26	2—3,2	40	3,2—5	1′	5—8	1′ 40″	8—12,5	2′ 30″	12,5—20
» 25 » 40	20	2,5—4	32	4—6,3	50	6,3—10	1′ 20″	10—16	2′	16—20
» 40 » 63	16	3,2—5	26	5—8	40	8—12,5	1′	12,5—20	1′ 40″	20—32
» 63 » 100	12	4—6,3	20	6,3—10	32	10—16	50″	16—25	1′ 20″	25—40
» 100 » 160	10	5—8	16	8—12,5	26	12,5—20	40″	20—32	1′	32—50
» 160 » 250	8	6,3—10	12	10—16	20	16—25	32″	25—40	50″	40—63
» 250 » 400	6	8—12,5	10	12,5—20	16	20—32	26″	32—50	40″	50—80
» 400 » 630	5	10—16	8	16—25	12	25—40	20″	40—63	32″	63—100
» 630 » 1000	4	12,5—20	6	20—32	10	32—50	16″	50—80	26″	80—125

Продолжение табл. 1.34

Интервал длин L и L_1, мм	Степень точности							
	9		10		11		12	
	AT_α	AT_h, AT_D, мкм	AT_α, ′	AT_h, AT_D, мкм	AT_α, ′	AT_h, AT_D, мкм	AT_α, ′	AT_h, AT_D, мкм
До 10	6′	До 20	10	До 32	16	До 50	26	До 80
Св. 10 до 16	5′	16—25	8	25—40	12	40—63	20	63—100
» 16 » 25	4′	20—32	6	32—50	10	50—80	16	80—125
» 25 » 40	3′	25—40	5	40—63	8	63—100	12	100—160
» 40 » 63	2′ 30″	32—50	4	50—80	6	80—125	10	125—200
» 63 » 100	2′	40—63	3	63—100	5	100—160	8	160—250
» 100 » 160	1′ 40″	50—80	2′ 30″	80—125	4	125—200	6	200—320
» 160 » 250	1′ 20″	63—100	2	100—160	3	160—250	5	250—400
» 250 » 400	1′	80—125	1′ 40″	125—200	2′ 30″	200—320	4	320—500
» 400 » 630	50″	100—160	1′ 20″	160—250	2	250—400	3	400—630
» 630 » 1000	40″	125—200	1	200—320	1′ 40″	320—500	2′ 30″	500—800

ными (—АТ) и симметричными (±АТ/2). Неуказанными предельными отклонениями углов являются ±АТ16/2 или ±АТ17/2.

Литература [9, 40].

1.8. Точность геометрических форм

Номинальные поверхности, обозначаемые на чертежах, отличаются от реальных поверхностей изготовленных деталей. В результате отклонений реальной формы от номинальной один размер в различных поперечных сечениях детали является величиной переменной. Для обеспечения требуемой точности деталей нормируются отклонения формы и расположения поверхностей.

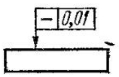
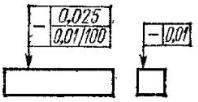
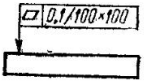
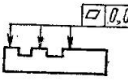
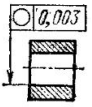
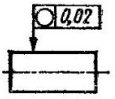
Отклонения формы и расположения поверхностей количественно оценивают, пользуясь принципом прилегающих прямых, окружностей, плоскостей и цилиндров, соприкасающихся с реальной формой и расположенных вне материала детали. *Отклонение формы* Δ определяют наибольшим расстоянием от точек реальной поверхности до прилегающих линий или поверхностей, которое измеряется по нормали к прилегающим элементам. Наибольшее допускаемое отклонение является *допуском формы* Т.

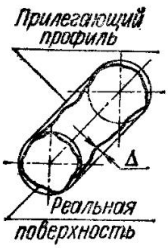
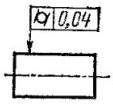
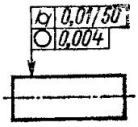
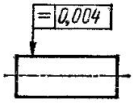
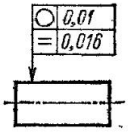
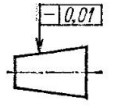
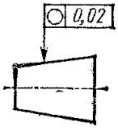
Термины и определения, относящиеся к отклонениям и допускам формы и расположения поверхностей, установлены ГОСТ 24642—81 (СТ СЭВ 301—76). Указания на чертежах допусков формы и расположения поверхностей, а также условные знаки для их обозначений предусмотрены ГОСТ 2.308—79* (СТ СЭВ 368—76). Основные виды отклонений формы и примеры обозначений допусков формы на чертежах даны в табл. 1.35.

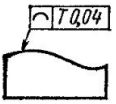
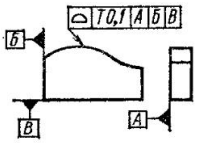
Численные значения допусков плоскостности и прямолинейности (табл. 1.36), цилиндричности, круглости и профиля продольного сечения (табл. 1.37) регламентированы ГОСТ 24643—81 (СТ СЭВ 636—77). Частными видами отклонений от круглости являются овальность и огранка, а профиля продольного сечения — конусообразность, бочкообразность и седлообразность.

Отклонения расположения реальных поверхностей измеряют относительно баз, заменяя реальные поверхности прилегающими. За базы могут быть приняты поверхности, линии (оси цилиндрических поверхностей), точки (центры сферических поверхностей) и плоскости симметрии. Основные виды отклонений и примеры обозначений допусков расположения поверхностей даны в табл. 1.38.

1.35. Отклонения формы и примеры обозначений допусков формы на чертежах

Форма поверхности	Вид отклонения	Пример обозначения допуска	Пояснение
Плоская	Отклонение от прямолинейности в плоскости 		Допуск прямолинейности поверхности Т = = 0,01 мм
			Допуск прямолинейности поверхности в продольном направлении Т = 0,025 мм на всей длине и Т = 0,01 мм на длине 100 мм; в поперечном направлении Т = = 0,01 мм
	Отклонение от плоскостности 		Допуск плоскостности поверхности Т = = 0,01 мм
			Допуск плоскостности поверхности Т = = 0,1 мм на площади 100×100 мм
			Допуск плоскостности каждой поверхности Т = 0,01 мм
Цилиндрическая	Отклонение от круглости 		Допуск круглости отверстия Т = 0,003 мм
			Допуск круглости вала Т = = 0,02 мм

Форма поверхности	Вид отклонения	Пример обозначения допуска	Пояснение
Цилиндрическая	Отклонение от цилиндричности 		Допуск цилиндричности вала $T = 0{,}04$ мм
			Допуск цилиндричности вала $T = 0{,}01$ на длине 50 мм. Допуск круглости $T = 0{,}004$ мм
	Отклонение профиля продольного сечения		Допуск профиля продольного сечения вала $T = 0{,}004$ мм
			Допуск круглости $T = 0{,}01$ мм. Допуск профиля продольного сечения $T = 0{,}016$ мм
Коническая	Отклонение от прямолинейности		Допуск прямолинейности образующей конуса $T = 0{,}01$ мм
	Отклонение от круглости		Допуск круглости конуса $T = 0{,}02$ мм

Форма поверхности	Вид отклонения	Пример обозначения допуска	Пояснение
Криволинейная	Отклонение формы заданного профиля 		Допуск формы заданного профиля T = 0,04 мм
	Отклонение формы заданной поверхности 		Допуск формы заданной поверхности относительно поверхностей А, Б и В T = 0,1 мм

1.36. Значения допусков прямолинейности и плоскостности, мкм

Номинальная длина, мм	Степень точности											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
До 10	0,25	0,4	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40
Св. 10 до 16	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50
» 16 » 25	0,4	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60
» 25 » 40	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80
» 40 » 63	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100
» 63 » 100	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120
» 100 » 160	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160
» 160 » 250	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200
» 250 » 400	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250
» 400 » 630	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300
» 630 » 1000	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400

1.37. Значения допусков круглости, цилиндричиости и профиля продольиого сечеиия, мкм

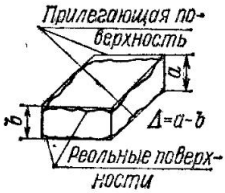
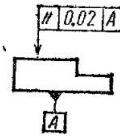
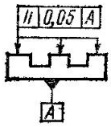
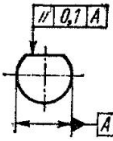
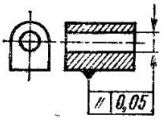
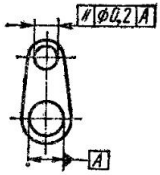
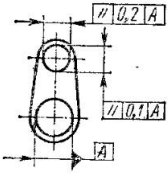
Номинальный диаметр, мм	Степень точности											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
До 3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50
Св. 3 до 10	0,4	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60
» 10 » 18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80
» 18 » 30	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100
» 30 » 50	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120
» 50 » 120	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160
» 120 » 250	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200
» 250 » 400	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250
» 400 » 630	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300
» 630 » 1000	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400

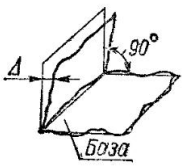
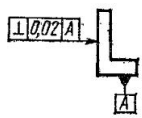
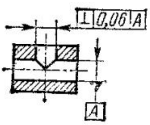
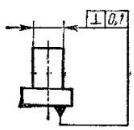
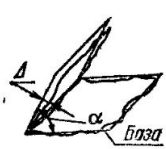
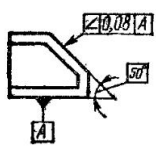
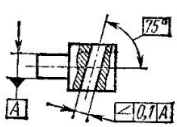
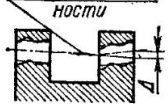
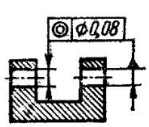
Точность расположения поверхностей устанавливают также суммарными допусками формы и расположения (табл. 1.39). *Радиальное биение* является результатом совместного проявления отклонения центра профиля относительно базовой оси и отклонения от круглости. Полное радиальное биение включает в себя отклонения от соосности и цилиндричности. Сумма отклонения от перпендикулярности торца базовой оси и отклонений точек, лежащих на некотором диаметре d, от плоскости торцовой поверхности является причиной *торцового биения*. Для оценки полного торцового биения отсчет отклонений ведут с учетом наибольшего и наименьшего диаметров торцовой поверхности. Биение в заданном направлении является результатом совместного проявления отклонений формы и расположения оси рассматриваемой поверхности относительно базовой оси.

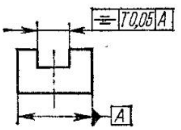
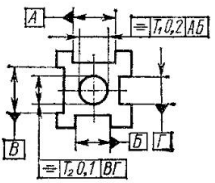
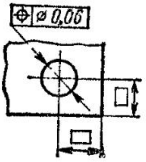
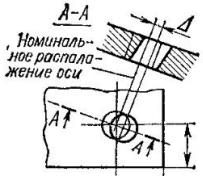
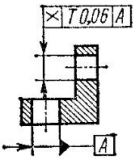
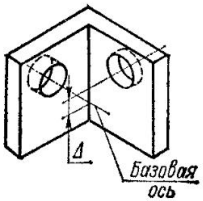
Численные значения допусков расположения и суммарных допусков формы и расположения даны в табл. 1.40 и 1.41.

Перед численными значениями допусков указывают символы: $\varnothing$ — если поле допуска задано его диаметром, R — если поле допуска задано радиусом (символы $\varnothing$ и R указывают для позиционного допуска и допуска соосности). Если допуски симметричности, пересечения осей, формы заданного профиля и заданной поверхности указаны в диаметральном выражении, то применяют символ Т (в радиусном выражении — Т/2).

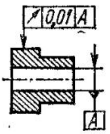
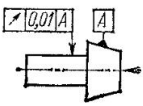
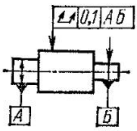
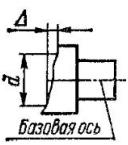
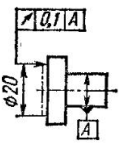
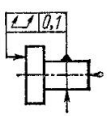
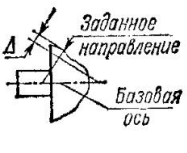
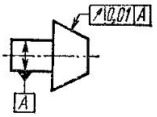
1.38. Отклонения расположения поверхностей и примеры обозначения допусков на чертежах

Вид отклонения	Пример обозначения допуска	Пояснение
Отклонение от параллельности плоскостей, осей или прямых 		Допуск параллельности поверхности относительно поверхности A 0,02 мм
		Допуск параллельности каждой поверхности относительно поверхности A 0,05 мм
		Допуск параллельности плоской поверхности относительно оси цилиндрической поверхности 0,1 мм
		Допуск параллельности оси отверстия относительно основания 0,05 мм
		Допуск параллельности оси отверстия относительно оси отверстия A ⌀ 0,2 мм
		Допуск параллельности осей отверстий в общей плоскости 0,1 мм. Допуск перекоса осей отверстий 0,2 мм. Базой является ось отверстия A

Вид отклонения	Пример обозначения допуска	Пояснение
Отклонение от перпендикулярности плоскостей, осей или прямых 		Допуск перпендикулярности поверхности относительно основания 0,02 мм
		Допуск перпендикулярности оси отверстия относительно оси отверстия *A* 0,06 мм
		Допуск перпендикулярности оси выступа относительно торцовой поверхности 0,1 мм
Отклонение наклона плоскости, оси или прямой 		Допуск наклона поверхности относительно основания 0,08 мм
		Допуск наклона оси отверстия относительно оси вала 0,1 мм
Отклонение от соосности 		Допуск соосности отверстия относительно отверстия ∅ 0,08 мм

Вид отклонения	Пример обозначения допуска	Пояснение
Отклонение от симметричности		Допуск симметричности паза T 0,05 мм. База — плоскость симметрии поверхностей *A*
		Допуск симметричности оси отверстия относительно общей плоскости симметрии пазов *АБ* T 0,2 мм и относительно общей плоскости симметрии пазов *ВГ* T 0,1 мм
Позиционное отклонение		Позиционный допуск оси отверстия ⌀ 0,06 мм
		
Отклонение от пересечения осей		Допуск пересечения осей отверстий T 0,06 мм
		

1.39. Отклонения формы и расположения поверхностей и примеры обозначений суммарных допусков на чертежах

Вид отклонения	Пример обозначения допуска	Пояснение
Радиальное биение 		Допуск радиального биения наружной поверхности бурта относительно оси отверстия 0,01 мм
		Допуск радиального биения вала относительно оси конуса 0,01 мм
		Допуск полного радиального биения относительно общей оси поверхностей *А* и *Б* 0,1 мм
Торцовое биение 		Допуск торцового биения на диаметре 20 мм относительно оси поверхности *А* 0,1 мм
		Допуск полного торцового биения поверхности относительно оси вала 0,1 мм
Биение в заданном направлении 		Допуск биения конуса относительно оси вала в направлении, перпендикулярном к образующей конуса, 0,01 мм

1.40. Значения допусков параллельности, перпендикулярности, наклона, торцового биения и полного торцового биения, мкм

Номинальная длина, мм	Степень точности											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
До 10	0,4	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60
Св. 10 до 16	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80
» 16 » 25	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100
» 25 » 40	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120
» 40 » 63	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160
» 63 » 100	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200
» 100 » 160	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250
» 160 » 250	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300
» 250 » 400	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400
» 400 » 630	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500
» 630 » 1000	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600

1.41. Значения допусков соосности, симметричности, пересечения осей, радиального биения и полного радиального биения, мкм

Номинальная длина, мм	Степень точности											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
До 3	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120
Св. 3 до 10	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160
» 10 » 18	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200
» 18 » 30	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250
» 30 » 50	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300
» 50 » 120	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400
» 120 » 250	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500
» 250 » 400	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600
» 400 » 630	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800
» 630 » 1000	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000

Если поле допуска сферическое, то перед символами $\varnothing$ или R пишут слово «сфера» (рис. 1.18, *а*). Допуск формы или расположения, значение которого не зависит от действительных размеров нормируемой или базовой поверхности, называют *независимым*. *Зависимым* является переменный допуск, максимальное значение которого может быть превышено на разность наибольшего предельного и действительного размеров для валов или разность действительного и наименьшего предельного размеров для отверстия.

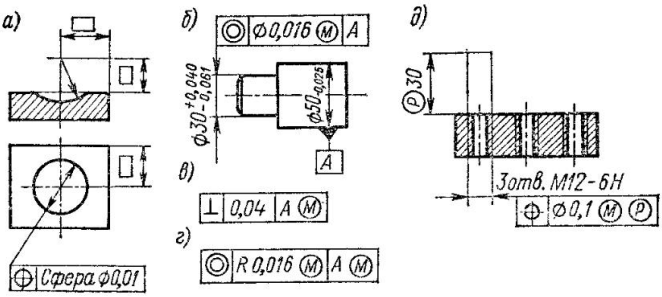


Рис. 1.18. Примеры указаний допусков формы и расположения на чертежах

Зависимый допуск назначают тогда, когда сборка деталей осуществляется при сопряжении по нескольким поверхностям. Его обозначают условным знаком Ⓜ после численного значения допуска, если он связан с действительным размером элемента (рис. 1.18, *б*); после буквенного обозначения базы, если допуск связан с действительными размерами базового элемента (рис. 1.18, *в*); после численного значения допуска и буквенного обозначения базы, если допуск связан с действительными размерами рассматриваемого и базового элементов (рис. 1.18, *г*).

При необходимости обеспечить точное положение детали, устанавливаемой в нормируемое допуском расположения отверстие, поле допуска распространяют за пределы поверхности детали. В этом случае длину и расположение выступающего элемента изображают тонкими линиями, а перед размером длины и после численного значения допуска расположения указывают условный знак Ⓟ (рис. 1.18, *д*).

Для каждого вида допуска формы и расположения ГОСТ 24643—81 устанавливает 16 степеней точности. Степени точности рекомендуется назначать с учетом способа обработки поверхностей:

1—2 — доводка, суперфиниширование, тонкое шабрение, алмазное растачивание;

3—4 — доводка, хонингование, шлифование, шабрение повышенной точности;

5—6 — шлифование, шабрение, тонкое развертывание, обтачивание и фрезерование повышенной точности;

7—8 — грубое шлифование, фрезерование, строгание,

протягивание, чистовые обтачивание и растачивание, зенкерование и сверление повышенной точности;

9—10 — фрезерование, строгание, обтачивание, долбление, сверление, развертывание по кондуктору, литье под давлением;

11—12 — грубая механическая обработка всех видов;

13—16 — все виды обработки поверхностей низкой точности.

На чертежах указывают допуски формы и расположения для наиболее ответственных поверхностей. Для остальных поверхностей ГОСТ 25069—81 предусматривает три группы неуказанных допусков формы и расположения. Для плоскостности, прямолинейности, цилиндричности, круглости, профиля продольного сечения и параллельности допускаются любые отклонения в пределах поля допуска размера рассматриваемого элемента. Для перпендикулярности, соосности, симметричности, пересечения осей, радиального и торцового биений установлены численные значения неуказанных допусков, которые обеспечиваются технологическим процессом при наличии на чертеже соответствующей записи, например, «*Неуказанные допуски соосности и симметричности — по ГОСТ 25069—81*». Для других видов отклонений неуказанные допуски не установлены.

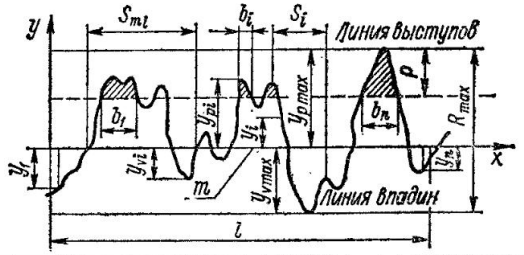
Литература [9, 40].

1.9. Шероховатость поверхностей

Термины и определения основных понятий, характеризующих шероховатость поверхностей, установлены ГОСТ 25142—82 (СТ СЭВ 1156—78). *Шероховатостью* называют совокупность неровностей поверхности с относительно малыми шагами, выделенную с помощью базовой длины. Неровности с большими шагами относят к волнистости, а с очень большими — к отклонениям формы. Для количественной оценки шероховатости поверхности ГОСТ 2789—73* (СТ СЭВ 638—77) предусматривает шесть параметров: R_a, R_z, R_{max}, S_m, S, t_p (табл. 1.42).

Шероховатость поверхности существенно влияет на зазоры и натяги в соединениях, на прочность деталей при переменных нагрузках, износостойкость, коррозионную стойкость и на другие эксплуатационные характеристики деталей. Рекомендации по определению значений параметров шероховатости поверхности конкретных деталей даны в соответствующих разделах. В тех случаях, когда

1.42. Параметры шероховатости поверхности



Обозначение	Термин	Определение
R_a	Среднее арифметическое отклонение профиля	$R_a = \frac{1}{l}\int_0^e \lvert y(x)\rvert dx \approx \approx \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\lvert y_i\rvert$
m	Средняя линия профиля	Базовая линия, имеющая форму номинального профиля и проведенная так, что в пределах базовой длины среднее квадратическое отклонение профиля до этой линии минимально
l	Базовая длина	Длина базовой линии, используемая для выделения неровностей, характеризующих шероховатость поверхности
y_i	Отклонение профиля	Расстояние между любой точкой профиля и средней линией
R_z	Высота неровностей профиля по десяти точкам	$R_z = \frac{1}{5}\left(\sum_{i=1}^{5}\lvert y_{pi}\rvert + \sum_{i=1}^{5}\lvert y_{vi}\rvert\right)$
y_{pi}	Высота i-го наибольшего выступа профиля	—

Обозначение	Термин	Определение
y_{vi}	Глубина i-й наибольшей впадины профиля	—
R_{max}	Наибольшая высота неровностей профиля	Расстояние между линиями выступов и впадин профиля в пределах базовой длины
S_m	Средний шаг неровностей профиля	$S_m = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} S_{mi}$
S_{m_i}	Шаг неровностей профиля	Длина отрезка средней линии, пересекающей профиль в трех соседних точках и ограниченной двумя крайними точками
S	Средний шаг местных выступов профиля	$S = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} S_i$
S_i	Шаг местных выступов профиля	Отрезок средней линии между проекциями на нее наивысших точек выступов
η_p	Опорная длина профиля	Сумма длин отрезков b_i, отсекаемых на заданном уровне p в материале профиля линией, эквидистаитной средней линии в пределах базовой длины, $\eta_p = \sum_{i=1}^{n} b_i$
t_p	Относительная опорная длина профиля	$t_p = \eta_p / l$

1.43. Значения базовых длин и высотных параметров шероховатости поверхностей

Базовая длина l, мм	R_a, мкм	R_z, R_{max}, мкм	Возможные способы обработки поверхности
8	100; 80; 63; 50; 40; 32; 25; 20; 16	400; 320; 250; 200; 160; 125; 100; 80; 63	Литье в песчаные формы и кокиль, горячая ковка, газовая резка, отрезка резцом, долбление, черновое фрезерование, обдирочное протачивание, черновое растачивание
2,5	12,5; 10; 8; 6,3; 5; 4	50; 40; 32; 25; 20; 16	Центробежное литье, литье в оболочковые формы, под давлением и по выплавляемым моделям, получистовое обтачивание, сверление, получистовое развертывание, зенкование
0,8	3,2; 2,5; 2; 1,6; 1,25; 1; 0,8; 0,63; 0,5	12,5; 10; 8; 6,3; 5; 4; 3,2; 2,5; 2	Холодная штамповка, тонкое строгание и фрезерование, грубое шабрение, круглое чистовое шлифование, плоское получистовое шлифование
0,25	0,4; 0,32; 025; 0,2; 0,16; 0,125; 0,1; 0,08; 0,063; 0,05; 0,04; 0,032	1,6; 1,25; 1; 0,8; 0,63; 0,5; 0,4; 0,32; 0,25; 0,2; 0,16; 0,125	Отделочное протягивание, тонкое шабрение, тонкое шлифование, прошивание, притирка, полирование, доводка, хонингование, суперфиниширование

Базовая длина l, мм	R_a, мкм	R_z, R_{max}, мкм	Возможные способы обработки поверхности
0,08	**0,025**; 0,02; 0,016; **0,012**; 0,01; 0,008	**0,1**; 0,08; 0,063; **0,05**; 0,04; 0,032 **0,025**	Отделочная зеркальная доводка

Примечание. Предпочтительные значения параметров обведены рамками.

1.44. Значения шаговых параметров шероховатости

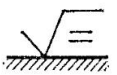
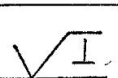
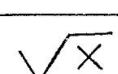
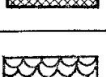
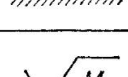
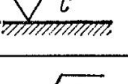
Параметр	Численные значения
S_m, S, мм	12,5 10 8 6,3 5 4 3,2 2,5 2 1,6 1,25 1 0,8 0,63 0,5 0,4 0,32 0,25 0,2 0,16 0,125 0,1 0,08 0,063 0,05 0,04 0,032 0,025 0,02 0,016 0,0125 0,01 0,008 0,006 0,005 0,004 0,003 — 0,002 —
P, % от R_{max}	90; 80; 70; 60; 50; 40; 30; 25; 20; 15; 10; 5
t_p, %	90; 80; 70; 60; 50; 40; 30; 25; 20; 15; 10

такие указания отсутствуют, то для выбора значений *высотных* параметров шероховатости R_a, R_z и R_{max} можно воспользоваться общими рекомендациями с учетом способа обработки поверхности (табл. 1.43).

Для наиболее ответственных деталей нормирование шероховатости их поверхности только высотными параметрами может оказаться недостаточным, поэтому дополнительно указывают *шаговые* параметры S_m и S, а также параметр t_p, значения которых даны в табл. 1.44.

В ряде случаев для трущихся поверхностей или поверхностей, обеспечивающих перемещение жидкостей или газов, целесообразно нормировать *направление неровностей*. ГОСТ 2.309—73* (СТ СЭВ 1632—79) предусматривает условные обозначения направлений неровностей (табл. 1.45).

1.45. Типы направлений неровностей поверхности

Тип направления по ГОСТ 2789—73*	Изображение	Обозначение на чертежах по ГОСТ 2.309—73*
Параллельный		
Перпендикулярный		
Перекрещивающийся		
Произвольный		
Кругообразный		
Радиальный		

Шероховатость поверхности может быть охарактеризована одним или несколькими параметрами. Наиболее часто назначают один параметр R_a или R_z. Параметр R_a как интегральный показатель более полно оценивает шероховатость и поэтому является предпочтительным. Параметры R_z и R_{max} указывают тогда, когда необходимо ограничить полную высоту неровностей и когда контроль параметра R_a затруднен из-за малых размеров (например, деталей часовых механизмов). Направление неровностей и параметры S_m, S, t_p назначают для поверхностей в целях обеспечения важных эксплуатационных свойств деталей (табл. 1.46).

ГОСТ 2.309—73* устанавливает структуру обозначений шероховатости поверхности на чертежах (рис. 1.19, *а*). При указании двух и более параметров шероховатости их значения записывают сверху вниз в следующем по-

1.46. Рекомендации по нормированию параметров шероховатости, обеспечивающих повышение эксплуатационных свойств поверхностей

Эксплуатационное свойство поверхности детали	Параметр шероховатости					
	R_a (R_z)	R_{max}	S_m	S	t_p	Направление неровностей
Износостойкость при всех видах трения	+	—	—	—	+	+
Виброустойчивость	+	—	+	+	—	+
Контактная жесткость	+	—	—	—	+	—
Прочность соединения	+	—	—	—	—	—
Прочность при циклических нагрузках	—	+	+	+	—	+
Герметичность соединения	+	+	—	—	+	—
Сопротивление в волноводах	+	—	+	+	—	—

Примечание. Знаком плюс обозначена необходимость нормирования данного параметра.

рядке: параметр высоты неровностей профиля в микрометрах; параметр шага неровностей в миллиметрах и относительную опорную длину в процентах.

Значения параметра R_a указывают без символа, например $R_a \leqslant 0{,}1$ мкм (рис. 1.19, *б*). Для остальных параметров шероховатости указание символов обязательно ($R_{max}40$; R_z20; $S0{,}032$; $S_m0{,}63$; $t_{50}70$). В обозначении шероховатости могут быть даны пределы значений параметра, размещенные в две строки с расположением в верхней строке более грубой шероховатости, например,

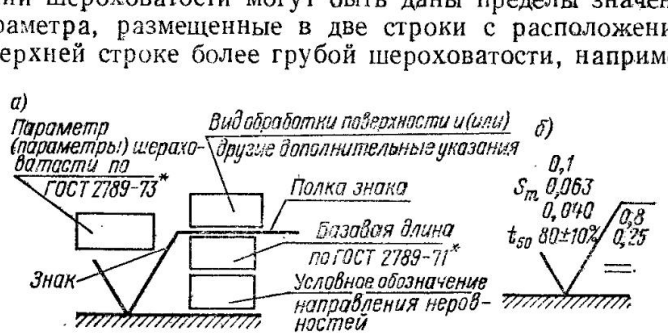
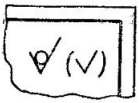
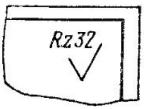
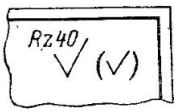
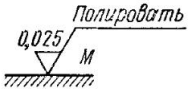
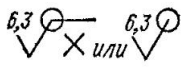
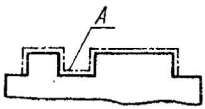


Рис. 1.19. Структура обозначений шероховатости поверхности на чертежах

1.47. Обозначение шероховатости поверхности

Изображение	Пояснение
	При указании только параметра шероховатости применяют знак без полки ($R_a \leqslant \leqslant 0{,}4$ мкм)
	Знак, обозначающий, что поверхность должна быть образована удалением слоя материала точением, фрезерованием, сверлением, шлифованием и т. п.
	Знак для поверхности, которая образуется без удаления слоя материала (литьем, ковкой, штамповкой, прокатом и т. п.)
	Обозначение располагают в правом верхнем углу чертежа. Оно указывает, что часть поверхностей деталей по данному чертежу не выполняется
	Все поверхности детали имеют одинаковую шероховатость. В этом случае обозначение шероховатости на изображение не наносят
	Все поверхности, на которых на изображении детали не указаны обозначения шероховатости, должны иметь шероховатость $R_z = 40$
	Вид обработки указывают, если он является единственным для данной поверхности
	Знак наносят один раз для поверхностей с одинаковой шероховатостью, образующих неразрывный контур

Изображение	Пояснение
	Для поверхностей сложной конфигурации с одинаковой шероховатостью дают буквенное обозначение. В технических требованиях указывают: «Шероховатость поверхности A — R_z 10»

параметр S_m изменяется в пределах от 0,063 до 0,040 мм (рис. 1.19, *б*). Относительная опорная длина обозначается величиной t_p, например $t_p = 80$ %, в индексе указывают уровень сечения профиля $p = 50$ % и предельные отклонения параметра $t_p \pm 10$ % (рис. 1.19, *б*). Предельные отклонения могут быть приведены и для других параметров: 1 ± 20 % ($R_a = 0{,}8 \div 1{,}2$ мкм); $R_z80_{-10\%}$ ($R_z = 72 \div 80$ мкм) и т. п.

Базовые длины, установленные для параметров R_a, R_z и R_{max} ГОСТ 2789—73* (см. табл. 1.43), в условных обозначениях не указывают. Стандартные базовые длины обозначают для шаговых параметров и параметра t_p, например для параметра S_m $l = 0{,}8$ мм, для параметра t_p $l = 0{,}25$ мм (рис. 1.19, *б*).

В табл. 1.47 даны некоторые правила нанесения обозначений шероховатости поверхности на чертежах. Обозначения шероховатости поверхностей на изображении детали располагают на контурных и выносных линиях, а также на полках линий-выносок. Для повторяющихся конструктивных элементов (отверстий, пазов и т. п.), число которых указано на чертеже, обозначение шероховатости наносят один раз. К повторяющимся элементам не относятся симметрично расположенные поверхности

Литература [9, 40].

Глава 2

ДЕТАЛИ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

2.1. Резьбовые детали

Общие сведения о резьбах

В изделиях машино- и приборостроения более половины деталей являются резьбовыми. Широкое распространение резьбовых деталей обусловлено их высокой прочностью и надежностью, удобством сборки и разборки, точностью их относительного положения в сборочных единицах и взаимозаменяемостью. Применяемые резьбы можно классифицировать по нескольким признакам (рис. 2.1). Профили выступов и канавок в плоскости осевого сечения резьб, основные размеры, допуски и посадки для большинства резьб регламентированы стандартами (табл. 2.1). Не стандартизованы прямоугольные резьбы и их разновидность — квадратные.

Крепежные резьбы предназначены для точной фиксации положения деталей в неподвижных соединениях. В качестве крепежных используют цилиндрические треугольные и круглые резьбы. *Кинематические* резьбы являются основными элементами винтовых механизмов, служащих для преобразования вращательного движения в поступательное. В этих целях применяют треугольные, трапецеидальные и прямоугольные резьбы. С помощью *силовых* резьб создают значительные осевые нагрузки, необходимые для осуществления различных технологических операций (в механических прессах, нажимных устройствах и т. п.). Функции силовых резьб выполняют трапецеидальные, упорные и прямоугольные резьбы. *Уплотнительные* резьбы обеспечивают герметичное соединение деталей, препятствующее проникновению жидких и газообразных сред. К этим резьбам относятся все виды конических резьб и некоторые круглые.

2.1. Стандарты на резьбы

Резьба	Профиль	Диаметры и шаги	Основные размеры	Допуски и посадки
Метрическая общего назначения	ГОСТ 9150—81 (СТ СЭВ 180—75)	ГОСТ 8724—81 (СТ СЭВ 181—75)	ГОСТ 24705—81 (СТ СЭВ 182—75)	ГОСТ 16093—81 (СТ СЭВ 640—77), ГОСТ 24834—81 (СТ СЭВ 305—76), ГОСТ 4608—81 (СТ СЭВ 306—76), ГОСТ 9000—81 (СТ СЭВ 837—78)
Метрическая для приборостроения	ГОСТ 9150—81 (СТ СЭВ 180—75)	ГОСТ 16967—81 (СТ СЭВ 183—75)	ГОСТ 24706—81 (СТ СЭВ 184—75)	ГОСТ 16093—81 (СТ СЭВ 640—77)
Метрическая для деталей из пластмасс	ГОСТ 11709—81 (СТ СЭВ 1158—78)			
Трапецеидальная однозаходная	ГОСТ 9484—81 (СТ СЭВ 146—78)	ГОСТ 24738—81 (СТ СЭВ 639—77)	ГОСТ 24737—81 (СТ СЭВ 838—78)	ГОСТ 9562—81 (СТ СЭВ 836—78)
Трапецеидальная многозаходная	ГОСТ 24739—81 (СТ СЭВ 185—79)			

Окулярная	ГОСТ 5359—77*	
Упорная	ГОСТ 10177—82 (СТ СЭВ 1781—79)	ГОСТ 25096—82 (СТ СЭВ 2058—79)
Трубная цилиндрическая	ГОСТ 6357—81 (СТ СЭВ 1157—78)	
Метрическая коническая	ГОСТ 25229—82 (СТ СЭВ 304—76)	
Трубная коническая	ГОСТ 6211—81 (СТ СЭВ 1159—78)	
Коническая вентилей и баллонов для газов	ГОСТ 9909—81 (СТ СЭВ 2056—79)	
Круглая общего назначения	СТ СЭВ 3293—81	СТ СЭВ 3962—83
Круглая для санитарно-технической арматуры	ГОСТ 13536—68	
Круглая для цоколей и патронов электроламп	СТ СЭВ 783—77	

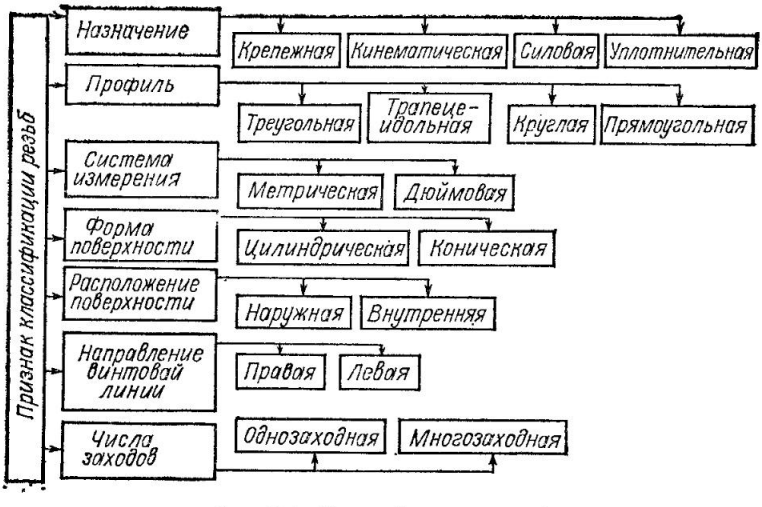


Рис. 2.1. Классификация резьб

В зависимости от принятой системы измерения линейных размеров резьбы подразделяются на *метрические* и *дюймовые*. Дюймовые резьбы применяют сравнительно редко, главным образом для герметичного соединения трубопроводной арматуры.

Направление винтовой линии резьбы может быть правым и левым. При вращении стержня с *правой* резьбой по часовой стрелке выступ удаляется вдоль оси от наблюдателя (рис. 2.2, *а*), при вращении стержня с *левой* резьбой — к наблюдателю (рис. 2.2, *б*). Крепежные резьбы в основном имеют правое направление винтовой линии. Левую резьбу назначают для соединений, в которых возможно самоотвинчивание правой резьбы, а также при конструировании резьбовых муфт («римских» гаек), обеспечивающих при вращении в одном направлении перемещение резьбовых стержней навстречу друг другу или в противоположные стороны. Условное обозначение левой резьбы всех видов дополняется буквами *LH*.

Начало выступа резьбы называют заходом. *Однозаходная* резьба образована одним выступом. В *многозаходных* резьбах имеются несколько выступов с равномерно расположенными заходами (рис. 2.2, *в*). Многозаходные резьбы используют в винтовых механизмах для получения больших осевых перемещений резьбового стержня

или детали с резьбовым отверстием при малых углах поворота. За один оборот подвижная деталь получит линейное осевое перемещение, равное ходу резьбы,

$$P_h = Pn, \qquad (2.1)$$

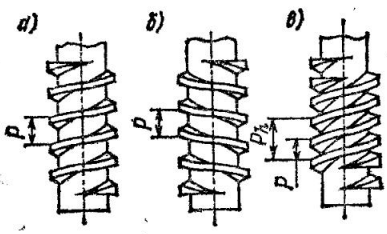


Рис. 2.2. Одно- и многозаходные резьбы

где P — шаг резьбы — расстояние вдоль оси резьбы между средними точками ближайших одноименных боковых сторон профиля; n — число заходов.

Метрическая резьба. К метрическим резьбам относятся цилиндрические резьбы с треугольным профилем (рис. 2.3).

Основными геометрическими параметрами метрической резьбы являются:

d, D — наружный диаметр — диаметр воображаемого цилиндра, описанного вокруг вершин наружной или впадин внутренней резьбы; диаметр d является номинальным, условно характеризующим размеры резьбы и используемым при ее обозначении;

d_2, D_2 — средний диаметр — диаметр воображаемого цилиндра, каждая образующая которого пересекает про-



Рис. 2.3. Основные геометрические параметры цилиндрической метрической резьбы

филь так, что ее отрезки, образованные при пересечении с канавкой, равны половине шага P,

$$d_2 = D_2 = d - 0{,}649519053P; \qquad (2.2)$$

d_1, d_3, D_1 — внутренний диаметр — диаметр воображаемого цилиндра, вписанного во впадины наружной или вершины внутренней резьбы,

$$d_1 = D_1 = d - 1{,}082531755P; \qquad (2.3)$$

$$d_3 = d - 1{,}226869322P; \qquad (2.4)$$

значения d_3 учитывают в расчетах на прочность;

H — высота исходного треугольника, вершины которого образуются точками пересечения продолженных боковых сторон профиля,

$$H = 0{,}866025404P;$$

H_1 — рабочая высота профиля — длина проекции участка взаимного перекрытия профилей сопрягаемых наружной и внутренней резьб на перпендикуляр к оси резьбы,

$$H_1 = 0{,}541265877P; \qquad (2.5)$$

R — радиус впадины резьбы, $R = 0{,}144337567P$;

α — угол профиля, для профилей по ГОСТ 9150—81 $\alpha = 60°$;

ψ — угол подъема — угол, образованный касательной к винтовой линии, описываемой средней точкой боковой стороны профиля, и плоскостью, перпендикулярной к оси резьбы,

$$\operatorname{tg} \psi = P_h/(\pi d_2). \qquad (2.6)$$

Для метрических резьб общего назначения ГОСТ 8724—81 предусматривает три ряда номинальных диаметров d от 0,25 до 600 мм (табл. 2.2). Различают метрические резьбы с крупным и мелким шагами. Профили резьб с крупным и мелким шагами геометрически подобны. При равных номинальных диаметрах мелкие резьбы имеют меньшую высоту исходного треугольника H, поэтому их нарезают на полых тонкостенных деталях, а также на деталях с малой длиной свинчивания.

Характер контакта профилей резьбового соединения определяет средний диаметр. В зависимости от вида сопряжения боковых сторон выступов и канавок по среднему диаметру метрические резьбы с d от 1 до 600 мм

2.2. Ряды номинальных диаметров цилиндрических метрических резьб, мм

Ряд номинальных диаметров d			Шаг P	
1-й	2-й	3-й	крупный	мелкий
0,25	—	—	0,075	—
0,3	—	—	0,08	—
—	0,35	—	0,09	—
0,4	0,45	—	0,1	—
0,5	0,55	—	0,125	—
0,6	—	—	0,15	—
—	0,7	—	0,175	—
0,8	—	—	0,2	—
—	0,9	—	0,225	—
1; 1,2	1,1	—	0,25	0,2
—	1,4	—	0,3	0,2
1,6	1,8	—	0,35	0,2
2	—	—	0,4	0,25
—	2,2	—	0,45	0,25
2,5	—	—	0,45	0,35
3	—	—	0,5	0,35
4	—	—	0,7	0,5
5	—	—	0,8	0,5
6	—	7	1	0,75; 0,5
8	—	—	1,25	1; 0,75; 0,5
10	—	—	1,5	1,25; 1; 0,75; 0,5
12	—	—	1,75	1,5; 1,25; 1; 0,75; 0,5
—	14	—	2	1,5; 1,25; 1; 0,75; 0,5
—	—	15; 17	—	1,5
16	—	—	2	1,5; 1; 0,75; 0,5
20	18; 22	—	2,5	2; 1,5; 1; 0,75; 0,5
24	27	—	3	2; 1,5; 1; 0,75
—	—	25	—	2; 1,5
30	33	—	3,5	2; 1,5; 1; 0,75
—	—	35; 40; 50	—	1,5
36	39	—	4	3; 2; 1,5; 1
42	45	—	4,5	3; 2; 1,5; 1
48	52	—	5	3; 2; 1,5; 1
—	—	55; 58; 62; 65; 70; 75	—	2; 1,5
56	—	—	5,5	4; 3; 2; 1,5; 1
64	68	—	6	4; 3; 2; 1,5; 1
72; 80	76	—	—	6; 4; 3; 2; 1,5; 1
90; 100; 110; 125; 140	85; 95; 105; 115; 120; 130; 150	135; 145	—	6; 4; 3; 2; 1,5

Продолжение табл. 2.2

Ряд номинальных диаметров d			Шаг P	
1-й	2-й	3-й	крупный	мелкий
160; 180; 200	170; 190	155; 165; 175; 185; 195	—	6; 4; 3; 2
220; 250; 280	210; 240; 260; 300	205; 215; 225; 230; 235; 245; 255; 265; 270; 275; 285; 290; 295	—	6; 4; 3
320; 360; 400	340; 380	310; 330; 350; 370; 390	—	6; 4
450; 500; 550; 600	420; 480; 520; 580	410; 430; 440; 460; 470; 490; 510; 530; 540; 560; 570; 590	—	6

Примечание. При выборе номинальных диаметров следует предпочитать первый ряд второму, а второй — третьему

2.3. Длины свинчивания метрических резьб, мм

Номинальный диаметр резьбы d	Шаг P	Длина свинчивания		
		S	N	L
От 1 до 1,4	0,2	До 0,5	Св. 0,5 до 1,4	Св. 1,4
	0,25	» 0,6	» 0,6 » 1,7	» 1,7
	0,3	» 0,7	» 0,7 » 2	» 2
Св. 1,4 до 2,8	0,2	До 0,5	Св. 0,5 до 1,5	Св. 1,5
	0,25	» 0,6	» 0,6 » 1,9	» 1,9
	0,35	» 0,8	» 0,8 » 2,6	» 2,6
	0,4	» 1	» 1 » 3	» 3
	0,45	» 1,3	» 1,3 » 3,8	» 3,8
Св. 2,8 до 5,6	0,25	До 0,7	Св. 0,7 до 2,1	Св. 2,1
	0,35	» 1	» 1 » 3	» 3
	0,5	» 1,5	» 1,5 » 4,5	» 4,5
	0,6	» 1,7	» 1,7 » 5	» 5
	0,7	» 2	» 2 » 6	» 6
	0,75	» 2,2	» 2,2 » 6,7	» 6,7
	0,8	» 2,5	» 2,5 » 7,5	» 7,5

Номинальный диаметр резьбы d	Шаг P	Длина свинчивания		
		S	N	L
Св. 5,6 до 11,2	0,25	До 0,8	Св. 0,8 до 2,4	Св. 2,4
	0,35	» 1,1	» 1,1 » 3,4	» 3,4
	0,5	» 1,6	» 1,6 » 4,7	» 4,7
	0,75	» 2,4	» 2,4 » 7,1	» 7,1
	1	» 3	» 3 » 9	» 9
	1,25	» 4	» 4 » 12	» 12
	1,5	» 5	» 5 » 15	» 15
Св. 11,2 до 22,4	0,35	До 1,3	Св. 1,3 до 3,8	Св. 3,8
	0,5	» 1,8	» 1,8 » 5,5	» 5,5
	0,75	» 2,8	» 2,8 » 8,3	» 8,3
	1	» 3,8	» 3,8 » 11	» 11
	1,25	» 4,5	» 4,5 » 13	» 13
	1,5	» 5,6	» 5,6 » 16	» 16
	1,75	» 6	» 6 » 18	» 18
	2	» 8	» 8 » 24	» 24
	2,5	» 10	» 10 » 30	» 30
Св. 22,4 до 45	0,5	До 2,1	Св. 2,1 до 6,3	Св. 6,3
	0,75	» 3,1	» 3,1 » 9,5	» 9,5
	1	» 4	» 4 » 12	» 12
	1,5	» 6,3	» 6,3 » 19	» 19
	2	» 8,5	» 8,5 » 25	» 25
	3	» 12	» 12 » 36	» 36
	3,5	» 15	» 15 » 45	» 45
	4	» 18	» 18 » 53	» 53
	4,5	» 21	» 21 » 63	» 63
Св. 45 до 90	0,5	До 2,4	Св. 2,4 до 7,1	Св. 7,1
	0,75	» 3,6	» 3,6 » 11	» 11
	1	» 4,8	» 4,8 » 14	» 14
	1,5	» 7,5	» 7,5 » 22	» 22
	2	» 9,5	» 9,5 » 28	» 28
	3	» 15	» 15 » 45	» 45
	4	» 19	» 19 » 56	» 56
	5	» 24	» 24 » 71	» 71
	5,5	» 28	» 28 » 85	» 85
	6	» 32	» 32 » 95	» 95
Св. 90 до 180	0,75	До 4,2	Св. 4,2 до 12	Св. 12
	1	» 5,6	» 5,6 » 16	» 16
	1,5	» 8,3	» 8,3 » 25	» 25
	2	» 12	» 12 » 36	» 36
	3	» 18	» 18 » 53	» 53
	4	» 24	» 24 » 71	» 71
	6	» 36	» 36 » 106	» 106

Номинальный диаметр резьбы d	Шаг P	Длина свинчивания		
		S	N	L
Св. 180 до 355	1,5	До 9,5	Св. 9,5 до 28	Св. 28
	2	» 13	» 13 » 38	» 38
	3	» 20	» 20 » 60	» 60
	4	» 26	» 26 » 80	» 80
	6	» 40	» 40 » 118	» 118
Св. 355 до 600	2	До 15	Св. 15 до 45	Св. 45
	4	» 29	» 29 » 87	» 87
	6	» 43	» 43 » 130	» 130

могут иметь посадку с зазором по ГОСТ 16093—81, переходную посадку по ГОСТ 24834—81 и посадку с натягом по ГОСТ 4608—81.

Для получения посадок *с зазором* предусмотрено пять основных отклонений для наружной резьбы: d, e, f, g, h — и четыре для внутренней: E, F, G, H. Основные отклонения для наружной резьбы определяют верхние отклонения, а для внутренней — нижние отклонения диаметров. Второе предельное отклонение зависит от степеней точности резьбы. Для наружной резьбы установлены степени точности 3—9 (9-я — наиболее грубая), а для внутренней 4—8. Обозначение поля допуска диаметра состоит из цифры, указывающей степень точности, и буквы, соответствующей основному отклонению. В обозначениях поля допуска резьбы сначала указывают поле допуска среднего диаметра, а затем — наружного (7g6g; 5H6H). Если поля допусков этих диаметров совпадают, то дают одно обозначение (6g; 6H).

Поля допусков для посадок с зазором выбирают с учетом длины свинчивания резьбы, которая определяется расчетом на прочность. Стандарт устанавливает три группы длин свинчивания (табл. 2.3): S — короткие, N — нормальные, L — длинные. В целях облегчения выбора поля допуска введено условное понятие о классах точности резьбы. Точный класс рекомендуется для ответственных статически нагруженных деталей, средний — для резьб общего применения и грубый — для резьб,

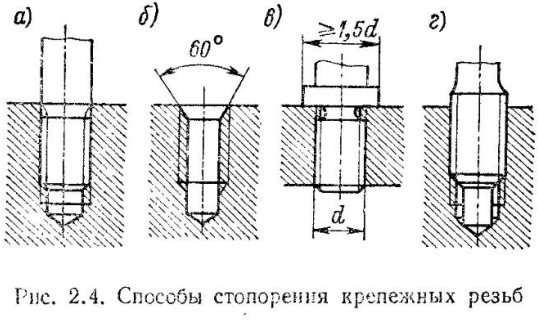


Рис. 2.4. Способы стопорения крепежных резьб

нарезаемых на горячекатаных заготовках, в глубоких глухих отверстиях.

В посадках с зазором допускаются любые сочетания полей допусков наружной (табл. 2.4) и внутренней (табл. 2.5) резьб. Предпочтительны поля допусков, заключенные в рамки, и их сочетания одного класса точности. Поля допусков в скобках применяются ограничено. Допуски для посадок с зазором метрических резьб с номинальными диаметрами $d \leqslant 0{,}9$ мм установлены ГОСТ 9000—81 (табл. 2.6).

Допуски метрической резьбы для *переходных* посадок и посадок с натягом установлены для стальных деталей с наружной резьбой диаметрами от 5 до 45 мм, сопрягаемых с внутренней резьбой в деталях из стали при длине свинчивания $l = (1 \div 1{,}25)\, d$, чугуна при $l = (1{,}25 \div 1{,}5)\, d$, алюминиевых и магниевых сплавов при $l = (1{,}5 \div 2)\, d$.

Поля допусков и их сочетания для получения переходных посадок даны в табл. 2.7. Переходные посадки применяют при одновременном заклинивании резьбы. Наиболее распространенным способом достижения заклинивания является затяг резьбового стержня с упором в сбег резьбы в деталях с внутренней резьбой из любого материала (рис. 2.4, *а*). Во избежание деформации резьбы в отверстии предусматривают коническую зенковку (рис. 2.4, *б*).

Для деталей с внутренней резьбой из алюминиевых и магниевых сплавов на резьбовом стержне предусматривают бурт, с помощью которого получают заклинивание (рис. 2.4, *в*). Менее эффективно стопорение резьбы за счет упора цилиндрической цапфы в дно глухого резьбового отверстия (рис. 2.4, *г*).

2.4. Поля допусков наружной метрической резьбы с номинальными диаметрами от 1 до 600 мм

Класс точности	Длина свинчивания		
	S	*N*	*L*
Точный	(3h4h)	4g; 4h	(5h4h)
Средний	5g6g; (5h6h)	6d; 6e; 6f; 6g; 6h	(7e6e); 7g6g; (7h6h)
Грубый	—	8g; (8h) *	(9g8g)

* Только для резьб с шагом $P \geqslant 0{,}8$ мм. Для резьб с шагом $P < 0{,}8$ мм рекомендуется поле допуска 8h6h.

2.5. Поля допусков внутренней метрической резьбы с номинальными диаметрами от 1 до 600 мм

Класс точности	Длина свинчивания		
	S	*N*	*L*
Точный	4H	4H5H; 5H	6H
Средний	(5G); 5H	6G; 6H	(7G); 7H
Грубый	—	7G; 7H	(8G); 8H

2.6. Поля допусков и их сочетания в посадках с зазором метрических резьб с номинальными диаметрами от 0,25 до 0,9 мм

Поле допуска резьбы		Посадка
наружной	внутренней	
5h3	3G5; 3G6; 4H5; 4H6	3G5/5h3; 3G6/5h3; 4H5/5h3; 4H6/5h3
5h5	3G5; 4H5	3G5/5h5; 4H5/5h5

2.7. Поля допусков и их сочетания в переходных посадках метрических резьб

Номинальный диаметр d, мм	Материал детали с внутренней резьбой	Поле допуска резьбы		Посадка
		наружной	внутренней	
От 5 до 16	Сталь	4jk; 2m	4H6H; 3H6H	4H6H/4jk; 3H6H/2m
	Чугун, алюминиевые и магниевые сплавы	4jk; 2m	5H6H; 3H6H	5H6H/4jk; 3H6H/2m
От 18 до 30	Сталь	4j; 2m	4H6H; 3H6H	4H6H/4j; 3H6H/2m
	Чугун, алюминиевые и магниевые сплавы	4j; 2m	5H6H; 3H6H	5H6H/4j; 3H6H/2m
От 33 до 45	Сталь, чугун, алюминиевые и магниевые сплавы	4jh	5H6H	5H6H/4jh

2.8. Поля допусков и их сочетания в посадках с натягом метрических резьб

Материал детали с внутренней резьбой	Поле допуска резьбы			Посадка при шаге P	
	наружной	внутренней при шаге P			
		$\leqslant$1,25 мм	>1,25 мм	$\leqslant$ 1,25 мм	>1,25 мм
Чугун и алюминиевые сплавы	2r	2H5D	2H5C	2H5D/2r	2H5C/2r
Чугун, алюминиевые и магниевые сплавы	3p (2)	2H5D (2)	2H5C (2)	2H5D (3)/3p (2)	2H5C (2)/3p (2)
Сталь, высокопрочные и титановые сплавы	3n (3)	2H4D (3	2H4C (3)	2H4D (3)/3n (3)	2H4C (3)/3n (3)

Примечание. В скобках цифры указывают число сортировочных групп.

Посадки *с натягом* (табл. 2.8) назначают для резьбовых соединений в тех случаях, когда возможно самоотвинчивание под действием вибраций, переменных нагрузок, колебаний рабочих температур, а также тогда, когда при частой разборке соединения необходимо, чтобы резьбовой стержень был туго ввинчен в корпусную деталь и оставался неподвижным.

Если диаметры и шаги метрических резьб общего назначения по ГОСТ 8724—81 не удовлетворяют конструктивным требованиям, то применяют метрическую резьбу для приборостроения по ГОСТ 16967—81 (табл. 2.9), имеющую более широкий ряд номинальных диаметров и мелкие шаги. Профиль этой резьбы соответствует ГОСТ 9150—81 и диаметры ее вычисляют по формулам (2.2)—(2.4).

В условных обозначениях метрических резьб указывают букву M, номинальный диаметр ($d = 12$ мм), ход (только для многозаходных резьб, $P_h = 2$ мм), шаг (только мелкий, $P = 1$ мм), буквы LH (только для левой резьбы), поле допуска (6Н), длину свинчивания (нормальные длины свинчивания N не указывают, $l = 30$ мм):

M12—6H; *M12×1—6H*; *M12×2 (P1) LH—6H—30*.

Трапецеидальная резьба. По сравнению с треугольной она имеет большую прочность, меньшие потери на трение и повышенную износостойкость, поэтому широко применяется в винтовых механизмах. Преимущественно используются трапецеидальные резьбы со средними шагами. Мелкий шаг назначают для получения осевых перемещений высокой точности, а крупный — в целях увеличения износостойкости.

Размеры элементов профиля трапецеидальной резьбы (рис. 2.5) рассчитывают по следующим зависимостям:

$$\left.\begin{gathered} d_2 = D_2 = d - 0{,}5P; \quad H = 1{,}866P; \\ H_1 = 0{,}5P; \quad h_3 = H_4 = 0{,}5P + a_c; \\ d_3 = d - 2h_3; \quad D_1 = d - P; \\ D_4 = d + 2a_c; \quad R_1 \leqslant 0{,}5a_c; \\ R_2 \leqslant a_c. \end{gathered}\right\} \qquad (2.7)$$

Зазор по вершине резьбы a_c определяется шагом (мм):

P	1,5	2—5	6—12	14—40
a_c	0,15	0,25	0,5	1

2.9. Рекомендуемые номинальные диаметры и шаги метрической резьбы для приборостроения, мм

Ряд номинальных диаметров d		Шаг P
1-й	2-й	
3,5; 24; 27; 30; 33	15,5; 16,5; 18,5; 19,5; 21,5; 22,5; 23,5; 24,5; 25,5; 26,5; 27,5; 28,5; 29,5; 30,5; 31,5; 32,5; 33,5; 34,5; 35,5; 36,5; 37,5; 38,5; 39,5; 40,5; 41,5; 42,5; 43,5; 44,5; 45,5; 46,5; 47,5; 48,5	0,5
4; 4,5; 5; 5,5; 6; 7; 8	—	0,35; 0,25
—	6,5; 7,5	0,75; 0,5; 0,35; 0,25
9; 10; 11; 12	—	0,35
26; 32; 35; 38; 40; 50; 58	8,5; 10,5; 11,5; 53; 54; 57; 59	1; 0,75; 0,5
—	9,5	1; 0,75; 0,5; 0,35
—	12,5; 13; 13,5; 14,5; 19; 21; 23; 34; 44; 46; 51	1,5; 1; 0,75; 0,5
15; 17; 25; 28; 36; 39; 42; 45; 48; 52; 56; 60	17,5; 29; 49,5	0,75; 0,5
—	20,5	1; 0,5
—	31; 37; 41; 43; 47; 49	1,5; 0,75; 0,5
64; 68; 72; 76; 80	—	0,75
62; 65; 70; 75; 85; 90; 95; 100; 110	61; 66; 74; 84; 86; 94; 96; 104; 106	1; 0,75
78; 82	63; 88; 92; 98; 102; 108	1,5; 1; 0,75
105; 115; 120; 125; 130; 135; 140; 145; 150	114; 116	1
—	112; 118; 122; 128; 132; 138; 142; 148	1,5; 1
155; 160; 165; 170; 175; 180; 185; 190; 195; 200	152; 158; 162; 168; 172; 178; 182; 188; 192; 198	1,5
205; 210; 215; 220; 225; 230; 235; 240; 245; 250; 255; 260; 265; 270; 275; 280; 285; 290; 295; 300; 310; 320; 330; 340; 350; 360; 370; 380; 390; 400	202; 208; 212; 218; 222; 228; 232; 238; 242; 248; 252; 258; 262; 268; 272; 278; 282; 288; 292; 298; 302; 305; 308; 312; 315; 318; 322; 325; 328; 332; 335; 338; 342; 345; 348; 352; 355; 358; 362; 365; 368; 372; 375; 378; 382; 385; 388; 392; 395; 398	2

Примечания: 1. Первый ряд диаметров следует предпочитать второму. 2. В первую очередь рекомендуется назначать большие шаги. 3. Резьбы М50,5×0,5; М51,5×0,5; М52,5×0,5; М53,5×0,5; М54,5×0,5 допускается применять только для изготовления объективов

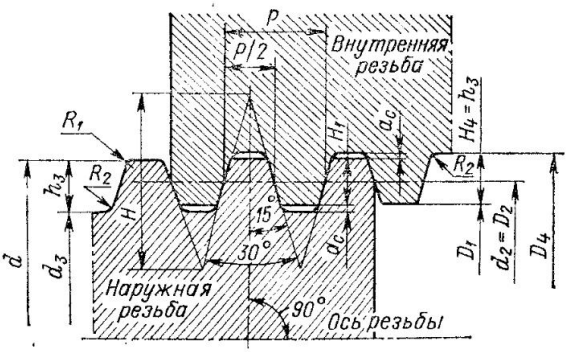


Рис. 2.5. Основные геометрические параметры трапецеидальной резьбы

Рекомендуемые ряды номинальных диаметров и шагов однозаходной трапецеидальной резьбы даны в табл. 2.10. ГОСТ 24739—81 устанавливает ряды номинальных диаметров и шаги для многозаходных трапецеидальных резьб (табл. 2.11). В этой таблице даны предпочтительные шаги, но возможно также применение шагов, указанных для соответствующих диаметров в табл. 2.10.

Поля допусков одно- и многозаходных трапецеидальных резьб установлены в точном, среднем и грубом классах точности.

Длины свинчивания подразделяются на две группы: нормальные N и длинные L (табл. 2.12). Поля допусков однозаходных (табл. 2.13) и многозаходных (табл. 2.14) трапецеидальных резьб выбирают с учетом класса точности и длины свинчивания.

Трапецеидальные резьбы обозначаются буквами Tr, а в остальном структура их условных обозначений аналогична принятой для метрических резьб:

$Tr40\times6—7H$; $Tr20\times8(P4)$ $LH—8e—120$.

Разновидностью трапецеидальной резьбы является резьба *окулярная* по ГОСТ 5359—77*. Благодаря укороченному по высоте профилю она применяется для тонкостенных деталей трубчатой формы, главным образом оптических приборов. При равной высоте исходного треугольника с метрическими резьбами рабочая высота профиля окулярной резьбы (рис. 2.6) имеет меньшее значение $H_1 = 0{,}35P$.

2.10. Номинальные диаметры и шаги трапецеидальной однозаходной резьбы, мм

Ряд номинальных диаметров d		Шаг P	Ряд номинальных диаметров d		Шаг P
1-й	2-й		1-й	2-й	
8; 10	9	1,5; [2]	—	150	6; [16]; 24
12	11; 14	2; [3]	160	170	6; [16]; 28
16; 20	18	2; [4]	180	—	8; [18]; 28
24; 28	22; 26	3; [5]; 8	200	190	8; [18]; 32
32; 36	30; 34	3; [6]; 10	220	210; 230	8; [20]; 36
40	38; 42	3; [7]; 10	240	—	8; [22]; 36
44	—	3; [7]; 12	260	250	12; [22]; 40
48; 52	46; 50	3; [8]; 12	280	270	12; [24]; 40
60	55	3; [9]; 14	300	290	12; [24]; 44
70; 80	65; 75	4; [10]; 16	320. 360; 400	340; 380	12; 48
90	85; 95	4; [12]; 18	440; 500	420; 460; 480	16
100	110	4; [12]; 20	560	520; 540; 580	20
120	130	6; [14]; 22			
140	—	6; [14]; 24	620	600; 640	24

Примечания: 1. В таблице указаны шаги, рекомендуемые к применению. 2. Предпочтительные шаги заключены в рамки.

2.11. Номинальные диаметры и предпочтительные шаги трапецеидальных резьб, мм, с числом заходов n от 2 до 8

Ряд номинальных диаметров d		Шаг P	Ряд номинальных диаметров d		Шаг P
1-й	2-й		1-й	2-й	
10	—	2	100	90	12
12	—	3	120	140	14
16; 20	—	4	160	—	16
24	28	5	200	180	18
32	36	6	—	220	20
40; 44	—	7	240	250; 260	22
48; 52	50	8	280	300	24
60	55	9	320	—	12; 48
80	70	10			

2.12. Нормальные длины свинчивания N одно- и многозаходных трапецеидальных резьб, мм

Номинальный диаметр резьбы d	Шаг P	Нормальная длина N	
		св.	до
Св. 5,6 до 11,2	1,5	5	15
	2	6	19
	3	10	28
Св. 11,2 до 22,4	2	8	24
	3	11	32
	4	15	43
	5	18	53
	8	30	85
Св. 22,4 до 45	2	8	25
	3	12	36
	5	21	63
	6	25	75
	7	30	85
	8	34	100
	10	42	125
	12	50	150
Св. 45 до 90	3	15	45
	4	19	56
	5	24	71
	8	38	118
	9	43	132
	10	50	140
	12	60	170
	14	67	200
	16	75	236
	18	85	265
	20	95	280
Св. 90 до 180	4	24	71
	5	28	85
	6	36	106
	8	45	132
	12	67	200
	14	75	236
	16	90	265
	18	100	300
	20	112	335
	22	118	355
	24	132	400
	28	150	450
	32	175	530
Св. 180 до 355	8	50	150
	10	63	190
	12	75	224
	18	112	335
	20	125	375
	22	140	425
	24	150	450
	32	200	600
	36	224	670
	40	250	750
	44	280	850
	48	300	900
Св. 355 до 640	12	85	265
	16	118	355
	20	150	450
	24	174	520
	48	355	1060

Примечание. Длины свинчивания свыше наибольшей нормальной длины N относятся к длинам группы L.

2.13. Поля допусков однозаходной трапецеидальной резьбы

Класс точности	Длина свинчивания резьбы			
	наружной		внутренней	
	N	L	N	L
Точный	6e; 6g	7e	6H	7H
Средний	7e; 7g	8e	7H	8H
Грубый	8c; 8e	9c	8H	9H

2.14. Поля допусков многозаходной трапецеидальной резьбы

Класс точности	Длина свинчивания резьбы			
	наружной		внутренней	
	N	*L*	*N*	*L*
Точный	7e; 7g	8e	7H	8H
Средний	8c; 8e	9c	8H	9H
Грубый	9c	10c	9H	9H

Соединения окулярной резьбой могут быть двух исполнений: 1 — с радиальным зазором между вершинами и впадинами $a_c = 0{,}05$ мм и 2 — без зазора ($a_c = 0$), используемое для более точного центрирования соединяемых деталей. Для быстрого свинчивания деталей окулярную резьбу широко применяют как многозаходную. Число заходов n выбирают с учетом номинального диаметра и шага резьбы (табл. 2.15). Размеры наружной и внутренней резьб зависят от вида исполнения (табл. 2.16).

Окулярная резьба обозначается буквами *ОК*. В условных обозначениях цифрой 2 указывают исполнение резьбы (исполнение 1 не указывается), параметры резьбы обозначают по структуре, принятой для трапецеидальных резьб, с обязательным указанием номера стандарта:

*ОК40×6 (P1,5) ГОСТ 5359—77; 2ОК40×6 (P1,5) LH ГОСТ 5359—77**.

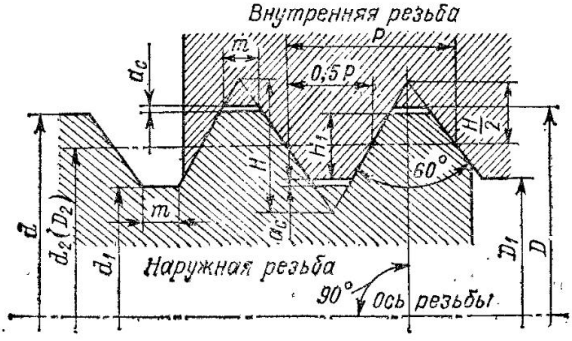


Рис. 2.6. Основные геометрические параметры окулярной резьбы

2.15. Номинальные диаметры и числа заходов окулярной резьбы

Ряд номинальных диаметров d, мм		Число заходов при шаге P, мм		
1-й	2-й	1	1,5	2
5	—	—	2; 4	—
6	—	2	2; 4	—
8; 10	—	—	1; 2	—
12	—	1	1; 2; 4	—
14	—	—	1; 2; 4	—
16	—	—	1; 2; 4; 6	—
—	18	1	1; 2; 4; 6	—
20; 27; 28	21; 22; 23; 24; 25; 26; 29	1	1; 2; 4; 6; 8; 10	—
30	—	1	1; 2; 4; 6; 8; 10; 16	—
32; 33; 35; 36; 38; 39; 40; 42; 45	31; 34; 37; 41; 43; 44; 46; 47; 48; 49	1	1; 2; 4; 6; 8; 10; 12; 16	—
50; 52; 55; 58; 60; 62; 68; 72; 75; 78; 80	—	1	1; 2; 4; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 24	4; 8; 12; 16; 20; 24
65	—	1	1; 2; 4; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 24	8; 12; 16; 20; 24
70	—	1	1; 2; 4; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 24	4; 8; 12; 16

Примечание. Предпочтительно назначать шаг $P = 1{,}5$ мм.

2.16. Номинальные размеры окулярной резьбы, мм

Исполнение	Шаг P	d_1	$d_2 = D_2$	D	D_1	m
1	1,5	$d - 1{,}15$	$d - 0{,}525$	$d + 0{,}1$	$d - 1{,}05$	0,39
	2	$d - 1{,}59$	$d - 0{,}700$	$d + 0{,}1$	$d - 1{,}40$	0,54
2	1	$d - 0{,}70$	$d - 0{,}350$	d	$d - 0{,}70$	0,30
	1,5	$d - 1{,}05$	$d - 0{,}525$		$d - 1{,}05$	0,45
	2	$d - 1{,}40$	$d - 0{,}700$		$d - 1{,}40$	0,60

Для создания значительных односторонних нагрузок применяют *упорную* резьбу с несимметричным трапецеидальным профилем по ГОСТ 10177—82 (рис. 2.7). Очень малый угол наклона рабочей стороны профиля (3°) обеспечивает повышенный КПД резьбы и благоприятные технологические условия для ее нарезания. Закругления во впадинах наружной резьбы способствуют снижению концентрации напряжений в опасных сечениях и увеличению динамической прочности. Номинальные диаметры и шаги упорной резьбы даны в табл. 2.17. Геометрические параметры рассчитывают по формулам:

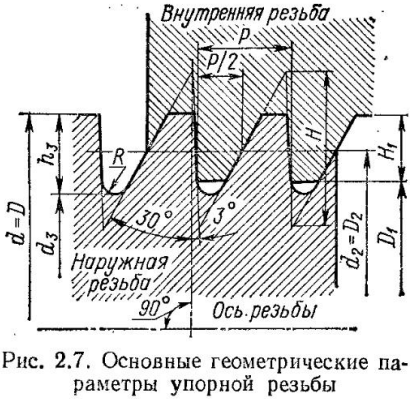


Рис. 2.7. Основные геометрические параметры упорной резьбы

$$\left.\begin{gathered} d_2 = D_2 = d - 0{,}75P; \quad d_3 = d - 1{,}735534P; \\ D_1 = d - 1{,}5P; \quad H = 1{,}587911P; \\ H_1 = 0{,}75P; \quad h_3 = 0{,}867767P; \\ R = 0{,}124271P. \end{gathered}\right\} \qquad (2.8)$$

2.17. Номинальные диаметры и шаги упорной резьбы, мм

Ряд номинальных диаметров d		Шаг P	Ряд номинальных диаметров d		Шаг P
1-й	2-й		1-й	2-й	
10	—	2	—	150	6; 16; 24
12	14	2; 3	160	170	6; 16; 28
16; 20	18	2; 4	180	—	8; 18; 28
24; 28	22; 26	3; 5; 8	200	190	8; 18; 32
32; 36	30; 34	3; 6; 10	220	210; 230	8; 20; 36
40	38; 42	3; 7; 10	240	—	8; 22; 36
44	—	3; 7; 12	260	250	12; 22; 40
48; 52	46; 50	3; 8; 12	280	270	12; 24; 40
60	55	3; 9; 14	300	290	12; 24; 44
70; 80	65; 75	4; 10; 16	340	320	12; 44
90	85; 95	4; 12; 18; 20	380	360; 400	12
100	110	4; 12; 20	420;	440; 480	18
120	130	6; 14; 22	460; 500		
140	—	6; 14	540;	520; 560;	24
			580; 620	600; 640	

2.18. Поля допусков упорной резьбы

Классе точности	Длина свинчивания резьбы			
	наружной		внутренней	
	N	*L*	*N*	*L*
Средний	7h	8h	7AZ	8AZ
Грубый	8h	9h	8AZ	9AZ

Длины свинчивания группы *N* и *L* упорной резьбы определяются по рекомендациям, данным для трапецеидальных резьб (см. табл. 2.12). В посадках упорных резьб возможны любые сочетания полей допусков наружной и внутренней резьб (табл. 2.18), но желательно назначать поля допусков одного класса.

Упорные резьбы обозначают буквой *S*:

S80×10—7h; *S80×20 (P10) LH—7AZ—150*.

Круглая резьба. Круглые резьбы общего назначения с профилем по СТ СЭВ 3293—81 (рис. 2.8) благодаря плавным переходам в контуре имеют сравнительно малую концентрацию напряжений, поэтому их применяют для деталей, подверженных действию динамических нагрузок, ударов и вибраций. Круглая резьба рекомендуется также для деталей, работающих в загрязненных средах, так как попадающие на рабочую поверхность витков частицы смещаются в зазоры между вершинами и впадинами элементов резьбы.

Стандарт предусматривает для круглых резьб четыре шага и три ряда номинальных диаметров (табл. 2.19).

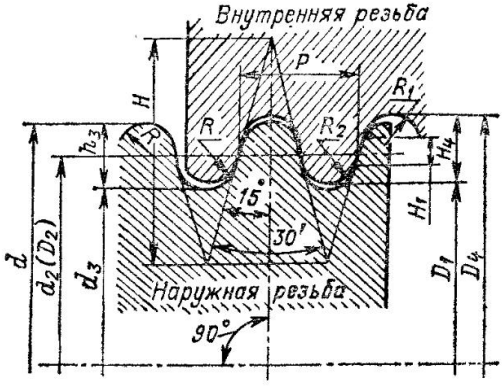


Рис. 2.8. Основные геометрические параметры круглой резьбы

2.19. Номинальные диаметры и шаги круглой резьбы общего назначения, мм

Шаг P	Ряд номинальных диаметров d		
	1-й	2-й	3-й
2,540	8; 10; 12	9; 11	—
3,175	16; 20; 24; 28; 32; 36	14; 18; 22; 26; 30; 34; 38	—
4,233	40; 44; 48; 52; 60; 70; 80; 90; 100	42; 46; 50; 55; 65; 75; 85; 95	58; 62; 68; 72; 78; 82; 88; 92; 98
6,350	120; 140; 160; 180	110; 130; 150; 170	105; 115; 125; 135; 145; 155; 165; 175; 185

Численные значения шагов определены из соотношения $P = 25{,}4/z$ (z — число шагов на длине 25,4 мм). Геометрические параметры профиля зависят от номинального диаметра d и шага P:

$$\left.\begin{array}{c} d_2 = D_2 = d - 0{,}5P; \quad d_3 = d - P; \\ D_1 = d - 0{,}9P; \quad D_4 = d + 0{,}1P; \\ H = 1{,}866025P; \quad h_3 = H_1 = 0{,}5P; \\ R = 0{,}238507P; \quad R_1 = 0{,}221047P; \\ R_2 = 0{,}255967P. \end{array}\right\} \qquad (2.9)$$

Длины свинчивания для круглых резьб СТ СЭВ 3962—83 подразделяет на нормальные N (табл. 2.20) и длинные L, которые больше максимальных значений нормальных длин. В зависимости от длин свинчивания и выбранного класса точности назначают поля допусков (табл. 2.21), обозначения которых состоят из обозначений поля допуска среднего диаметра d_2 (D_2) и поля допуска диаметра выступов d (D_1).

Круглые резьбы обозначают буквами Rd:

Rd16—7H6H;

Rd16LH—7H6H—50.

2.20. Нормальные длины свинчивания N круглых резьб общего назначения, мм

Номинальный диаметр резьбы d	Нормальная длина N	
	св.	до
До 12	8	25
Св. 12 до 38	12	35
» 38 » 100	20	59
» 100 » 200	36	107

2.21. Поля допусков круглой резьбы общего назначения

Класс точности	Длина свинчивания резьбы			
	наружной		внутренней	
	N	*L*	*N*	*L*
Точный	6h4h	—	5H3H; 6H5H	—
Средний	7e6e; 7h6h	8e7e; 8h7h	7H6H	8H7H
Грубый	8e7e	—	8H7H	—

Круглые резьбы с малой высотой профиля можно накатывать на тонкостенных деталях. СТ СЭВ 783—77 регламентирует размеры таких резьб, применяемых при изготовлении цоколей и патронов электроламп, и устанавливает пять типоразмеров резьб, имеющих обозначения: *Е*5; *Е*10; *Е*14; *Е*27 и *Е*40 (цифры указывают на приближенные значения номинальных диаметров *d*).

Круглая резьба для санитарно-технической арматуры выполняется по ГОСТ 13536—68 одного номинального диаметра ($d = 12$ мм с шагом 2,54 мм) и имеет следующее обозначение:

Кр 12×2,54 ГОСТ 13536—68.

Метрическая коническая резьба. Конические резьбы применяются в качестве уплотнительных для обеспечения герметичности соединения деталей без прокладок. Метрическая коническая резьба по ГОСТ 25229—82

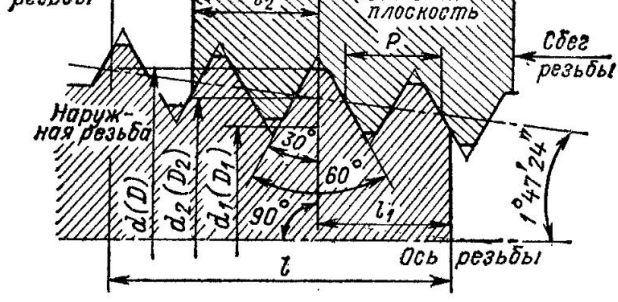


Рис. 2.9. Основные геометрические параметры конической метрической резьбы

2.22. Номинальные диаметры, шаги и длины метрической конической резьбы, мм

Ряд номинальных диаметров d		Шаг P	Длина резьбы		
1-й	2-й		l	$l_1 \pm \Delta l_1$	$l_2 \pm \Delta l_2$
6; 8; 10	—	1	8	2,5±0,9	3±1,2
12; 16; 20; 24	14; 18; 22	1,5	11	3,5±1,1	4±1,5
30; 36; 42; 48; 56	27; 33; 39; 45; 52; 60	2	16	5±1,4	6±1,8

Примечание. Первый ряд диаметров следует предпочитать второму.

(рис. 2.9) имеет полный угол конуса 3° 34′ 48″, что соответствует конусности 1 : 16. Для характеристики геометрии конических резьб введено дополнительное понятие об основной плоскости, в которой определяются номинальные размеры наружного, среднего и внутреннего диаметров.

Диаметры d_2 (D_2) и d_1 (D_1) конической резьбы равны соответствующим диаметрам цилиндрической метрической резьбы с профилем по ГОСТ 9150—81 и рассчитываются по формулам (2.2) и (2.3). Это позволяет наружную коническую резьбу свинчивать с внутренней цилиндрической резьбой. Внутренняя цилиндрическая резьба должна обеспечивать ввинчивание наружной конической резьбы на глубину не менее $0{,}8l$.

Рабочая длина конической резьбы l, расстояния l_1 и l_2, определяющие положение основной плоскости, зависят от шага P (табл. 2.22). Установленные осевые смещения основной плоскости наружной (Δl_1) и внутренней (Δl_2) резьб являются суммарными, включающими отклонения среднего диаметра, шага, углов профиля и конуса. Внутренняя цилиндрическая резьба, соединяемая с наружной конической, должна иметь поле допуска $6H$.

В условных обозначениях метрических конических резьб указывают буквы MK, номинальный диаметр (d = = 20 мм) и шаг (P = 1,5 мм): $MK20\times1{,}5$; $MK20\times1{,}5LH$. Внутренняя цилиндрическая резьба отличается от метрической резьбы общего назначения плоскосрезанной впадиной, поэтому в ее обозначениях необходимо указывать стандарт на метрическую коническую резьбу: *М20×1,5 ГОСТ 25229—82*.

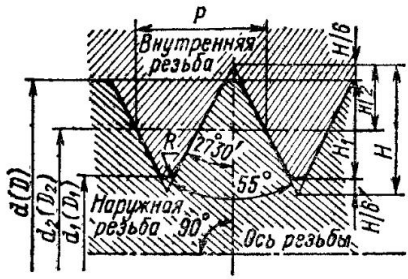


Рис. 2.10. Основные геометрические параметры цилиндрической трубной резьбы

Трубная резьба. Для герметичного соединения трубопроводов применяют резьбы *цилиндрические* по ГОСТ 6357—81 и *конические* по ГОСТ 6211—81. За номинальный размер трубных резьб, указываемый в их условных обозначениях, принят условный проход трубопровода. Профили и основные размеры цилиндрической (рис. 2.10) и конической (рис. 2.11) резьб в основной плоскости одинаковы, поэтому наружную коническую резьбу можно свинчивать с внутренней цилиндрической.

Основная плоскость конической резьбы соответствует торцу детали с внутренней резьбой со стороны большего диаметра конической резьбы. Конусность трубных резьб, так же как и метрических, составляет 1 : 16. Стандарты устанавливают номинальные размеры для трубных резьб от 1/16 до 6. Численные значения наружных диаметров наружной резьбы d определены эмпирически (табл. 2.23). Шаг трубных резьб зависит от числа винтовых линий z, приходящихся на один дюйм (25,4 мм): $P = 25{,}4/z$. Размеры элементов профиля цилиндрических и конических резьб (диаметры в основной плоскости) вычисляют по формулам:

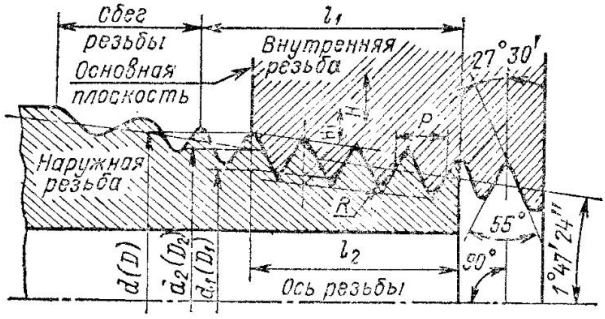


Рис. 2.11. Основные геометрические параметры конической трубной резьбы

$$d_2 = D_2 = d - 0{,}640327P; \quad d_1 = D_1 = d - 1{,}280654P;$$

$$H = 0{,}960491P; \quad H_1 = 0{,}640327P; \quad R = 0{,}137329P.$$

Длины свинчивания цилиндрических трубных резьб подразделяются на две группы: нормальные и длинные. Последние имеют размеры большие, чем нормальные длины, причем верхний предел для них стандартом не регламентирован. Длина свинчивания конической трубной резьбы l_2 соответствует соединению без натяга (от руки).

Допуски среднего диаметра цилиндрической резьбы являются суммарными и установлены ГОСТ 6357—81

2.23. Основные размеры трубных цилиндрических и конических резьб, мм

Обозначение размера резьбы	$d = D$	Шаг P	Длина свинчивания цилиндрической резьбы		Длина конической резьбы	
			св	до	$l_1 \pm \Delta l_1$	$l_2 \pm \Delta l_2$
1/16 1/8	7,723 9,728	0,907	4	12	6,5±0,9	4±1,1
1/4 3/8	13,157 16,662	1,337	6	16	9,7±1,3 10,1±1,3	6±1,7 6,4±1,7
1/2 3/4	20,955 26,441	1,814	7	22	13,2±1,8 14,5±1,8	8,2±2,3 9,5±2,3
1 1 1/4	33,249 41,910	2,309	10	30	16,8±2,3 19,1±2,3	10,4±2,9 12,7±2,9
1 1/2 2 2 1/2 3	47,803 59,614 75,184 87,884	2,309	12	36	19,1±2,3 23,4±2,4 26,7±3,5 29,8±3,5	12,7±2,9 15,9±2,9 17,5±3,5 20,6±3,5
3 1/2 4 5 6	100,330 113,030 138,430 163,830	2,309	13	40	31,4±3,5 35,8±3,5 40,1±3,5 40,1±3,5	22,2±3,5 25,4±3,5 28,6±3,5 28,6±3,5

Примечания: 1. Для цилиндрических резьб ГОСТ 6357—81 предусматривает два ряда диаметров. В таблице даны размеры первого предпочтительного ряда. 2. В таблице указаны нормальные длины свинчивания цилиндрических резьб.

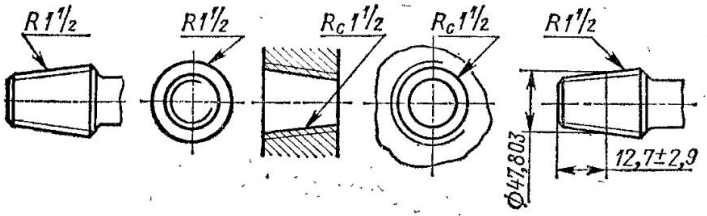


Рис. 2.12. Обозначения конических резьб на чертежах

двух классов точности: А и В. Допуск внутренней цилиндрической резьбы для свинчивания с наружной конической резьбой должен соответствовать классу точности А, имеющему меньшие предельные отклонения.

В условных обозначениях трубных цилиндрических резьб указывают букву G, размер резьбы и класс точности среднего диаметра, длины свинчивания, отличающиеся от нормальных:

$$G1^1/_2\text{—}A; \quad G1^1/_2LH\text{—}B\text{—}40.$$

Наружную коническую трубную резьбу обозначают буквой R ($R1^1/_2$), внутреннюю — R_c ($R_c1^1/_2$). Соединение наружной конической резьбы с внутренней цилиндрической обозначают:

$$\frac{G}{R}\,1^1/_2 - A; \quad \frac{G}{R}\,1^1/_2LH - A.$$

Коническая резьба с конусностью 3 : 25 является резьбой специального назначения, применяемой для вентилей и газовых баллонов. По ГОСТ 9909—81 она выполняется с одним шагом $P = 1{,}814$ мм трех диаметров d: 19,2; 27,8 и 30,3 мм. Условное обозначение этой резьбы состоит из буквы W и номинального диаметра d (W 19,2).

На рабочих чертежах обозначения конических резьб всех типов и трубной цилиндрической резьбы отличаются

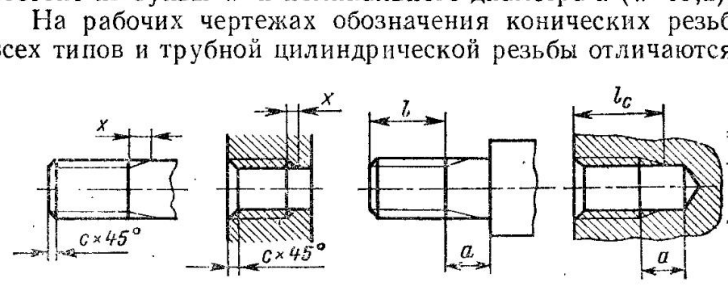


Рис. 2.13. Сбеги и недорезы резьбовых участков

от общих правил (рис. 2.12). При необходимости на чертежах указывают положение основной плоскости конической резьбы и наружный диаметр резьбы в этой плоскости. Фаски на резьбовом стержне и в отверстии с резьбой, не имеющие специального назначения, в проекциях на плоскость, перпендикулярную к оси резьбы, в соответствии с общими рекомендациями не указывают.

2.24. Размеры сбегов и недорезов наружной метрической резьбы в зависимости от шага *P*

Длина	Сбег x	Недорез a
Нормальная	$2{,}5P$	$3P$
Короткая	$1{,}25P$	$2P$
Длинная	—	$4P$

Выход резьбы. Концы резьбовых участков могут быть выполнены в виде фасок, сбегов, недорезов или проточек, размеры которых установлены ГОСТ 10549—80* (СТ СЭВ 214—75).

Участок резьбы с неполным профилем длиной x (рис. 2.13), образующийся при выходе режущего инструмента, называют *сбегом*. При нарезании резьбы на стержнях с заплечиком и в глухих отверстиях необходимо учитывать *недорез* a, включающий в себя сбег и некоторую часть длины поверхности, предусмотренной для отвода резца. Размер длины резьбы на чертежах указывают, как правило, без сбега (l), но при необходимости этот размер можно проставлять с учетом сбега (l_c). Размеры сбегов и недорезов для различных типов резьб даны в табл. 2.24—2.27.

Размеры *фасок* метрических резьб назначают в пределах $c = (0{,}03 \div 0{,}05)\,d$ из ряда (мм): 0,1; 0,12; 0,16; 0,2; 0,25; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,2; 1,6; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10 и др., а для других резьб размеры фасок даны в соответствующих таблицах.

Обеспечения плотного прилегания торцовых поверхностей при наличии недорезов достигают зенкованием резьбового отверстия (рис. 2.14, *а*). В этом случае недорез стержня при свинчивании свободно проходит сквозь гладкое отверстие. Если зенковка резьбового отверстия недопустима, то на наружной поверхности предусматривают *проточки* (рис. 2.14, *б*).

При изображении проточек деталей с наружной и внутренней резьбой на рабочих чертежах обычно пользуются

2.25. Размеры сбегов и недорезов внутренней метрической резьбы, мм

Шаг резьбы P	Сбег x			Недорез a		
	нормальный	короткий	длинный	нормальный	короткий	длинный
0,2	0,4	0,3	0,8	1,6	1,0	2,0
0,25	0,5	0,3	1,0	1,8	1,2	2,5
0,3	0,6	0,4	1,2	2,0	1,2	2,8
0,35	0,7	0,4	1,4	2,2	1,5	3,2
0,4	0,8	0,6	1,6	2,5	1,5	3,5
0,45	0,9	0,6	1,8	3,0	2,0	4,0
0,5	1,0	0,8	2,0	3,0	2,0	5,0
0,6	1,2	0,8	2,4	3,5	2,5	5,5
0,7	1,4	1,0	2,8	3,5	2,5	6
0,75	1,5	1,0	3,0	4	2,5	7
0,8	1,6	1,2	3,2	4	2,5	8
1,0	2,0	1,5	4	6	4	10
1,25	2,5	1,8	5	8	4	12
1,5	3,0	2,0	6	9	4	13
1,75	3,5	2,5	7	11	5	16
2,0	4	3,0	8	11	5	16
2,5	5	3,5	10	12	6	18
3,0	6	4	12	15	7	22
3,5	7	5	14	17	8	25
4,0	8	6	16	19	9	28
4,5	9	6	18	23	11	33
5,0	10	7	20	26	12	37
5,5	11	8	22	28	13	40
6,0	12	9	24	28	13	42

2.26. Размеры сбегов, недорезов и фасок трубной цилиндрической резьбы, мм

Обозначение размера резьбы	Наружная резьба					Внутренняя резьба				
	Сбег x при угле заборной части инструмента		Недорез a		Фаска c	Сбег x		Недорез a		Фаска c
	20°	30°	нормальный	короткий		нормальный	короткий	нормальный	короткий	
1/8	1,6	1,0	2,5	1,6	1	2,2	1,4	4	2,5	1
1/4; 3/8	2,4	1,5	4	2,5	1,6	3,3	2	5	3	1
1/2; 3/4	3,2	2,0	5	3	2,0	4,8	3	8	5	1,6
1 и более	4,1	2,5	6	4	2,5	6	4	10	6	1,6

2.27. Размеры сбегов, недорезов и фасок трубной конической резьбы, мм

Обозначение размера резьбы	Наружная резьба		Внутренняя резьба		Фаска c
	Сбег x	Недорез a	Сбег x	Недорез a	
$^1/_8$	2,0	3,5	3,0	5,5	1
$^1/_4$; $^3/_8$	3,0	5,0	4,0	8	1,6
$^1/_2$; $^3/_4$	3,5	6,5	5,5	11	1,6
1 и более	4,5	8	7	14	2

выносными элементами (рис. 2.15). Форма проточек метрических резьб определяется размерами f_1, f_2 и d_f (табл. 2.28). Радиусы галтелей принимаются равными $R = R_1 = 0{,}5P$. Предельные отклонения d_f для деталей с наружной метрической резьбой при $d \leqslant 3$ мм по h12, а при $d > 3$ мм — по h13. Форма проточек для остальных резьб (табл. 2.29—2.31) задается размером f_1, радиусами R и R_1, а также углом $\alpha = 45°$. Для многозаходных трапецеидальных резьб ширина проточки принимается равной ширине проточки однозаходных резьб, шаг которых равен ходу многозаходных резьб.

Расчет и конструирование. Целью расчета резьбовых деталей в общем случае является определение номинального диаметра резьбы d и необходимой длины свинчивания l. Методы расчета зависят от вида резьбового соединения (неподвижного или подвижного), способа сборки (с предварительным затягом или без него), характера действующих нагрузок (статических или переменных) и условий эксплуатации.

В расчетах на прочность резьбовых деталей, работающих в неподвижных соединениях при действии статической нагрузки, допускаемые напряжения на растяжение выбирают по пределу текучести материала резьбового стержня

$$[\sigma_р] = \sigma_т/n_т. \qquad (2.10)$$

Запас прочности $n_т$ для соединений без предварительного

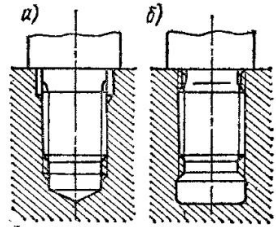


Рис. 2.14. Способы обеспечения плотного прилегания торцовых поверхностей

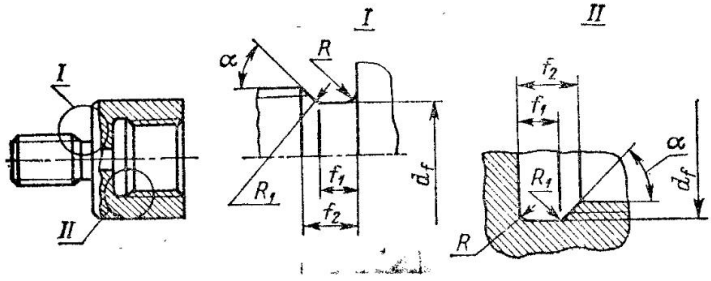


Рис. 2.15. Размеры проточек

затяга принимают в пределах $n_т = 1{,}25 \div 2$, а с предварительным затягом при $d \leqslant 30$ мм $n_т = 2{,}5 \div 5$ и при $d > 30$ мм $n_т = 1{,}7 \div 2{,}5$.

В случаях переменного нагружения расчет ведут в предположении действия статической нагрузки, а затем вычисляют запас по усталостной прочности с учетом концентрации напряжений и влияния абсолютных размеров (масштабного фактора). Запас по выносливости при этом рассчитывают по амплитуде переменных напряжений и по максимальным напряжениям. Запас по выносливости должен быть в пределах

$$n_в = \varepsilon_\sigma \sigma_{-1} / (k_\sigma \sigma_a) = 2{,}5 \div 4,$$

где σ_{-1} — предел выносливости при растяжении гладкого образца из такого же материала, как и резьбовая деталь; σ_a — амплитуда цикла; ε_σ и k_σ — масштабный фактор и коэффициент концентрации напряжений соответственно, значения которых зависят от номинального диаметра d (рис. 2.16).

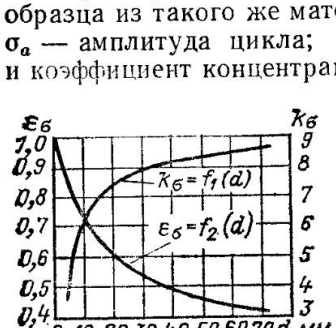


Рис. 2.16. Зависимости масштабного фактора и коэффициента концентрации от номинального диаметра резьбы

Если соединение собирается с предварительным затягом, то запас по выносливости определяют с учетом напряжений $\sigma_з$ от предварительного затяга

$$n_в = [\sigma_з + (\varepsilon_\sigma \sigma_{-1}/k_\sigma)]/(\sigma_з + 2\sigma_a) \geqslant 1{,}25.$$

Изменения рабочей температуры вызывают дополни-

2.28. Размеры конструктивных элементов проточек метрической резьбы, мм

Шаг P	Наружная резьба					Внутренняя резьба				
	f_1, не менее		f_2, не более		d_f	f_1, не менее		f_2, не более		d_f (пред. откл. H13)
	нормальная	узкая	нормальная	узкая		нормальная	узкая	нормальная	узкая	
0,2	0,45	0,25	0,7	0,5	$d-0,3$	0,8	0,5	1,2	0,9	$d+0,1$
0,25	0,55	0,25	0,9	0,6	$d-0,4$	1,0	0,6	1,4	1,0	$d+0,1$
0,3	0,6	0,3	1,05	0,75	$d-0,5$	1,2	0,75	1,6	1,25	$d+0,1$
0,35	0,7	0,4	1,2	0,9	$d-0,6$	1,4	0,9	1,9	1,4	$d+0,2$
0,4	0,8	0,5	1,4	1,0	$d-0,7$	1,6	1,0	2,2	1,6	$d+0,2$
0,45	1,0	0,5	1,6	1,1	$d-0,7$	1,8	1,1	2,4	1,7	$d+0,2$
0,5	1,1	0,5	1,75	1,25	$d-0,8$	2,0	1,25	2,7	2,0	$d+0,3$
0,6	1,2	0,6	2,1	1,5	$d-1,0$	2,4	1,5	3,3	2,4	$d+0,3$
0,7	1,5	0,8	2,45	1,75	$d-1,1$	2,8	1,75	3,8	2,75	$d+0,3$
0,75	1,6	0,9	2,6	1,9	$d-1,2$	3,0	1,9	4,0	2,9	$d+0,3$
0,8	1,7	0,9	2,8	2,0	$d-1,3$	3,2	2,0	4,2	3,0	$d+0,3$
1,0	2,1	1,1	3,5	2,5	$d-1,6$	4,0	2,5	5,2	3,7	$d+0,5$
1,25	2,7	1,5	4,4	3,2	$d-2,0$	5	3,2	6,7	4,9	$d+0,5$
1,5	3,2	1,8	5,2	3,8	$d-2,3$	6	3,8	7,8	5,6	$d+0,5$
1,75	3,9	2,1	6,1	4,3	$d-2,6$	7	4,3	9,1	6,4	$d+0,5$
2	4,5	2,5	7,0	5,0	$d-3,0$	8	5,0	10,3	7,3	$d+0,5$
2,5	5,6	3,2	8,7	6,3	$d-3,6$	10	6,3	13,0	9,3	$d+0,5$
3	6,7	3,7	10,5	7,5	$d-4,4$	12	7,5	15,2	10,7	$d+0,5$
3,5	7,7	4,7	12,0	9,0	$d-5,0$	14	9,0	17	12,7	$d+0,5$
4	9,0	5,0	14,0	10,0	$d-5,7$	16	10,0	20	14,0	$d+0,5$
4,5	10,5	5,5	16,0	11,0	$d-6,4$	18	11,0	23	16,0	$d+0,5$
5	11,5	6,5	17,5	12,5	$d-7,0$	20	12,5	26	18,5	$d+0,5$
5,5	12,5	7,5	19	14	$d-7,7$	22	14	28	20	$d+0,5$
6	14	8	21	15	$d-8,3$	24	15	30	21	$d+0,5$

2.29. Размеры конструктивных элементов проточек нормальной ширины трубной цилиндрической резьбы, мм

Обозначение размера резьбы	Наружная резьба				Внутренняя резьба			
	f_1	R	R_1	d_f	f_1	R	R_1	d_f
1/8	2,5	1,0	0,5	8,0	4	1,0	0,5	10,0
1/4	4,0	1,0	0,5	11,0	5	1,6	0,5	13,5
3/8	4,0	1,0	0,5	14,5	5	1,6	0,5	17,0
1/2	5,0	1,6	0,5	18,0	8	2,0	1,0	21,5
3/4	5,0	1,6	0,5	23,5	8	2,0	1,0	27,0
1				29,5				34,0
1 1/4				38,0				43,0
1 1/2				44,0				48,5
2				56,0				60,5
2 1/2	6	1,6	1,0	71,5	10	3	1	76,0
3				84,0				89,0
3 1/2				96,5				101
4				109,0				114
5				134,5				139
6				160,0				165

2.30. Размеры конструктивных элементов проточек нормальной ширины трубной конической резьбы, мм

Обозначение размера резьбы	Наружная резьба				Внутренняя резьба			
	t_1	R	R_1	d_f	t_1	R	R_1	d_f
1/8	2	0,5	0,3	8,0	3	1,0	0,5	10,0
1/4	3	1,0	0,5	11,0	5	1,6	0,5	13,5
3/8	3	1,0	0,5	14,0	5	1,6	0,5	17,0
1/2	4	1,0	0,5	18,0	7	1,6	0,5	21,5
3/4	4	1,0	0,5	23,5	7	1,6	0,5	27,0
1				29,5				34,0
1 1/4				38,0				42,5
1 1/2				44,0				48,5
2				56,0				60,0
2 1/2	5	1,6	0,5	71,0	8	2	1	76,0
3				84,0				88,5
3 1/2				96,5				101,0
4				109,0				114,0
5				134,5				139,5
6				160,0				165,0

2.31. Размеры конструктивных элемеитов проточек и фасок трапецеидальной резьбы, мм

Шаг резьбы	t_1	R	R_1	d_f резьбы		Фаска c
				наружной	внутренней	
2	3	1,0	0,5	$d - 3{,}0$	$d + 1{,}0$	1,6
3	5	1,6	0,5	$d - 4{,}2$	$d + 1{,}0$	2,0
4	6	1,6	1,0	$d - 5{,}2$	$d + 1{,}1$	2,5
5	8	2,0	1,0	$d - 7{,}0$	$d + 1{,}6$	3,0
6	10			$d - 8{,}0$	$d + 1{,}6$	3,5
8	12	3,0	1,0	$d - 10{,}2$	$d + 1{,}8$	4,5
10	16			$d - 12{,}5$	$d + 1{,}8$	5,5
12	18			$d - 14{,}5$	$d + 2{,}1$	6,5
16	25			$d - 19{,}5$	$d + 2{,}8$	9,0
20	25			$d - 24{,}0$	$d + 3{,}0$	11
24	30	5,0	2,0	$d - 28{,}0$	$d + 3{,}5$	13
32	40			$d - 36{,}5$	$d + 3{,}5$	17
40	50			$d - 44{,}5$	$d + 4{,}0$	21
48	60			$d - 52{,}8$	$d + 4{,}0$	25

2.32. Допускаемые напряжения для резьбовых стержней в зависимости от расчетной температуры, МПа

Расчетная температура, °С	Марка стали					
	35	12Х18Н10Т; 10Х17Н13М2Т	35Х; 40Х; 38ХА	25Х1МФ; 25Х2МФА	25Х2М1Ф	20ХНФБР
20	130	110	230	230	230	230
100	126	105	230	230	230	230
200	120	98	225	225	225	225
250	107	95	222	220	220	220
300	97	90	220	215	215	215
350	86	86	185	215	215	215
375	80	85	175	210	210	210
400	75	83	160	210	210	210
425	68	82	—	182	195	195
450	—	80	—	156	180	180
475	—	79	—	127	165	165
500	—	78	—	96	150	150
510	—	—	—	84	137	140
520	—	—	—	74	120	130
530	—	—	—	65	100	118
540	—	—	—	55	75	105
550	—	—	—	—	64	90

тельные напряжения в деталях. С понижением температуры статическая прочность резьбовых деталей повышается, однако материал при этом приобретает склонность к хрупкому разрушению. При повышении температуры механические характеристики материалов понижаются. Для стальных резьбовых стержней ОСТ 26-373—78 устанавливает допускаемые напряжения в зависимости от расчетной температуры (табл. 2.32), которую находят при рабочей температуре T по формуле $T_p = 0{,}94T$.

Для других материалов, не указанных в табл. 2.32, допускаемые напряжения назначают по (2.10), принимая для углеродистых сталей при $T_р \leqslant 380$ °С $n_т = 2{,}8$, для низколегированных при $T_р \leqslant 420$ °С $n_т = 2{,}3$ и высоколегированных аустенитных при $T_р \leqslant 525$ °С $n_т = 1{,}9$. Если $T_р$ выше указанных пределов, то

$$[\sigma]_р = \min(\sigma_д/n_д;\ \ \sigma_п/n_п),$$

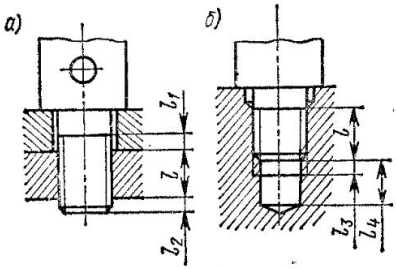


Рис. 2.17. Размеры конструктивных элементов резьбовых соединений

где $\sigma_д$ и $\sigma_п$ — пределы длительной прочности и ползучести; $n_д$ и $n_п$ — соответствующие коэффициенты запаса, $n_д = 1{,}8$ и $n_п = 1{,}1$.

Одним из основных параметров, определяющих прочность резьбового стержня, является наименьший внутренний диаметр резьбы d_3 (или d_1). В соединениях без предварительного затяга при действии осевой силы Q внутренний диаметр наружной резьбы находят из условия прочности на растяжение стержня

$$d_{3\,(1)} \geqslant 1{,}13\sqrt{Q/[\sigma]_р}. \qquad (2.11)$$

В соединениях с предварительным затягом в поперечном сечении резьбового стержня кроме нормальных напряжений растяжения возникают и касательные напряжения кручения, поэтому внутренний диаметр рассчитывают по четвертой (энергетической) теории прочности

$$d_{3\,(1)} \geqslant 1{,}28\sqrt{Q/[\sigma]_р}. \qquad (2.12)$$

По расчетному значению $d_{3\,(1)}$, выбирая шаг и пользуясь соответствующими зависимостями, например (2.4), находят номинальный диаметр резьбы d, округляя в большую сторону до ближайшего стандартного значения.

Требуемую рабочую длину свинчивания (глубину резьбового отверстия) получают, рассматривая наиболее опасные деформации витков резьбы: изгиб, срез и смятие.

Если пределы прочности материалов резьбового стержня $\sigma_{в.\,с}$ и детали с резьбовым отверстием $\sigma_{в.\,о}$ близки по значениям, то наиболее вероятен срез витков стержня и длину свинчивания находят из условия прочности на срез

$$l \geqslant Q/\{\pi d_{3\,(1)}[\tau]_{ср}\}; \quad [\tau]_{ср} = 0{,}75\,[\sigma]_р. \qquad (2.13)$$

При $\sigma_{в.\,с} > 2\sigma_{в.\,о}$ возможен срез витков в отверстии, тогда в (2.13) следует подставлять номинальный диаметр резьбы $d = D$ и допускаемые напряжения $[\tau]_{ср}$ выбирать по материалу детали с резьбовым отверстием.

Если $\sigma_{в.\,с} = (1{,}3 \div 1{,}8)\,\sigma_{в.\,о}$, то опасными деформациями являются изгиб и смятие. Длину свинчивания

2.33. Запасы резьбы и глубины сверления отверстий для метрической резьбы, мм

Шаг резьбы P	l_1, не менее	l_2		l_3, не менее	l_4, не менее
		от	до		
0,2; 0,25	1	0,4	1	1	2
0,3	1,5	0,4	1	1	2
0,35; 0,4	1,5	0,4	1	1	2,5
0,45; 0,5	2	0,5	1,5	1	3
0,6	2,5	0,5	1,5	1,5	4
0,7	2,5	1	2	1,5	4
0,75; 0,8	2,5	1	2	1,5	5
1	3,5	1,5	2,5	2	6
1,25	4	1,5	2,5	2,5	8
1,5	4,5	2	3	3	9
1,75	5,5	2	3	3,5	11
2	6	2,5	4	4	12
2,5	7	2,5	4	5	15
3	8	3	5	6	18
3,5	9	3	5	7	21
4	10	4	7	8	24
4,5	11	4	7	9	27
5	13	6	10	10	30
5,5	16	6	10	11	33
6	18	6	10	12	36

рассчитывают из условия прочности на изгиб

$$l \geqslant 1{,}7QH_1/\{d_{3\,(1)}P\,[\sigma]_{\text{и}}\};\quad [\sigma]_{\text{и}} = [\sigma]_{\text{р}} \qquad (2.14)$$

и из условия прочности на смятие

$$l \geqslant 1{,}273QP/\{(d^2 - d^2_{3\,(1)})\,[\sigma]_{\text{см}}\};\quad [\sigma]_{\text{см}} = (0{,}3 \div 0{,}5)\,[\sigma]_{\text{р}}. \qquad (2.15)$$

Наибольшее из трех значений, полученных по (2.13)—(2.15), принимают за рабочую длину свинчивания. Уменьшение шага резьбы приводит к повышению статической прочности стержня за счет увеличения площади поперечного сечения, однако при этом требуется бо́льшая длина свинчивания. При $l > d$ статическая прочность и предел выносливости не увеличиваются.

Рабочая длина свинчивания обеспечивается глубиной резьбового отверстия. В конструкциях предпочтительны сквозные резьбовые отверстия, так как нарезание резьбы в глухих отверстиях менее экономично. Длину участка стержня с наружной резьбой назначают с учетом не только

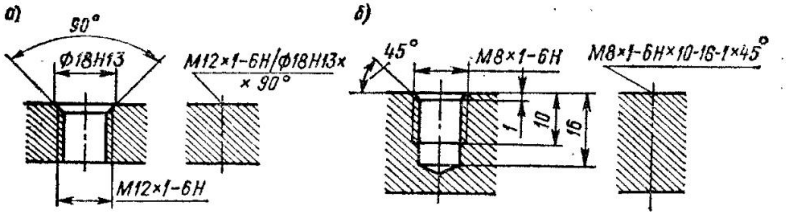


Рис. 2.18. Упрощенные обозначения резьбовых отверстий на чертежах

требуемой длины свинчивания l, но и значений l_1 и l_2 (рис. 2.17, *а*), которые гарантируют минимальный запас, компенсирующий неточности выполнения размеров соединяемых деталей и их деформации при затяге соединения. Для глухих отверстий необходимо предусматривать запас длины внутренней резьбы l_3 и учитывать рекомендуемые глубины сверления l_4 (рис. 2.17, *б*). Значения запасов резьбы и глубин сверления даны в табл. 2.33.

ГОСТ 2.318—81* (СТ СЭВ 1977—79) устанавливает правила упрощенного нанесения размеров сквозных (рис. 2.18, *а*) и глухих резьбовых отверстий (рис. 2.18, *б*) с номинальными диаметрами $d \leqslant 2$ мм, а также для тех случаев, когда простановка размеров по общим правилам затруднена.

Для получения необходимой длины свинчивания в тонколистовых деталях сгибают конец листа вдвое (рис. 2.19, *а*), предусматривают местную вытяжку листа из малоуглеродистой стали с глубиной вытяжки $h = 0{,}1d + 1{,}58s$ (рис. 2.19, *б*), с помощью сварки или пайки (рис. 2.19, *в*), заклепок (рис. 2.19, *г*) и других способов присоединяют дополнительные втулки.

В винтовых механизмах диаметр ходового винта определяют из условия прочности (2.12), однако основным расчетом, служащим критерием работоспособности конструкции, является проверка на износостойкость винто-

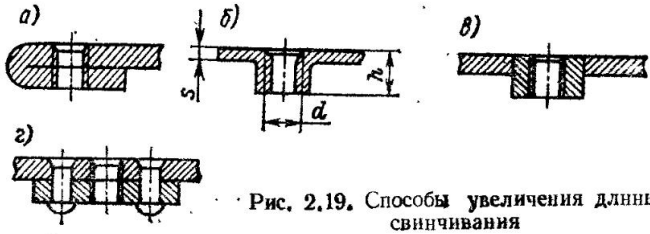


Рис. 2.19. Способы увеличения длины свинчивания

2.34. Допускаемые удельные давления в винтовых парах

Материал		$[q]$, МПа
винта	гайки	
Сталь незакаленная	Чугун серый Чугун антифрикционный Бронза	4—5 10—12 7—9
Сталь закаленная	Бронза	10—12

вой пары с учетом невыдавливания смазочного материала из зазоров между боковыми поверхностями витков резьбы. Винты изготавливают из сталей марок 40, 45, 50, 40ХН, 50ХГ, 65Г, часто с закалкой до твердости не более $50HRC_э$. При малых частотах вращения гайки винтовых механизмов выполняют из серых чугунов марок СЧ15 и СЧ20, антифрикционных чугунов марок АВЧ-1, АВЧ-2, АКЧ-1 и АКЧ-2. Оловянные бронзы марок БрОФ10-1, Бр06Ц6С3 и других применяют для гаек, работающих с высокой окружной скоростью.

Допускаемые удельные давления $[q]$ в слое СМ выбирают в зависимости от материалов ходовых винтов и гаек (табл. 2.34). Для особо точных винтовых механизмов значения $[q]$, указанные в табл. 2.34, следует уменьшать в 2—3 раза. Рабочая длина свинчивания рассчитывается из условия износостойкости

$$l \geqslant QP/(\pi d_2 H_1\ [q]). \qquad (2.16)$$

Для целых гаек (рис. 2.20) обычно $l = (1{,}5 \div 2{,}5)\ d_2$, для разъемных исполнений, компенсирующих зазоры в резьбе, $l = (2{,}5 \div 3{,}5)\ d_2$. Если в результате расчета длина l получается больше указанных пределов, то следует условие (2.16) решить относительно d_2 и выбрать новый номинальный диаметр резьбы. Наружный диаметр гайки принимают равным $D_0 = (1{,}5 \div 1{,}6)\ d$ либо находят его из условия прочности на растяжение (тянущий ходовой винт) или сжатие (сжимающий винт).

В нажимных устройствах винты работают на сжатие, поэтому их необходимо проверять на продольный изгиб по Эйлеру

$$Q \leqslant \pi^2 EJ/[k\ (\mu L_0)^2],$$

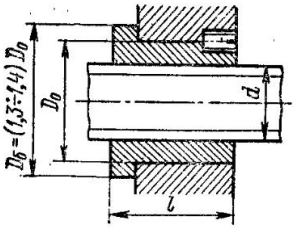


Рис. 2.20. Размеры винтовой пары

где E — модуль упругости материала винта; J — приведенный осевой момент инерции поперечного сечения,

$$J = \pi d_1^4 [0{,}4 + (0{,}6d/d_1)];$$

k — коэффициент безопасности, $k = 2{,}5 \div 4$; μ — коэффициент приведения длины. Для винтов с одной опорой и направлением в гайке $\mu = 1$, для винтов на двух опорах при его сжатии на всей длине L_0 $\mu = 0{,}7$. Если длина винта, работающего на сжатие, составляет $L_c = 0{,}8L_0$, то $\mu = 0{,}6$, а при $L_c = 0{,}6L_0$ $\mu = 0{,}5$.

В точных винтовых механизмах применяют различные конструктивные меры для устранения зазоров в резьбе. С помощью разрезных гаек (рис. 2.21, *а*), двух полугаек (рис. 2.21, *б*) и гайки, выполненной в виде цангового зажима (рис. 2.21, *в*), зазоры устраняются в радиальном направлении. Более удачны конструкции, в которых зазоры устраняются в осевом направлении за счет упругих свойств материала гайки (рис. 2.22, *а*), дополнитель-

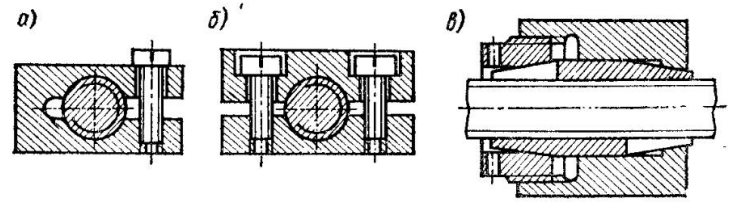


Рис. 2.21. Способы устранения зазоров в винтовой паре в радиальном направлении

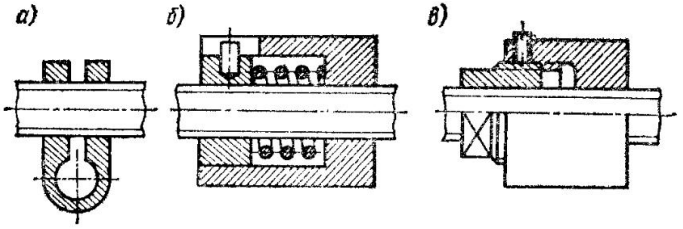


Рис. 2.22. Способы устранения зазоров в винтовой паре в осевом направлении

ной пружины сжатия (рис. 2.22, *б*). Жесткая фиксация двух полугаек (рис. 2.22, *в*) не позволяет постоянно компенсировать зазоры, увеличивающиеся по мере износа рабочих поверхностей резьбы.

Параметр шероховатости поверхности резьбы назначают с учетом степени ее точности:

Степень точности резьбы	4—5	6—7	8—9
Параметр шероховатости R_a, мкм . . .	0,8—1,6	1,6	3,2

Получение заданной шероховатости обеспечивается применением соответствующего резьбообразующего инструмента: резца, плашки, фрезы, метчика, резьбонарезной головки.

Литература [9, 12, 35, 40].

2.2. Литые детали

Литые детали изготавливают из сплавов с высокой жидкотекучестью. Под жидкотекучестью понимают свойство металлов заполнять литейные формы, которое зависит от вязкости, поверхностного натяжения и температуры заливки металлов. Отливки можно получать различными технологическими способами. Выбор способа литья определяется реальными возможностями производства и наличием оборудования, объемом продукции, сложностью конфигурации и массой детали, свойствами литейного сплава. Основные характеристики распространенных способов литья даны в табл. 2.35.

Литье под давлением обеспечивает наибольшую производительность при высокой точности выполнения размеров и наименьшей толщине стенок деталей. Детали наиболее сложной конфигурации получают литьем по выплавляемым моделям. Простым по освоению способом является литье в песчаные формы, позволяющее изготовлять отливки из всех литейных сплавов. Шероховатость необработанных поверхностей литых деталей зависит не только от способа литья, но и от качества обработки поверхностей литейных форм.

При разработке конструкций литых деталей следует по возможности предусматривать простейшие формы конструктивных элементов — плоскости и поверхности тел вращения. Конфигурация деталей должна обеспечивать свободное извлечение готовой отливки из литейной формы.

2.35. Основные характеристики способов литья

Способ литья	Изготавливаемые детали	Толщины стенок, мм	Шероховатость R_a, мкм
В песчаные формы	Крупногабаритные детали из черных и цветных сплавов	4—100	50—6,3
Под давлением	Тонкостенные детали сложной конфигурации из цинковых, алюминиевых, магниевых и медных сплавов, а также из стали	0,5—10	2,5—0,63
По выплавляемым моделям	Небольшие детали сложной конфигурации из среднеуглеродистых, легированных, кислотоупорных и жаропрочных сталей, латуней, бронз, силуминов и других цветных сплавов	0,5—20	2,5—1,25
В кокиль	Детали несложной конфигурации из алюминиевых и магниевых сплавов, бронз, чугуна	2—12	12,5—1,6
В оболочковые формы	Плоские детали несложной конфигурации из легированных сталей, ковкого чугуна, бронз и алюминиевых сплавов	2,5—10	12,5—1,6
Центробежное	Детали в виде тел вращения из чугуна, стали, бронз	2—20	25—3,2

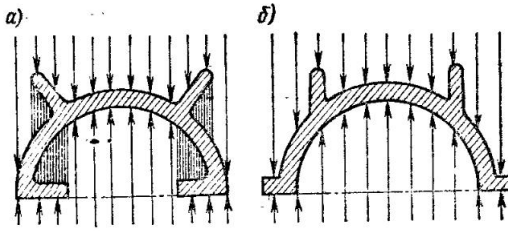


Рис. 2.23. Метод световых теней

Поднутрения на внешних и внутренних контурах, препятствующие удалению детали из формы, обнаруживаются методом световых теней (рис. 2.23, *а*). Теневые зоны будут отсутствовать (рис. 2.23, *б*), если плоскости выступающих частей детали будут расположены перпендикулярно к плоскости разъема формы. Литейная форма будет иметь один простой разъем, если нет теневых участков. Следует по возможности отказываться от выступающих частей в отливке.

Точность размеров отливок определяется точностью изготовления литейных форм, видом сплава и способом литья. Для чугунных и стальных отливок, получаемых в песчаных формах, допускаемые отклонения номинальных размеров установлены трех классов (табл. 2.36), 1-й класс предназначен для отливок массового производства при машинной формовке по металлическим моделям; 2-й — для отливок серийного выпуска при машинной формовке по деревянным моделям и 3-й — для отливок единичного производства при ручной формовке по деревянным моделям.

Допуски на размеры отливок из цветных сплавов назначают с учетом восьми групп точности (табл. 2.37). Группы точности 1 и 2 предусмотрены для литья под давлением, 1—3 — по выплавляемым моделям и в оболочковые формы, 3—5 — в кокиль, 6—8 — в песчаные формы.

Все размеры отливок должны быть выполнены в пределах допусков одной группы точности.

Разрабатывая контуры литой детали, следует заранее выбрать базовые поверхности — три взаимно перпендикулярные плоскости, от которых ведут отсчет размеров при механической обработке и литье. Параметр шероховатости базовых поверхностей R_a назначают в пределах

2.36. Допускаемые отклонения (±) для размеров отливок из серого чугуна и стали, мм

Габаритные размеры отливки	Номинальный размер						
	До 50	Св. 50 до 120	Св. 120 до 260	Св. 260 до 500	Св. 500 до 800	Св. 800 до 1250	Св. 1250 до 2000
1-й класс точности							
До 120	0,2	0,3	—	—	—	—	—
120—260	0,3	0,4	0,6	—	—	—	—
260—500	0,4	0,6	0,8	1,0	—	—	—
500—1250	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	—
1250—3150	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	2,0	2,5
2-й класс точности							
До 260	0,5	0,8	1,0	—	—	—	—
260—500	0,8	1,0	1,2	1,5	—	—	—
500—1250	1,0	1,2	1,5	2,0	2,5	3,0	—
1250—3150	1,2	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0
3-й класс точности							
До 500	1,0	1,5	2,0	2,5	—	—	—
500—1250	1,2	1,8	2,2	3,0	4,0	5,0	—
1250—3150	1,5	2,0	2,5	3,5	5,0	6,0	7,0

2.37. Допускаемые отклонения (±) для размеров отливок из цветных сплавов, мм

Группа точности	Габаритные размеры отливки							
	До 25	25—40	40—65	65—100	100—250	250—400	400—650	Св. 650
1	0,05	0,06	0,08	0,1	0,12	0,15	—	—
2	0,08	0,1	0,12	0,15	0,3	0,4	—	—
3	0,1	0,2	0,3	0,3	0,4	0,5	0,7	1,0
4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2
5	0,6	0,6	0,7	0,7	0,8	1,0	1,2	1,5
6	0,8	0,8	0,9	0,9	1,0	1,2	1,4	1,7
7	1,0	1,0	1,1	1,1	1,2	1,4	1,7	2,0
8	1,4	1,4	1,4	1,4	1,5	1,7	2,0	2,8

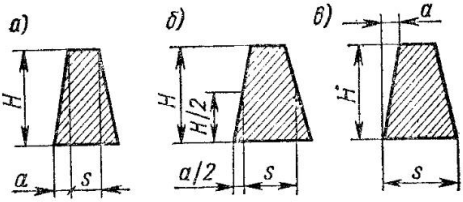


Рис. 2.24. Способы обеспечения формовочных уклонов

от 2,5 до 1,25 мкм. За базовые поверхности целесообразно принимать плоскости имеющихся выступающих конструктивных элементов.

В целях облегчения удаления готовой детали из формы на необрабатываемых поверхностях, расположенных перпендикулярно к плоскости разъема формы, предусматривают формовочные *уклоны* (конусность для поверхностей вращения). Уклоны выполняют в зависимости от толщины стенки s в сторону ее уменьшения или увеличения. Если $s < 8$ мм, то уклон ($a : H$) делают в сторону увеличения толщины (рис. 2.24, *а*); при $s = 8 \div 12$ мм, а также при $H > 100$ мм толщину уменьшают и увеличивают на участках, равных $H/2$ (рис. 2.24, *б*); при $s > 12$ мм и $H < 100$ мм уклон выполняют за счет уменьшения толщины (рис. 2.24, *в*). Значения формовочных уклонов зависят от высоты поверхности H и способа литья (табл. 2.38).

Важным размером, определяющим качество отливки, является *толщина стенки*. В целях повышения технологичности и прочности необходимо стремиться к равностенности и тонкостенности литой детали. Равностенность обеспечивает равномерное охлаждение готового изделия и способствует уменьшению внутренних напряжений. При конструировании литых деталей следует по возмож-

2.38. Значения формовочных уклонов (конусности)

Высота поверхности H, мм	Способ литья				
	в песчаные формы	под давлением	по выплавляемым моделям	в кокиль	в оболочковые формы
До 20	1 : 5	1 : 50	1 : 100	1 : 12	1 : 20
20—50	1 : 7	1 : 100	1 : 200	1 : 15	1 : 20
50—200	1 : 12	1 : 100	1 : 200	1 : 20	1 : 30
200—500	1 : 12	1 : 200	1 : 200	1 : 30	1 : 30

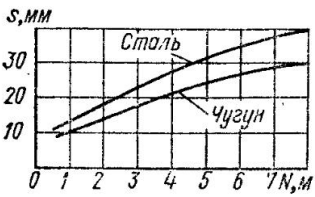


Рис. 2.25. Зависимость толщины стенки отливки от приведенного габаритного размера

ности назначать минимальную толщину стенки, так как при меньшей толщине быстрее проходит кристаллизация сплава и механические свойства отливок становятся выше.

Материал, габаритные размеры и способ литья определяют выбор минимальной толщины стенки, которая ограничивается тем, что при заливке в узкое пространство металл застывает и плохо заполняет литейную форму. Для отливок из чугуна и углеродистых сталей, получаемых литьем в песчаные формы, минимальную технологическую толщину стенки s находят по номограммам (рис. 2.25) в зависимости от приведенного габаритного размера

$$N = (2L + B + A)/3,$$

где L, B и A — соответственно длина, ширина и высота детали, м. Если $N < 0{,}5$ м, толщину стенки из чугуна можно уменьшать до 2 мм, а из стали — до 5 мм. Толщину стенок отливок из легированных сталей с пониженной жидкотекучестью по сравнению с толщиной стенок деталей из углеродистых сталей увеличивают на 20—30 %. Толщина внутренних стенок ввиду их замедленного остывания должна быть меньше толщины наружных стенок деталей из чугуна на 10—20 %, из стали на 20—30 %.

При литье в песчаные формы наименьшие толщины деталей из оловянных бронз и алюминиевых сплавов равны 3 мм, из латуней и магниевых сплавов — 4 мм. Минимально возможные толщины стенок при других способах литья указаны в табл. 2.35. Особенность конструирования деталей, изготовляемых литьем по выплавляемым моделям, связана с наличием прогреваемой керамической оболочки. При этом способе литья минимальную толщину стенки рекомендуется выбирать в зависимости от габаритного размера отливки L, мм:

L	50	50—100	100—200	200—350	350
s_{min}	1,5	2	2,5	3	4

Две стенки разной толщины в местах сопряжения во избежание появления короблений, трещин и внутрен-

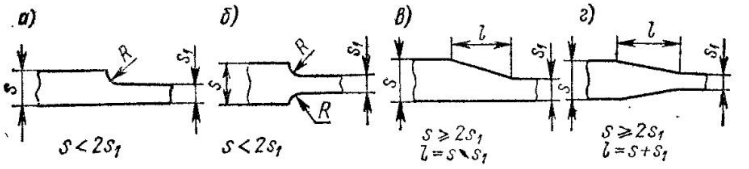


Рис. 2.26. Типы плавных переходов стенок отливок

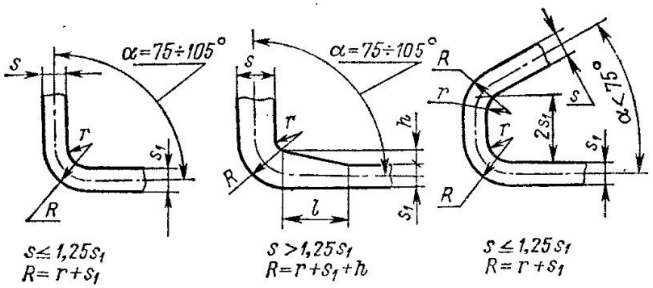


Рис. 2.27. Типы угловых сопряжений стенок отливок

них напряжений должны иметь *плавные переходы*. Толщины сопрягаемых стенок ограничиваются соотношением 4 : 1.

Плавный переход двух стенок, лежащих в одной плоскости, может быть выполнен в виде радиуса закругления R (рис. 2.26, *а*, *б*) или в виде клина (рис. 2.26, *в*, *г*). Радиус закругления вычисляют по формуле $R = (s + s_1)/k$, где k учитывает способ литья: в песчаные формы $k = 3 \div 4$; под давлением $k = 8 \div 12$; по выплавляемым моделям $k = 3 \div 5$; в кокиль $k = 4 \div 6$; в оболочковые формы $k = 4 \div 5$.

Форма *угловых* (рис. 2.27) и *тавровых* (рис. 2.28) *сопряжений* стенок зависит от угла между ними и соотно-

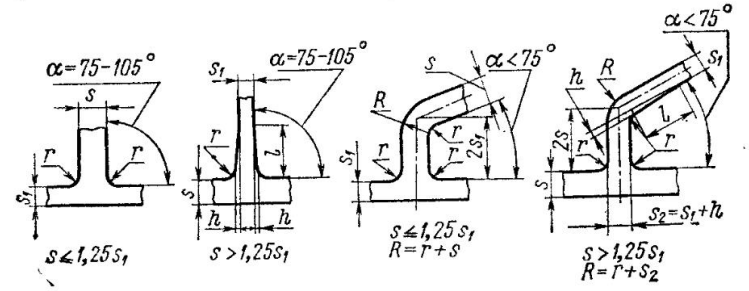


Рис. 2.28. Типы тавровых сопряжений стенок отливок

2.39. Размер h перехода в угловых и тавровых сопряжениях стенок

$s : s_1$	Вид сопряжения	
	Угловое	Тавровое
1,25—1,8	$s - s_1$	$0,5\,(s - s_1)$
1,8—2,5	$0,8\,(s - s_1)$	$0,4\,(s - s_1)$
Не менее 2,5	$0,7\,(s - s_1)$	$0,35\,(s - s_1)$

2.40. Размер l перехода в угловых и тавровых сопряжениях стенок

Материал детали	Вид сопряжения	
	Угловое	Тавровое
Сталь и медные сплавы	Не менее $5h$	Не менее $10h$
Чугун, алюминиевые и магниевые сплавы	» » $4h$	» » $8h$

шения толщин. Внутренний радиус закруглений сопрягаемых элементов (мм) для сплавов с повышенной усадкой (чугуны и цветные сплавы) назначают по следующим рекомендациям:

$0,5\,(s + s_1)$	До 12	12—16	16—20	20—27	27—35	35—45
r	6	8	10	12	15	20

В остальных случаях r принимают в пределах от $0,1\,(s + s_1)$ до $0,2\,(s + s_1)$. При соотношениях $s > 1,25s_1$ предусматривают клиновидные переходы с высотой h (табл. 2.39) и длиной l (табл. 2.40).

Ребра жесткости способствуют повышению прочности литых деталей. Их располагают на наружных и внутренних стенках конструкций перпендикулярно к плоскости разъема литейной формы. Толщина основания ребер s_0 (рис. 2.29, *а*) во внутренней полости принимается равной $s_0 = (0,5 \div 0,6)\,s$, а на внешнем контуре — равной $s_0 = 0,8s$. Ребра жесткости должны иметь уклоны 1 : 5 и более. Существенное усиление конструкции дает кольцевое (рис. 2.29, *б*) и шахматное (рис. 2.29, *в*) пересечение ребер и перегородок.

В литых деталях на необрабатываемых поверхностях, как правило, имеются местные утолщения стенок — *при-*

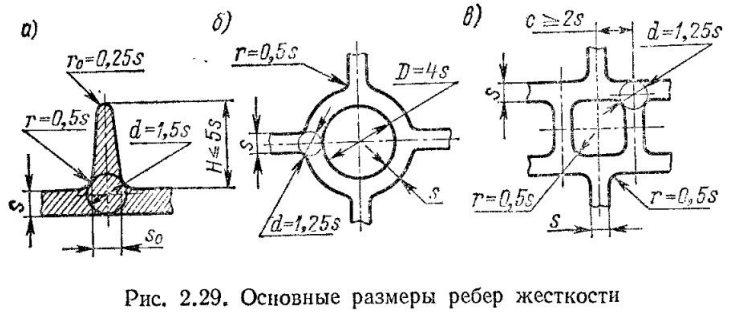


Рис. 2.29. Основные размеры ребер жесткости

ливы. Отверстия в отливках рекомендуется изготовлять при литье, так как в результате сверления в утолщенных местах вскрываются воздушно-газовые раковины. Минимально возможные диаметры отверстий, мм, получаемых: при литье под давлением — 1, по выплавляемым моделям — 3, в кокиль — 5, в оболочковые и песчаные формы — 8.

В местах, где должны быть отверстия, применяют односторонние утолщения в виде *бобышек* (рис. 2.30, *а*). Для более глубоких отверстий назначают бобышки с двух сторон (рис. 2.30, *б*). Не рекомендуется делать отверстия с отношением $h/d > 3$. Механически обрабатываемые поверхности бобышек не должны переходить непосредственно в стенку. Для выхода режущего инструмента предусматривают канавки (рис. 2.30, *в*). Поверхности бобышек, в которых отверстия получают сверлением, должны быть перпендикулярны к оси отверстия (рис. 2.30, *г*) с тем, чтобы предохранить сверло от поломки при входе и выходе из отверстия.

Близко расположенные в одной плоскости односторонние бобышки с межосевым расстоянием $C \leqslant 4s$ (рис. 2.31, *а*) следует объединять в один общий *платик* (рис. 2.31, *б*).

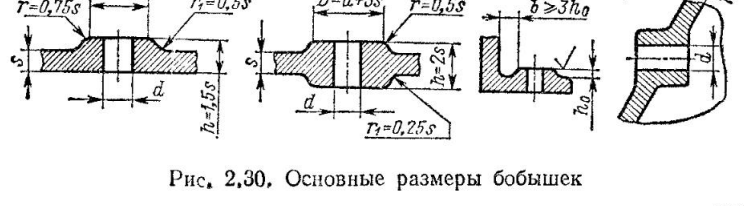


Рис. 2.30. Основные размеры бобышек

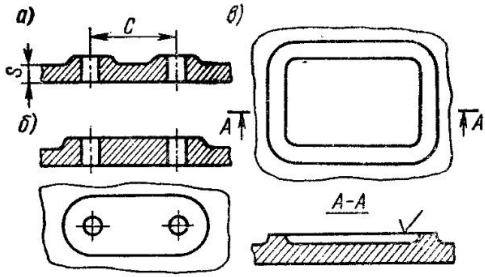


Рис. 2.31. Типы платиков отливок

Для бобышек с двух сторон платик предусматривают при $C \leqslant 6s$. Платики увеличенных размеров используют как установочные плоскости, поэтому необходимо стремиться к наименьшей механически обрабатываемой поверхности (рис. 2.31, *в*).

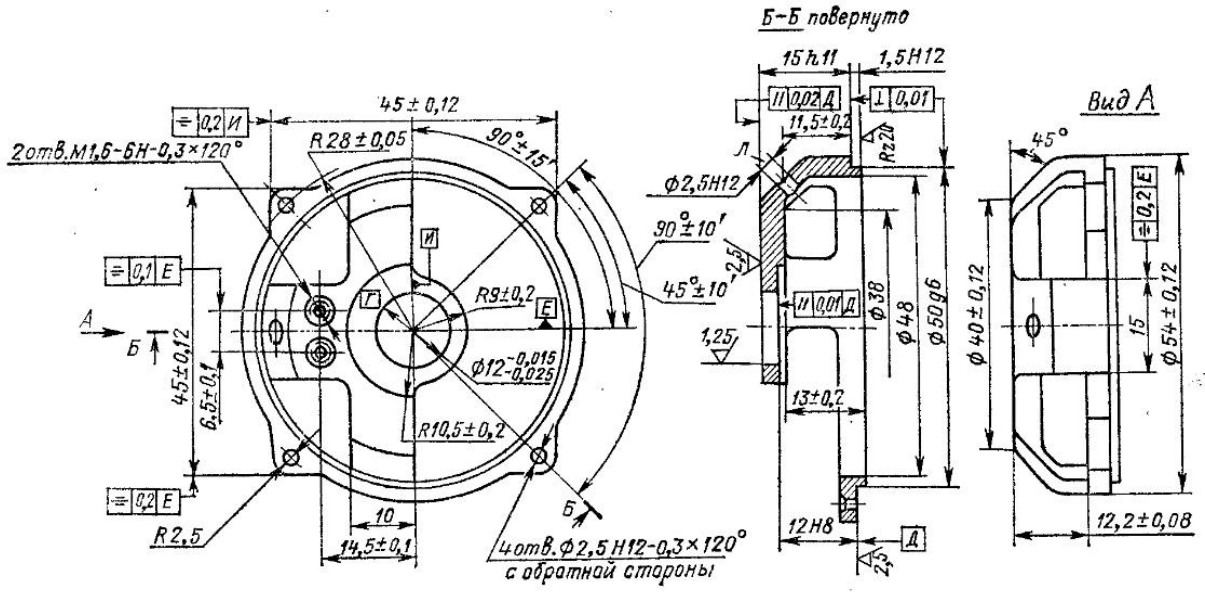
Стенки по контуру отверстий увеличенных размеров, окон и пазов литых деталей укрепляют односторонней (рис. 2.32, *а*) и двухсторонней (рис. 2.32, *б*) *отбортовкой*.

Уклоны для всех видов приливов назначают 1 : 20 и меньше. Пример оформления чертежа литой детали дан на рис. 2.33.

Основным литейным материалом в машиностроении является чугун (табл. 2.41), обладающий высокими литейными свойствами и хорошо обрабатываемый резанием. В условных обозначениях серых и высокопрочных чугунов цифры соответствуют пределу прочности при растяжении $\sigma_{пч} \cdot 10^{-1}$ МПа. В отливках значения $\sigma_{пч}$ изменяются в довольно широких пределах в зависимости от толщины стенки. Например, отливка из чугуна марки СЧ10 толщиной 4 мм имеет $\sigma_{пч} = 140$ МПа, а при толщине 80 мм $\sigma_{пч}$ уменьшается в 2 раза ($\sigma_{пч} = 70$ МПа). Отливки из высокопрочных чугунов легче стальных на 8—10 %. Масса и размеры отливок из чугунов марок ВЧ практически не ограничены.



Рис. 2.32. Размеры отбортовок



1. *Литье под давлением*
2. *Отклонение размеров необрабатываемых поверхностей 2-й группы точности*
3. *Неуказанные литейные радиусы — 1 мм*
4. *Формовочные уклоны 1 : 50*
5. *Термообработка — отжиг*
6. *Материал сплав АЛ2 по ГОСТ 2685—75**

Рис. 2.33. Чертеж литой детали

2.41. Марки чугунов для отливок

Чугун	ГОСТ	Марка
Серый	1412—82 (СТ СЭВ 4560—84)	СЧ 10; СЧ 15; СЧ 20; СЧ 25; СЧ 30; СЧ 35
Высокопрочный	7293—85 (СТ СЭВ 4558—84)	ВЧ 35; ВЧ 40; ВЧ 45; ВЧ 50; ВЧ 60; ВЧ 70; ВЧ 80; ВЧ 100
Антифрикционный	1585—85	АЧС-1—АЧС-6; АЧВ-1; АЧВ-2; АЧК-1; АЧК-2
Жаростойкий легированный	7769—82**	ЧХ1—ЧХ3; ЧХ9Н5; ЧХ16; ЧХ22; ЧС5; ЧС13; ЧС15; ЧЮХШ; ЧЮ6О5; ЧЮ22Ш; ЧЮ30; ЧГ6О3Ш; ЧНМШ и др.

Антифрикционные чугуны предназначены для работы в узлах трения в контакте с закаленными или нормализованными валами. Для валов, не подвергающихся термической обработке, предназначены чугуны марок АЧС-6, АЧК-2 и при повышенных скоростях АЧВ-2. Жаростойкие легированные чугуны характеризуются повышенной коррозионной стойкостью и износостойкостью. Наибольшую прочность на изгиб имеют хромистые высоколегированные чугуны ЧХ9Н5 и ЧХ16 ($\sigma_{\text{пч. и}} = 700$ МПа), а на растяжение — никелевый низколегированный чугун ЧНМШ ($\sigma_{\text{пч. р}} = 500$ МПа). Наибольшую коррозионную стойкость в запыленных и газовых средах при температуре до 1100 °С проявляют алюминиевые высоколегированные чугуны марок ЧЮ22Ш и ЧЮ30.

Реже для отливок используется сталь. ГОСТ 977—75* в зависимости от условий работы и вида контроля подразделяет отливки из конструкционных и легированных сталей на три группы: I — отливки общего назначения; II — отливки ответственного назначения для деталей, работающих при статических и циклических нагрузках; III — отливки особо ответственного назначения для деталей, работающих при динамических нагрузках. Механические характеристики коррозионно-стойких, жаростойких, износостойких и кавитационно-стойких сталей, используемых для литых деталей, регламентированы ГОСТ 2176—77* (СТ СЭВ 4563—84), а хладостойких и износостойких — ГОСТ 21357—75*.

Для литых деталей сравнительно небольших размеров широко применяют цветные сплавы (табл. 2.42). Меха-

2.42. Марки литейных цветных сплавов

Сплав	ГОСТ	Марка
Алюминиевый	2685—75*	АЛ1—АЛ9; АЛ11; АЛ13; АЛ19; АЛ23; АЛ27 и др.
Магниевый	2856—79*	МЛ3—МЛ6; МЛ8—МЛ12; МЛ4пч; МЛ5пч; МЛ5он; МЛ15; МЛ19
Медно-цинковый (латунь)	17711—80*	ЛЦ40С; ЛЦ40Сд; ЛЦ40Мц1,5; ЛЦ40Мц3Ж; ЛЦ40Мц3А; ЛЦ38Мц2С2; ЛЦ30А3; ЛЦ25С2; ЛЦ23А6Ж3Мц2; ЛЦ16К4; ЛЦ14К3С3
Оловянная бронза	613—79	Бр03Ц12С5; Бр03Ц7С5Н1; Бр04Ц7С5; Бр05Ц5С5; Бр06Ц6С3; Бр010Ф1; Бр010Ц2 и др.
Безоловянная бронза	493—79	БрА9Мц2Л; БрА9Ж3Л; БрА10Ж3Мц2; БрА10Ж4Н4Л; БрА11Ж6Н6; БрС30 и др.

нические свойства отливок из цветных сплавов зависят от способа литья. Более низкую прочность отливок получают при литье в песчаные формы.

Для изготовления корпусных деталей и кронштейнов в приборо- и машиностроении широко применяют литейные алюминиевые сплавы (силумины). Прочностные характеристики силуминов определяются способом литья и видом термообработки. В зависимости от этих факторов предел прочности отливок, например, из сплава АЛ3 может изменяться от 140 до 250 МПа. Высокую прочность имеет сплав АЛ19 ($\sigma_{пч} = 300 \div 340$ МПа).

Литейные магниевые сплавы характеризуются хорошей обрабатываемостью резанием. Недостатком этих сплавов является пониженная коррозионная стойкость во влажной атмосфере. Широкое применение имеет высокопрочный сплав с удовлетворительной коррозионной стойкостью марки МЛ5 ($\sigma_{пч} = 230$ МПа). В условных обозначениях марок магниевых сплавов буквы «пч» означают повышенную чистоту, а «он» — общего назначения. Магниевые сплавы часто служат заменителями литейных алюминиевых сплавов.

Наиболее широкое применение для изготовления фасонного литья арматуры имеют латуни марки ЛЦ40С (старое обозначение — ЛС59-1Л). Детали несложной конфигурации изготовляют из марганцевых латуней. Для ответственных деталей, работающих при высоких удель-

ных давлениях и знакопеременных нагрузках, назначают латунь ЛЦ23А6Ж3Мц2, отличающуюся высокой прочностью при литье в кокиль ($\sigma_{пч}$ = 705 МПа).

Оловянные бронзы применяют при литье арматуры общего назначения, подшипников скольжения, венцов червячных колес и других деталей узлов трения. Наибольшую прочность при литье в кокиль имеет бронза БрО10Ф1 ($\sigma_{пч}$ = 245 МПа). Безоловянные бронзы используют для литья антифрикционных деталей, работающих при повышенных температурах. Прочность безоловянных бронз выше чем оловянных ($\sigma_{пч}$ до 600 МПа).

Литература [3, 10, 35].

2.3. Штампованные детали

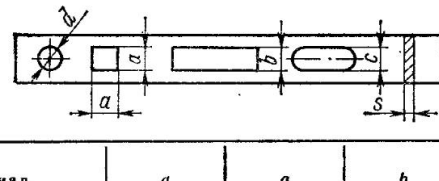
Холодная штамповка позволяет получать из листовых материалов детали разнообразных форм достаточной прочности и жесткости при малой их массе. Листовой штамповкой за одну технологическую операцию изготовляют плоские, изогнутые и полые детали, часто не требующие в дальнейшем механической обработки. Возможиость выполнения размеров с высокой точностью обеспечивает полную взаимозаменяемость штампованных деталей.

При выборе материалов деталей необходимо учитывать особенности процесса деформации во время взаимодействия инструмента и листа-заготовки. Разделительные операции вырубки, пробивки и отрезки требуют применения малопластичных материалов с отношением предела текучести $\sigma_т$ к пределу прочности $\sigma_{пч}$ более 0,8. Формообразующие операции гибки и вытяжки возможны для материалов высокой пластичности при $\sigma_т/\sigma_{пч} \leqslant 0{,}65$.

Вырубкой и пробивкой в штампах металлических и неметаллических материалов получают *плоские детали* разнообразных конфигураций. Детали из малоуглеродистой стали могут быть изготовлены вырубкой при толщине $s \leqslant 25$ мм, а пробивкой — при $s \leqslant 35$ мм. Неметаллические материалы (текстолит, гетинакс, органическое стекло и др.) хорошо вырубаются при $s \leqslant 1{,}5$ мм, так как при большей толщине возможно появление трещин.

Простейшие плоские детали в виде полос шириной $B \geqslant 1{,}5s$ изготовляют резкой листа на гильотинных и многодисковых ножницах, а также вырубкой в штампах. Высокая точность по ширине полос достигается при применении многодисковых ножниц. При вырубке в штампах

2.43. Минимальные размеры отверстий в долях от s



Материал	a	a	b	c
Сталь, $\sigma_{пч} \leqslant 500$ МПа	1,0	0,9	0,8	0,7
Сталь, $\sigma_{пч} = 500 \div 700$ МПа	1,3	1,2	1,0	0,9
Сталь, $\sigma_{пч} > 700$ МПа	1,5	1,3	1,2	1,1
Медь, латунь	0,9	0,8	0,7	0,65
Алюминий, цинк	0,8	0,7	0,6	0,60
Гетинакс, текстолит	0,4	0,35	0,35	0,35
Бумага, картон	0,4	0,35	0,30	0,30

допуск на ширину полос толщиной $s \leqslant 3$ мм соответствует 12—13-му квалитетам, при $s = 3$—5 мм — 14-му квалитету и при $s > 5$ мм — 14—16-му квалитетам точности.

Отверстия в плоских деталях могут иметь различные формы. Наименьшие размеры отверстий, пробиваемых в инструментальных штампах, зависят от материала и толщины детали (табл. 2.43). Допускаемые отклонения размеров отверстий определяются точностью пробивного штампа (табл. 2.44). Если требуются отверстия диаметрами меньше, чем позволяет штамповка, то их получают сверлением.

Соотношения размеров характерных конструктивных элементов плоских деталей представлены на рис. 2.34. Эти соотношения рекомендуются для деталей из пластичных сталей. Для деталей из высокоуглеродистых и легированных сталей их следует увеличить в 1,4 раза, а из латуней и алюминиевых сплавов — уменьшить в 0,75 раза. Острых углов, особенно внутренних, в штампованных деталях следует избегать, так как они способствуют появлению трещин. Точность размера между осями пробиваемых отверстий A и расстояния от базовой поверхности B_0 зависят от толщины детали (табл. 2.45). Допускаемые

2.44. Допускаемые отклонения размеров отверстий, мм

Толщина листа s	Размер отверстия		
	до 10	10—50	50—150
0,2—1	0,05/0,02	0,08/0,04	0,12/0,08
1—2	0,06/0,03	0,10/0,06	0,16/0,10
2—4	0,08/0,04	0,12/0,08	0,20/0,12
4—6	0,10/0,06	0,15/0,10	0,25/0,15

Примечание. В числителе указаны допускаемые отклонения при пробивке отверстий в штампах обычной точности, в знаменателе — в штампах повышенной точности.

2.45. Допускаемые отклонения (±) расстояний между осями отверстий и от базовой поверхности до оси отверстия, мм

Толщина листа s	Межосевой размер A			Базовый размер B_0			
	до 120	св. 120 до 220	св. 220 до 360	до 50	св. 50 до 120	св. 120 до 220	св. 220 до 360
До 2	0,15	0,20	0,25	0,5	0,6	0,7	0,8
Св. 2 до 4	0,20	0,25	0,30	0,6	0,7	0,8	1,0
» 4	0,25	0,30	0,40	0,7	0,8	1,0	1,2

2.46. Допускаемые отклонения (±) размеров контура плоских деталей, мм

Толщина листа s	Размер контура			
	до 10	св. 10 до 50	св. 50 до 150	св. 150 до 300
Св. 0,2 до 0,5	0,08/0,025	0,1/0,03	0,14/0,05	0,2/0,08
» 0,5 » 1	0,12/0,03	0,16/0,04	0,22/0,06	0,3/0,10
» 1 » 2	0,18/0,04	0,22/0,06	0,3/0,08	0,5/0,12
» 2 » 4	0,24/0,06	0,28/0,08	0,4/0,10	0,7/0,15
» 4 » 6	0,30/0,10	0,35/0,12	0,5/0,15	1,0/0,20

Примечание. В числителе указаны допускаемые отклонения при вырубке деталей в штампах обычной точности, в знаменателе — в штампах повышенной точности.

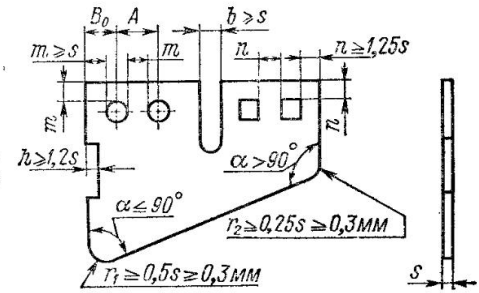


Рис. 2.34. Размеры конструктивных элементов плоских деталей

отклонения для наружных размеров плоской детали назначают с учетом точности изготовления штампа (табл. 2.46).

В целях повышения жесткости контуров отверстий применяют *отбортовку* их краев. Общие рекомендации по определению размеров отбортовок даны на рис. 2.35. Места крепления плоских деталей усиливают круглыми *выдавками* с отверстиями под крепежные детали (табл. 2.47). Для деталей из алюминиевых, магниевых и титановых сплавов ГОСТ 17040—80* устанавливает три типа отбортовок: I — нормальная со сгибом под углом 90°; II — со сгибом под 60°; III — тарельчатая, имеющая дно с отверстием. Размеры нормальных отбортовок даны в табл. 2.48.

Плоские детали больших габаритных размеров (листовые обшивки, крышки и пр.) из-за недостаточной жесткости склонны к короблению даже при отсутствии нагрузок. Для устранения этого недостатка в тонкостенных деталях делают выдавки за счет растяжения материала в виде углублений: глухие отбортовки сферические (рис. 2.36, *а*), конические и цилиндрические (рис. 2.36, *б*), кольцевые (рис. 2.36, *в*) и *рифты*, которые размещают в деталях параллельно (рис. 2.36, *г*) или крестообразно (рис. 2.36, *д*). ГОСТ 17040—80* устанавливает размеры глухих отбортовок для деталей из алюминиевых, магниевых и титановых сплавов (табл. 2.49). Отгиб краев шириной b и b_1 придает дополнительную жесткость деталям.

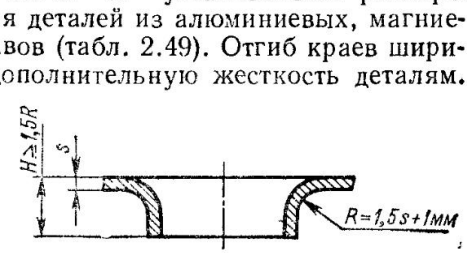
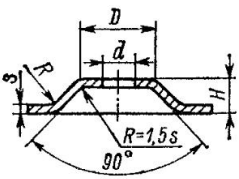


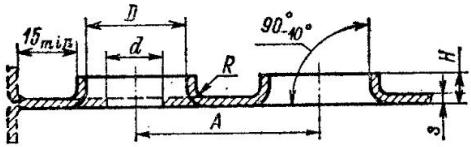
Рис. 2.35. Размеры отбортовок

2.47. Размеры выдавок для усиления мест крепления плоских деталей, мм



d	D	H		
		s = 1	s = 1,5	s = 2
4,5	12	5,5	6,0	6,5
5,5	14	6,0	6,5	7,0
6,5	16	6,5	7,0	7,5
8,5	20	8,5	9,0	9,5

2.48. Размеры отборговок типа I для деталей из цветных сплавов, мм



D	d	s	R	H	A, не менее
5	3,5	0,5	0,5	1,5	15
6	4,5	0,5	0,5	1,5	15
8	5,5	0,5	0,5	2,0	20
10	7,5	0,5	0,5	2,0	20
12,5	9,0	0,5	0,5	2,0	22
16	12,5	0,5	0,5	2,5	30
		1,0	2,5	3,5	30
		1,2	3,0	4,0	20
		1,5	3,5	4,0	20
20	15,0	0,5	1,0	3,0	40
		1,0	2,5	4,0	40
		1,2	3,0	4,0	30
		1,5	3,5	4,0	30
25	20,0	0,5—1	3,0	4,0	40
		1,2—1,5	4,0	5,0	40
30	25,0	0,5—1	3,0	4,0	45
		1,2—1,5	4,0	5,0	45

D	d	s	R	H	A, не менее
35,5	30,0	0,5—1 1,2—1,5	3,0 4,0	4,0 6,0	50 50
40	35,5	0,5—1 1,2—1,5	3,0 4,0	4,0 6,0	55 55
45	40,0	0,5—1 1,2—1,5	3,0 4,0	4,0 6,0	60 60

Примечания: 1. Стандарт предусматривает отбортовки диаметром D до 212 мм. 2. Предельные отклонения размеров назначают по 15-му квалитету.

Наиболее широкое применение для деталей из пластичных материалов имеют рифты с полукруглым сечением и округленной законцовкой (рис. 2.37). Для деталей из алюминиевых и магниевых сплавов ГОСТ 17040—80* регламентирует три типа рифтов: с полукруглым сечением и округленной законцовкой (тип I), с полукруглым сечением и прямой законцовкой (тип II), с трапециевидным сечением и прямой законцовкой (тип III). Первые два типа рифтов назначают для деталей толщиной от 0,5 до 2,5 мм. Они рекомендуются и для деталей из титановых сплавов. Размеры рифтов типа III даны в табл. 2.50. Жесткость плоским деталям придают и *жалюзи* (табл. 2.51), выполняющие роль вентиляционных отверстий.

Изогнутые детали изготовляют из листов, проволоки, труб и профилированных заготовок на листоштамповочных и специальных гибочных прессах. При разработке конструкций изогнутых деталей необходимо учитывать

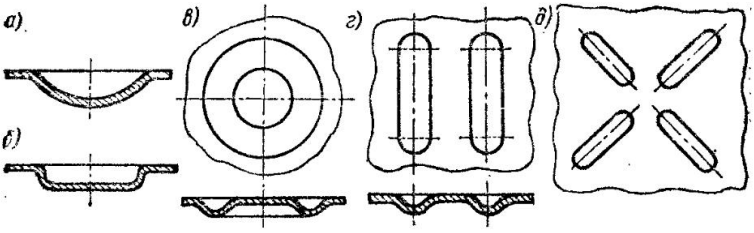
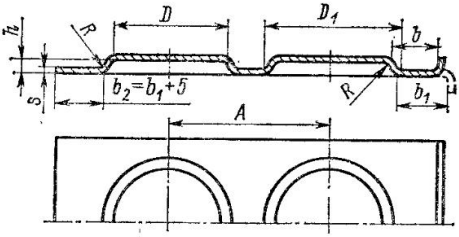


Рис. 2.36. Типы выдавок

2.49. Размеры глухих отбортовок для деталей из цветных сплавов, мм



D	D_1	A, не менее	h	R	b, не менее	b_1, не менее	s
5	12	18	2	1	6	6	0,3—0,6
6	13,5	20	2	1	6	6	0,3—0,6
8	16	22	2	1	6	6	0,3—1
10	18	24	2	1	6	6	0,3—1
12	19	26	2	1	6	6	0,3—1
15	20	28	2	1	6	6	0,3—1
18	22	28	2	1	6	6	0,3—1
24	28	33	2	1	6	6	0,3—1
31	37	43	3	1,5	10	10	0,3—1
36	42	48	3	1,5	10	10	0,3—1
43	51	58	4	2	10	15	0,3—1
48	56	63	4	2	10	15	0,3—1,5
55	65	74	5	2,5	15	25	0,3—1,5
60	71	80	5	2,5	15	25	0,3—1,5
65	75	85	5	2,5	15	25	0,5—2
72	84	96	6	3	15	25	0,5—2
77	89	103	6	3	20	35	0,5—2
82	94	110	6	3	20	35	1—2
94	108	128	7	3,5	20	35	1—2

Примечание. ГОСТ 17040—80* предусматривает размеры глухих отбортовок с диаметрами D до 230 мм.

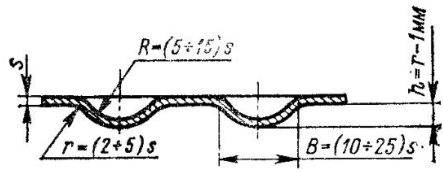
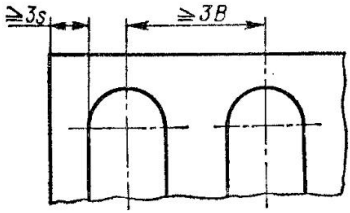
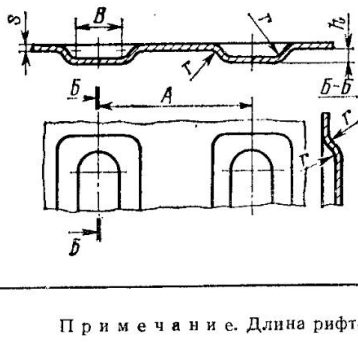


Рис. 2.37. Основные размеры рифтов



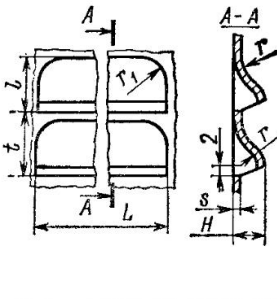
2.50. Размеры рифтов с трапециевидным сечением для деталей из алюминиевых и магниевых сплавов



s	h	r	B
От 0,3 до 0,4	3	2	12
Св. 0,4 » 0,8	3,5	3	14
» 0,8 » 1,0	4	4	16
» 1,0 » 1,2	5	5	20
» 1,2 » 1,5	6	5	26
» 1,5 » 1,8	8	6	32
» 1,8 » 2,0	11	8	44

Примечание. Длина рифтов и размер *A* не стандартизуются.

2.51. Размеры жалюзей



s	t	r	$H=r_1$	l	L
1	16	6	7	15	100; 125
1,5	25	9	10,5 11	21,5 22	150 250
2	30 30 35	9 12 12	11 14 14	22 28 28	200 175 300

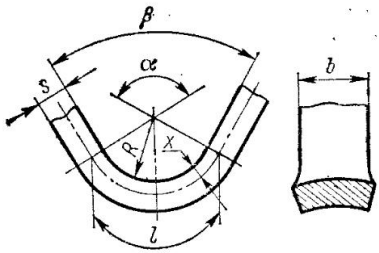


Рис. 2.38. Основные размеры изогнутого участка

минимальный внутренний радиус гибки, который устанавливается в зависимости от допускаемых деформаций волокон, наиболее удаленных от нейтральной линии. Целесообразно назначать радиусы гибки больше рекомендуемых минимальных значений.

На участках изгиба форма поперечного сечения узких полос деформируется (рис. 2.38). Если ширина полосы $b \geqslant 20s$, то профиль сечения не искажается, но толщина листа в местах изгиба уменьшается.

Длина нейтральной линии изгибаемого участка зависит от смещения нейтрального слоя в результате изгиба:

$$l = \pi\alpha\,(R + xs)/180,$$

где x — коэффициент, определяющий положение нейтрального слоя. Значения коэффициента x приведены ниже:

R/s	0,5	0,8	1	2	3	4	5	6	8	10
x	0,25	0,3	0,35	0,37	0,4	0,41	0,43	0,44	0,46	0,48

Минимальные внутренние радиусы гибки R_{min} стальных листов существенно определяются состоянием материала и положением линии сгиба относительно волокон проката (табл. 2.52). Наименьший радиус гибки листов из цветных сплавов рассчитывают по рекомендациям ГОСТ 17040—80*:

$$R_{min} = iCs,$$

где i — коэффициент сгиба, зависящий от марки и состояния сплава (табл. 2.53 и 2.54); C — поправочный коэффициент, учитывающий значения угла сгиба $\beta = 180° - \alpha$ (табл. 2.55). Для некоторых материалов установлены допускаемые отклонения на угол сгиба β (табл. 2.56). Допускаемые отклонения на линейные размеры изогнутых деталей различных конфигураций даны в табл. 2.57.

При изгибе *прутков* квадратного и круглого сечений по минимальным радиусам форма сечений $A—A$ на деформируемых участках искажается (табл. 2.58 и 2.59).

2.52. Минимальные относительные радиусы R_{min}/s для стальных листов

Сталь	Марка стали	Расположение линии сгиба относительно волокон проката	
		поперек	вдоль
Углеродистая общего назначения по ГОСТ 380—71*	Ст1; Ст2	0/0,4	0,4/0,8
	Ст3	0,1/0,5	0,5/1,0
	Ст4	0,2/0,6	0,6/1,2
	Ст5	0,3/0,8	0,8/1,5
	Ст6	0,5/1,0	1,0/1,7
Углеродистая качественная конструкционная по ГОСТ 1050—74**	08; 10	0/0,4	0,4/0,8
	15; 18; 20	0,1/0,5	0,5/1,0
	25; 30	0,2/0,6	0,6/1,2
	35; 40	0,3/0,8	0,8/1,5
	45; 50	0,5/1,0	1,0/1,7
	55; 60	0,7/1,3	1,3/2,0
Легированная по ГОСТ 4543—71*	30ХГСА	4/—	8/—
Коррозионно- и жаростойкая по ГОСТ 5632—72*	Х25Т	2,5/—	5/—
	20Х23Н18	2/—	4/—
	0Х23Н28М3Д3Т	2/—	4/—

Примечания: 1. В числителе указаны значения относительных радиусов для отожженного или нормализованного состояния материала, в знаменателе — для наклепанного. 2. При гибке под углом к направлению проката следует брать средние промежуточные значения радиуса в зависимости от угла наклона линии сгиба.

2.53. Коэффициенты сгиба i для отожженных листовых материалов из цветных сплавов

Сплав	Марка сплава	i
Алюминиевый по ГОСТ 4784—74* (СТ СЭВ 730—77, СТ СЭВ 996—78)	АД1; АМц	0,5
	АМг2; АМг3; АКЧ-1; Д1; Д16	1,0
	В95	1,5
	АМг5; АМг6	2,0
Магниевый по ГОСТ 14957—76*	МА20	3
	МА18	4
	МА15; МА18	6
	МА1; МА2-1	7

Сплав	Марка сплава	i
Латунь по ГОСТ 15527—70* (СТ СЭВ 379—76, СТ СЭВ 2621—80)	Л90 (мягкая) Л63; Л68 (мягкие) ЛС59-1 (мягкая)	0,2 0,3 1,0
Бронза по ГОСТ 18175—78* (СТ СЭВ 377—76, СТ СЭВ 371—77)	БрКМц3-1 (мягкая) БрБ2 (мягкая)	0,8 1,0
Медь по ГОСТ 859—78* (СТ СЭВ 226—75)	М1; М2; М3 (мягкие)	0,3

Примечание. Кромки листов, подвергаемых изгибу, должны быть зачищены.

2.54. Коэффициенты сгиба i для отожженных листов из титановых сплавов по ГОСТ 19807—74*

Марка сплава	Толщина листа s, мм		
	до 1	св. 1 до 3	св. 3 до 4
ВТ1-00; ВТ1-0	1,5	2,0	3,0
ОТ4-0	2,0	2,5	4,0
ОТ4-1	2,5	3,0	4,0
ОТ4	3,0	3,5	4,5
ВТ6С; ВТ14; ВТ5-1	4,0	5,0	6,0
ВТ20	5,0	7,0	9,0

Примечание. Значения коэффициентов i даны для листов, изгибаемых без нагрева, с зачищенными кромками.

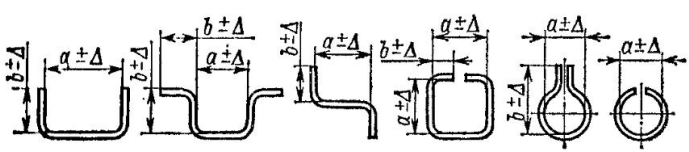
2.55. Поправочные коэффициенты C для углов сгиба β

Материал листа	Угол сгиба β, °						
	30	45	60	90	105	120	150
Алюминиевые и титановые сплавы	1,15	1,10	1,05	1	0,95	0,9	—
Магниевые сплавы	1,30	1,20	1,10	1	—	0,9	0,8
Медь и медные сплавы	1,63	1,45	1,36	1	—	0,9	0,9

2.56. Допускаемые отклонения (±) для углов сгиба β

Материал листа	R/s		
	до 1	св. 1 до 2	св. 2 до 4
Сталь, латунь, $\sigma_{пч} = 220$ МПа	15′	30′	1°
Сталь, латунь, $\sigma_{пч} = 350 \div 400$ МПа	30′	1° 30′	3°
Сталь, $\sigma_{пч} = 600$ МПа	—	3°	5°

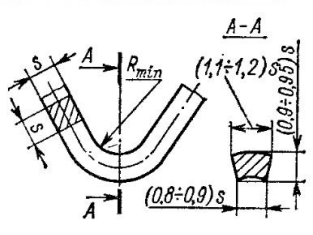
2.57. Допускаемые отклонения Δ линейных размеров изогнутых листовых деталей, мм



Ширина листа B		Толщина листа s		Размер a				Размер b			
св.	до	св.	до	до 50	св. 50 до 100	св. 100 до 250	св. 250 до 700	до 50	св. 50 до 100	св. 100 до 250	св. 250 до 700
—	100	—	1	0,3	0,4	0,5	0,8—1	0,5	0,8	1—1,5	1,5—2
		1	3	0,5	0,6	0,8	1—1,2	0,8	1	1,5	2—2,2
		3	6	0,6	0,8	1	1,2—1,5	1	1,5	1,5—2	2—2,5
		6	10	0,8	1	1,4	1,7—2	1	1,5	2	2,5—3
100	200	—	1	0,4	0,5	0,7	0,8—1,2	0,8	1	1,5	2
		1	3	0,5	0,6	0,8	1—1,5	1	1,5	1,5—2	2—2,5
		3	6	0,6	0,8	1	1,2—1,5	1	1,5	2,2	2,5—3
		6	10	0,8	1	1,2	1,5—1,8	1	1,5	2,5	2,5—3
200	400	—	1	0,5	0,6	0,8	1—1,2	0,8	1	1,5	2
		1	3	0,6	0,8	1	1,2—1,5	1	1,5	2	2,5
		3	6	0,8	1	1,2—1,5	1,8—2	1	1,5	2—2,5	2,5—3
		6	10	1	1,2	1,5—2	2—2,5	1,5	2	2,5—3	3,5
400	700	—	1	0,6	0,8	1	1,2—1,5	1	1,5	1,5—2	2
		1	3	0,8	1	1,2—1,5	1,8—2	1	1,5	2	2,5—3
		3	6	1	1,2	1,5—2	2—2,5	1,5	2	2,5—3	3—3,5
		6	10	1,2	1,5	2,5	2,5—3	2	2,5	3—3,5	3,5—4

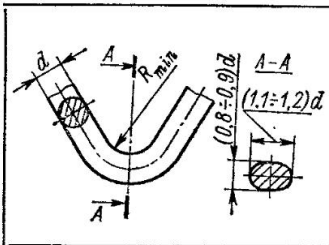
Примечание. При двух значениях отклонений меньшие относится к меньшим размерам.

2.58. Минимальные радиусы гибки прутков с квадратным сеченнем, мм



s	Марка материала		
	Ст3; 20	Ст5; 45	М3; Л63
2—2,5	—	—	0,6
3—4	—	—	1
5	—	—	2
6	3	6	2
8	4	8	2
9	—	—	3
10	10	10	6
12	—	—	6
14	—	—	8
16	16	16	10
18	—	—	10
20	20	20	13
22	22	22	13
25	25	25	16
30	30	30	18

2.59. Минимальные раднусы гибки прутков с круглым сеченнем, мм



d	Марка материала		
	Ст3; 20	Ст5; 45	60Г, 60С2
2	0,6	—	—
3	1	—	—
4	1	2	—
6	2	4	5
8	3	5	6
10	8	10	10
12	10	13	16
14	10	—	18
16	13	16	22
18	16	18	22
20	16	20	25
22	18	22	30
25	20	25	30
28	22	30	35
30	25	30	40

Форма сечений $A—A$ сохраняется при изгибе таких прутков по радиусам $R \geqslant 1{,}5s$ и $R \geqslant 1{,}5d$. Минимальный радиус при гибке *труб* с наружным D и внутренним d диаметрами находят по формуле

$$R_{min} = 2\,(D + d)\,k_т,$$

где $k_т$ — коэффициент, учитывающий материал труб и условия гибки (табл. 2.60).

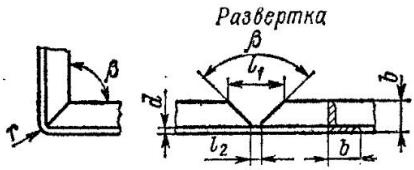
Минимальный внутренний радиус при гибке на ребро *уголков* из стали и алюминиевых сплавов в холодном состоянии зависит от расположения полок (внутри или сна-

2.60. Значения коэффициента $k_т$

Материал труб	Гибка в холодном состоянии		Гибка в нагретом состоянии с наполнителем
	без наполнителя	с наполнителем	
Алюминий мягкий	0,8	0,6	0,5
» твердый	1,0	0,8	0,6
Дюралюмин мягкий	1,0	0,8	0,6
» твердый	1,4	1,2	0,8
Сталь мягкая	0,8	0,6	0,5
» полутвердая	1,0	0,8	0,8
» твердая	1,5	1,2	0,9
Медь мягкая	0,8	0,6	0,5
Латунь мягкая	1,0	0,8	0,6
» твердая	1,3	1,1	0,7

Примечание. В качестве наполнителя применяется песок.

2.61. Размеры конструктивных элементов при гибке угловой прокатной стали, мм



Размеры $b \times b \times d$	r	Угол гибки β, °							
		30		45		60		75	
		l_1	l_2	l_1	l_2	l_1	l_2	l_1	l_2
20×20×3	3	9	2	14	4	20	5	26	6
25×25×4	4	11	3	17	5	22	6	32	8
32×32×4		15		23		32		43	
36×36×4		17		27		37		49	
40×40×4		20		30		42		55	
45×45×4		22		34		48		63	
50×50×4		25		38		53		71	
63×63×6	6	31	4	48	6	66	9	88	10
75×75×6		37		58		80		106	

Размеры $b \times b \times d$	r	Угол гибки β, °							
		90		105		120		135	
		l_1	l_2	l_1	l_2	l_1	l_2	l_1	l_2
20×20×3	3	34	7	44	8	59	9	82	11
25×25×4	4	42	10	55	11	73	13	102	15
32×32×4		56		73		97		135	
36×36×4		64		84		111		155	
40×40×4		72		94		125		174	
45×45×4		82		107		142		198	
50×50×4		92		120		160		222	
63×63×6	6	114	13	149	15	198	17	275	20
75×75×6		138		180		239		333	

ружи) и симметричности профиля (рис. 2.39). Изгиб прокатной угловой стали под углом гибки β требует предварительной разделки одной из полок (табл. 2.61).

Полые тонкостенные детали получают холодной штамповкой из листовых пластичных материалов за счет вытяжки. Размеры деталей цилиндрической формы назначают с учетом особенностей технологии вытяжки. Для

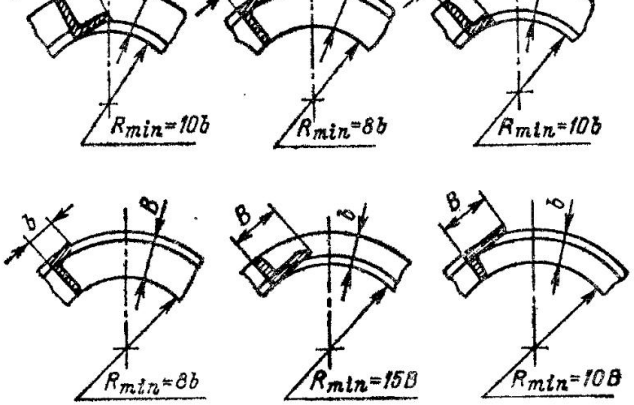


Рис. 2.39. Минимальные радиусы гибки уголков

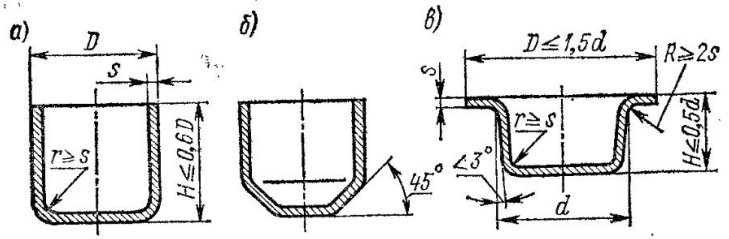


Рис. 2.40. Типы переходов от стенок к дну полых деталей

деталей с наружным диаметром $D > 60$ мм переход от стенок к дну рекомендуется оформлять не по радиусу (рис. 2.40, *а*), а по конусу (рис. 2.40, *б*). Диаметр фланца полой цилиндрической детали (рис. 2.40, *в*) должен быть наименьшим.

В целях повышения технологичности конструкций цилиндрической поверхности желательно придавать конусность с углом 1—2°.

На рабочих чертежах цилиндрических деталей в зависимости от назначенного способа контроля размера указывают внутренний или наружный диаметр. Допуски на диаметры цилиндрической части не превышают 13-го квалитета точности. Допускаемые отклонения по высоте H цилиндрических деталей с фланцем меньше, чем деталей без фланца (табл. 2.62).

На рис. 2.41 даны соотношения размеров деталей коробчатой формы. Допуски на ширину и длину этих деталей не превышают 14-го квалитета точности.

2.62. Допускаемые отклонения (±) по высоте цилиндрических полых деталей, мм

Толщина стенки s	Высота детали H						
	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
До 1	0,3/0,5	0,4/0,6	0,5/0,8	0,6/1,0	0,8/1,2	1,0/1,5	1,2/1,8
Св. 1 до 2	0,4/0,6	0,5/0,8	0,6/1,0	0,7/1,2	0,9/1,5	1,2/1,8	1,4/2,0
» 2 » 4	0,5/0,8	0,6/1,0	0,7/1,2	0,8/1,5	1,0/1,8	1,4/2,0	1,6/2,5
» 4 » 6	0,6/1,0	0,7/1,2	0,8/1,5	0,9/1,8	1,2/2,0	1,6/2,5	1,8/3,0

Примечание. В числителе указаны отклонения для деталей с фланцем, в знаменателе — для деталей без фланца.

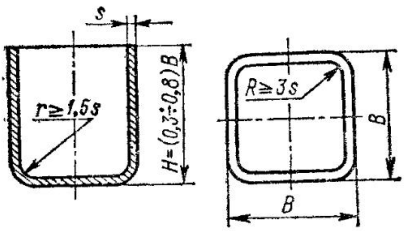


Рис. 2.41. Размеры деталей коробчатой формы

При разработке конструкций полых деталей следует назначать по возможности большие радиусы сопряжений стенок с дном и фланцем. Приведенные соотношения размеров рекомендуются для полых деталей, штампуемых за одну операцию из листа. Если требуется большая глубина вытяжки, т. е. больший размер H, то применяют несколько последовательных операций вытяжки, число которых зависит от свойств материалов.

Литература [16, 33, 35].

2.4. Детали из пластмасс

Во многих современных устройствах пластмассы заменяют черные и цветные сплавы. Применение пластмасс позволяет резко уменьшить массу конструкций и снизить трудоемкость изготовления деталей, особенно сложной конфигурации. В настоящее время имеются композиции пластмасс с различными специфическими свойствами: высокой прочностью, повышенной износо-, вибро-, влаго-, тепло- и химической стойкостью, с очень низким и высоким коэффициентами трения, с высокими диэлектрическими свойствами и др. Ряд пластмасс (например, модифицированные полиамиды и фторопласты) обладает очень широким диапазоном применения и назначается для силовых, антифрикционных, электроизоляционных и уплотнительных деталей.

Для изготовления деталей механической обработкой часто используют конструкционные пластмассы в виде листовых прессованных материалов (табл. 2.63). Из листов текстолита и древесных слоистых пластиков (ДСП) обработкой резанием получают втулки и вкладыши подшипников скольжения, зубчатые колеса и другие детали с антифрикционными свойствами. Пластмассы типа ДСП выпускают цельными (склеенными бакелитовым лаком из целых листов березового шпона) и составными (склеенными из листов шпона, уложенных внахлестку или встык). В обозначениях марок ДСП буквы А, Б, В и Г указывают на порядок укладки шпона в пластике, а буквы э, м, т, о

2.63. Листовые пластмассы для механической обработки

Материал, ГОСТ	Марка материала	Толщина листа, мм	Разрушающее напряжение, МПа, при		
			изгибе	растяжении	сжатии
Текстолит, ГОСТ 5—78* Е	ПТК	0,5—80	147/137	98/90	156/130
	ПТК-С	30—50	—/149	—/98	—/147
	ПТ	0,5—80	142/108	88/69	145/120
	ПТМ-1	15—70	—	—	—/118
	ПТМ-2	20—70	—/117	—	—/118
	ПТГ-1	4	—147	—/98	—
Асботекстолит, ГОСТ 5—78* Е	А	5—35	108	57	98
	Б	5—35	90	63	83
	Г	30—110	83	—	87,6
Стеклотекстолит, ГОСТ 10292—74* Е	ВФТ-С	0,8—35	245	314—392	88
	КАСТ-В	0,5—90	127—132	211—299	54—64
	КАСТ-Р	1,5	—	294	—
	КАСТ	0,5—1,2	—	294—304	—

Продолжение табл. 2.63

Материал, ГОСТ	Марка материала	Толщина листа, мм	Разрушающее напряжение, МПа, при		
			изгибе	растяжении	сжатии
Древесные слоистые пластики, ГОСТ 13913—78*	ДСП-А	15/—	—	—	176/—
	ДСП-Б; ДСП-Б-э	15/35—60	274/255	255/216	157/152
	ДСП-В; ДСП-В-э	1—12/3—12	176/147	137/108	122/118
	ДСП-Г	—/35—60	—/147	—	—/122
	ДСП-Б-м	15/—	216/—	196/—	127/—
	ДСП-В-м	15/—	137/—	127/—	98/—
	ДСП-Г-м	—/35—60	—/82	—	—/98
	ДСП-Б-т	—/35—60	—	—	—
	ДСП-Б-о	20—30/—	294/—	265/—	176/—
Гетинакс, ГОСТ 2718—74*	I	0,2—50	135/105	80/80	—
	II	0,4—50	—/105	—/80	—
	III	5—50	—/105	—/80	—
	V	1—50	120/105	70/70	—
	VI; VII	0,4—4	120/95	80/70	—
	X	0,2—2,5	80/—	65/—	—
Винипласт, ГОСТ 9639—71*	ВН	1—20	—	59/55	—
	ВНЭ; ВП	1—5	—	—/50	—
	ВД	1,5—3	—	—/55	—
	ВЛЛ	3,8	—	—/50	—

Примечания: 1. Для текстолита, гетинакса и винипласта в числителе указаны разрушающие напряжения материалов высшей категории качества, в знаменателе — первой категории. 2. Для пластиков типа ДСП в числителе даны параметры цельных материалов, в знаменателе — составных.

2.64. Пластмассы для литья и прессования деталей

Материал, ГОСТ	Разрушающее напряжение, МПа			Назначение
	Изгиб	Растяжение	Сжатие	
Полиэтилен высокого давления (низкой плотности), ГОСТ 16337—77*Е	7,5—17	7—13	12,5	Детали высокочастотных устройств, трубы, зубчатые колеса, работающие при температуре от —60 до +80 °С
Полиэтилен низкого давления (высокой плотности), ГОСТ 16338—85*Е	20—88	21,5—31,4	25—60	Трубы, шланги, детали радиоаппаратуры, корпусы вентилей, бесшумные зубчатые колеса
Полистирол, ГОСТ 20282—86Е	85—90	36,3—46,5	100	Корпусные детали радиоаппаратуры, клавиши, кнопки
Сополимеры стирола, ГОСТ 12271—76*	100	39—49	—	Детали высокочастотной изоляции, каркасы, колодки, ламповые панели
Полиамид 610, ГОСТ 10589—73*	80—90	50—60	70—90	Втулки, вкладыши, зубчатые колеса, детали арматуры, работающей при температуре от —60 до +100 °С
Сополимеры полиамида, ГОСТ 19459—74*	85—120	60—70	70—120	Детали конструкционного назначения, работающие при температуре от —50 до +70 °С
Фенопласты, ГОСТ 5689—79*	34,3—96	19,6—58,9	78—284	Корпусные детали, ручки управления, маховички, панели, платы печатных схем, зубчатые колеса, кулачки

Продолжение табл. 2.64

Материал, ГОСТ	Разрушающее напряжение, МПа			Назначение
	Изгиб	Растяжение	Сжатие	
Аминопласты, ГОСТ 9359—80	40,7—86,7	37	100	Детали электротехнических устройств, прозрачные циферблаты, колпачки, тонкостенные изделия
Фторопласт-3, ГОСТ 13744—87	58,8—78,4	30—37,5	49—58,8	Детали уплотнительных устройств, работающие в агрессивных средах при температуре от —195 до +125 °С
Фторопласт-4, ГОСТ 10007—80*Е	10,7—14	14,7—25,5	12	Втулки подшипников, электро- и радиодетали, работающие при температуре до +260 °С
Фторопласт-4Д, ГОСТ 14906—77*	11,1	12,7—23,1	20	Тонкостенные трубы и шланги, стержни, работающие при температуре от —60 до +250 °С
Фторопласт-42П, ГОСТ 25428—82	29—39	—	—	Детали общего назначения, изготовляемые прессованием
Пресс-материал АГ-4В, ГОСТ 20437—75*Е	147	—	127	Детали общего назначения, работающие при температуре от —196 до +200 °С, а также в тропических условиях

определяют назначение материала: э — электроизоляционный, м — самосмазывающийся антифрикционный, т — для деталей устройств текстильной промышленности, о — антифрикционный.

Асботекстолит предназначен для тормозных и фрикционных деталей, работающих в механизмах сцепления, и для деталей с высокими теплоизоляционными свойствами. Детали с повышенной тепло- и влагостойкостью изготавливают из стеклотекстолита, панели, щиты и другие детали радиотехнических устройств, длительно работающие при температуре от —65 до +120 °С, выполняют из гетинакса. Из листового винипласта, применяя наряду с механической обработкой штамповку, сварку и склеивание, делают сосуды, баки и другие детали химической аппаратуры, работающей при температуре от 0 до +60 °С.

Более производительными способами изготовления деталей из пластмасс являются литье под давлением и прессование, при которых в качестве сырья используют гранулированные пластмассы и термореактивные порошки. Выбор типа пластмасс определяется многими факторами: назначением детали, условиями ее эксплуатации, способом изготовления и т. п. Механические свойства некоторых пластмасс, предназначенных для получения литых и прессованных деталей, даны в табл. 2.64.

Параметр шероховатости поверхностей R_a литых и прессованных пластмассовых деталей зависит от качества и степени износа поверхностей оснастки и колеблется в пределах от 1,25 до 0,08 мкм.

На точность размеров деталей, получаемых формованием, влияют физико-механические свойства пластмасс, способы и режимы их переработки, погрешности литейных и прессовочных форм и другие факторы. Конструктивный допуск на размер выбирают по СТ СЭВ 145—75 в соответствии с квалитетом точности, который назначают с учетом усадки материала и размеров трех категорий (табл. 2.65): A_1 — наружных и внутренних; A_2 — межосевых расстояний отверстий и толщин стенок в направлении, перпендикулярном к направлению усилия замыкания формы; A_3 — измеряемых вдоль направления усилия замыкания формы. Усадку определяют по результатам измерений размеров конкретных деталей. Колебания усадки для некоторых видов пластмасс составляют (в %): для фенопластов — 0,1—0,9; аминопластов — 0,2—0,8; пресс-материалов АГ-4В — 0,16—0,25; полиамида 610 —

2.65. Квалитеты точности для размеров литых и прессованных деталей

Интервал размеров, мм	Усадка, %							
	до 0,06	св. 0,06 до 0,10	св. 0,10 до 0,16	св. 0,16 до 0,25	св. 0,25 до 0,40	св. 0,40 до 0,60	св. 0,6 до 1	св. 1
Размеры категории A_1								
До 30	8	9	10	11	12	13	14	15
Св. 30 до 120	9	10	11	12	13	14	15	16
» 120 » 250	10	11	12	13	14	15	16	17
» 250 » 500	11	12	13	14	15	16	17	18
Размеры категорий A_2 и A_3								
До 3	10	11	12	13	14	15	16	17
Св. 3 до 30	9	10	11	12	13	14	15	16
» 30 » 120	10	11	12	13	14	15	16	17
» 120 » 250	11	12	13	14	15	16	17	18
» 250 » 500	12	13	14	15	16	17	18	—

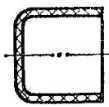
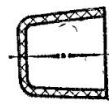
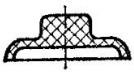
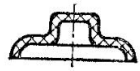
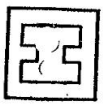
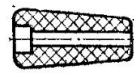
0,8—1,5; полистирола — 0,4—0,8; сополимера стирола — 0,4—0,6; полиэтилена — свыше 1.

Допуски и посадки гладких соединений деталей из пластмасс назначают по ГОСТ 25349—82(СТ СЭВ 179—75). В соединениях пластмассовых деталей с металлическими рекомендуется использовать поля допусков по СТ СЭВ 144—75: для валов h7—h12, отверстий — H7—H12.

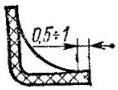
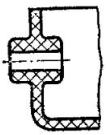
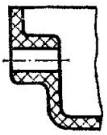
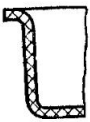
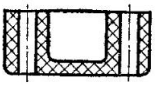
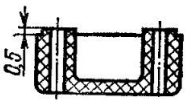
Конструкции пластмассовых деталей, изготавливаемых литьем и прессованием, должны отвечать требованиям технологии. При разработке таких конструкций следует предусматривать наименьшее число линий разъема литейных и пресс-форм, так как разъемные элементы увеличивают трудоемкость и стоимость изготовления. Простые по форме детали могут быть получены при применении неразъемных матриц и пуансонов. Основные конструктивные меры, способствующие повышению технологичности литых и прессованных деталей, даны в табл. 2.66.

Технологические *уклоны* предусматривают для вертикальных наружных и внутренних поверхностей, расположенных параллельно направлению усилия замыкания формы. Уклоны внутренних поверхностей должны быть больше уклонов наружных (табл. 2.67). Технологические

2.66. Конструктивные меры повышения технологичности литых и прессованных деталей

Нетехнологичная конструкция	Характеристика	Технологичная конструкция
	При извлечении готовых деталей из пресс-форм и снятии с пуансона требуются дополнительные усилия, поэтому рекомендуется предусматривать технологические уклоны	
	При разностенности деталей увеличивается время выдержки в пресс-форме и ухудшаются механические свойства материалов из-за разных скоростей охлаждения, поэтому следует соблюдать условие равностенности конструкций	
	Резкие переходы в контуре детали повышают внутренние напряжения, снижают прочность, уменьшают точность размеров из-за коробления. Закругления способствуют лучшему течению пластмассы в пресс-форме и уменьшают износ пресс-формы	
	Наличие поднутрений в наружном контуре усложняет пресс-формы, поэтому целесообразно по возможности предусматривать контур в виде конуса	

Продолжение табл. 2.66

Нетехнологичная конструкция	Характеристика	Технологичная конструкция
	Для увеличения жесткости, прочности и устранения коробления равностенных деталей следует применять ребра, которые, имея плавные переходы в местах сопряжения с опорными поверхностями, не должны доходить до краев деталей на 0,5—1 мм	
	Для удаления готовой детали с боковым приливом на вертикальной стенке необходим разъем матрицы, поэтому целесообразно прилив продолжать до кромки и дна детали	
	Края полых деталей не должны быть острыми или чрезмерно утолщенными, поэтому жесткость края увеличивают за счет отбортовки	
	В целях устранения влияния коробления и усадки на точность формы и размеров детали опорные поверхности следует ограничивать до минимума, предусматривая бобышки и платики наименьшей высоты	

2.67. Технологические уклоны литых и прессованных пластмассовых деталей

Высота детали, мм	Поверхность	
	наружная	внутренняя
До 10	1,0 : 100	1,5 : 100
Св. 10 до 50	0,8 : 100	1,2 : 100
» 50 » 100	0,6 : 100	1,0 : 100
» 100 » 200	0,5 : 100	0,8 : 100
» 200	0,3 : 100	0,6 : 100

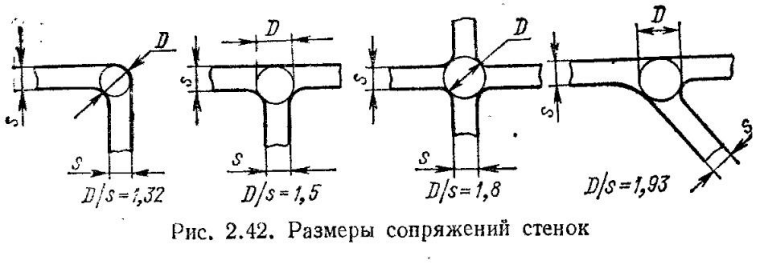


Рис. 2.42. Размеры сопряжений стенок

уклоны не назначают для плоских монолитных деталей толщиной $s \leqslant 6$ мм, тонкостенных деталей высотой $H \leqslant 15$ мм, для наружных поверхностей полых деталей при $H \leqslant 30$ мм, а также для посадочных цилиндрических поверхностей.

Толщина стенки s зависит от габаритного размера детали L_{max} и физико-механических свойств пластмасс. Наименьшую толщину стенки находят по формулам (мм): для деталей из термореактивных пластмасс (фенопластов, аминопластов, пресс-материалов типа АГ-4 и др.)

$$s = 0{,}01L_{max} + 0{,}1;$$

для деталей из термопластичных материалов (полистиролов, полиэтиленов, полиамидов и др.) при $L_{max} \geqslant 10$ мм

$$s = 0{,}8\left(\sqrt[3]{L_{max}} - 2{,}1\right).$$

Толщину стенки следует принимать меньше 10—12 мм, уменьшая ее за счет введения ребер жесткости, применения рациональных сечений и расположения конструктивных элементов так, чтобы они работали на сжатие как более благоприятный вид нагружения для пластмасс.

В местах *сопряжения стенок* появляются скопления пластмассы, создающие условия для появления усадочных дефектов. Для сравнительной оценки увеличения массы по отношению D/s при разных видах сопряжения (рис. 2.42) описывают окружность на изображении мест сопряжения с равными радиусами закругления. Наибольшее скопление массы возникает в крестообразных и V-образных сопряжениях стенок, от которых по возможности следует отказываться.

Если по конструктивным соображениям нельзя выполнить принцип равностенности, то переход от утолщенной части стенки к меньшей должен быть плавным: для

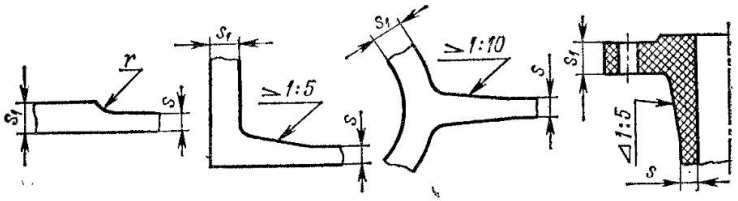


Рис. 2.43. Типы плавных переходов между стенками

плоских деталей — по радиусу или с уклоном, а для тел вращения — с конусностью (рис. 2.43). Для прессованных деталей допускается отношение $s_1 : s$ не более 2 : 1, для литых — 2,5 : 1. Оптимально для всех видов деталей $s_1/s \leqslant 1{,}3$.

Закругления наружных и внутренних поверхностей способствуют повышению прочности, уменьшению коробления и увеличению точности размеров конструктивных элементов деталей. Минимальный радиус закругления наружных поверхностей деталей из термореактивных пластмасс — 0,8 мм, из термопластичных — 1 мм. Радиусы закруглений поверхностей различных конструктивных элементов назначают в зависимости от толщины стенки детали (рис. 2.44). Без закруглений выполняют поверхности, совпадающие с плоскостью разъема формы.

Ребра жесткости увеличивают прочность деталей, распределяют сосредоточенные нагрузки по площади стенки, способствуют уменьшению возможного коробления, позволяют заменять массивные сечения на облегченные. Толщина ребер не должна превышать толщины стенки. Применяемые поперечные сечения ребер жесткости и соотношения размеров их конструктивных элементов даны на рис. 2.45. На плоских поверхностях ребра следует располагать диаметрально или диагонально, избегая крестообразных и V-образных сопряжений.

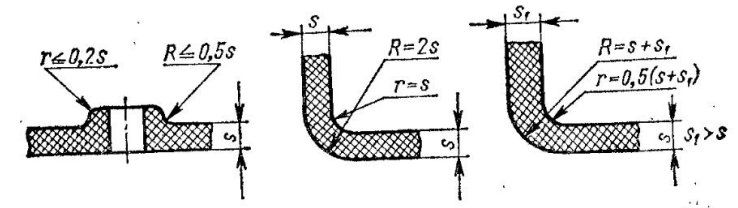


Рис. 2,44. Размеры закруглений поверхностей

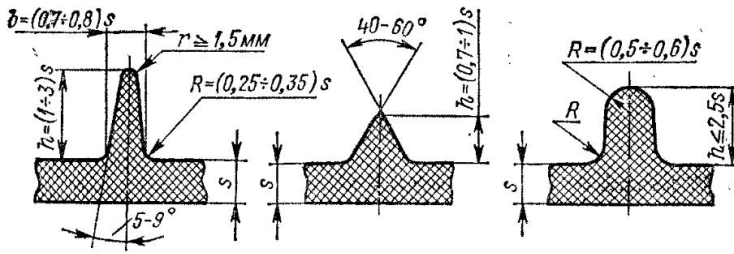
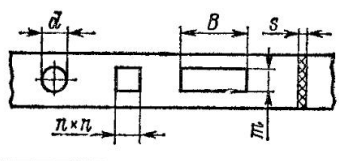


Рис. 2.45. Размеры ребер жесткости

Литьем и прессованием в деталях могут быть получены *отверстия* разнообразных форм в поперечных сечениях (сквозные, глухие и ступенчатые) и по контуру (круглые, овальные, прямоугольные и др.). Желательно, чтобы направление осей отверстий совпадало с направлением усилия замыкания формы, так как отверстия в других направлениях существенно усложняют конструкции литейных и пресс-форм. Фаски в отверстиях могут быть выполнены только с одной стороны. Фаску с другой стороны получают механической обработкой.

Минимальные диаметры отверстий в литых и прессованных деталях из полиамидов — 0,5 мм, из других термопластов — 0,8 мм, из порошкообразных фенопластов и аминопластов — 1,5 мм. Минимальные размеры отверстий, пробиваемых в листовых материалах, определяются в зависимости от толщины листа (табл. 2.68).

2.68. Минимальные размеры отверстий, пробиваемых в листовых пластмассовых деталях



Материал	d/s	n/s	m/s
Гетинакс	0,6	0,7	0,5
Текстолит и другие слоистые пластики	0,4	0,5	0,3
Органическое стекло, целлулоид	1,5	0,8	1,0
Винипласт	1,2	1,0	1,0

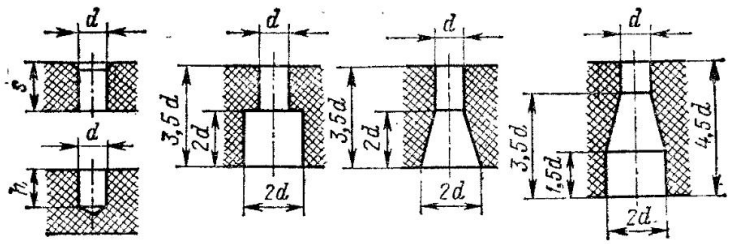


Рис. 2.46. Размеры глухих и сквозных отверстий

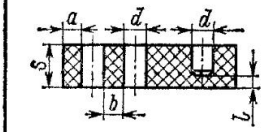
Сквозные отверстия более технологичны, чем глухие. Глубина отверстий ограничивается механической прочностью формующего стержня, усадкой и внутренними напряжениями в деталях. Предельные значения отношений s/d для сквозных и h/d для глухих отверстий (рис. 2.46) даны в табл. 2.69. Чем меньше глубина отверстия, тем выше точность диаметра. При необходимости иметь большую глубину рекомендуется выполнять отверстия двух- и трехступенчатыми, предельные значения размеров которых представлены на рис. 2.46.

Отверстия не следует располагать близко друг к другу и к краю детали, так как в узких перемычках возможно появление трещин из-за усадки. Минимальные размеры перемычек и толщин дна глухих отверстий в литых и прессованных деталях даны в табл. 2.70. Минимальные размеры перемычек при пробивке отверстий в гетинаксах и текстолитах установлены с учетом отсутствия сколов, расслоений и трещин (табл. 2.71). Рекомендуемые размеры перемычек для листовых термопластичных материалов представлены в табл. 2.72.

2.69. Предельные отношения s/d и h/d для литых и прессованных деталей

Диаметр d, мм	Литье под давлением		Прессование			
			компрессионное		литьевое	
	s/d	h/d	s/d	h/d	s/d	h/d
Не более 3	5	2	2,5	1,2	4	1,5
3—6	6	2,5	3	—	5	—
6—10	8	3	4	—	6	—
Не менее 10	10	—	5	1,5	8	—

2.70. Минимальные размеры перемычек и толщин дна глухих отверстий в литых и прессованных деталях, мм



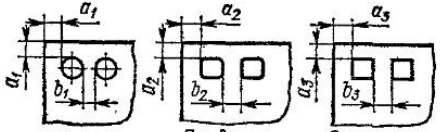
d	b	a	l
Не более 2	0,5	1,0	1,0
2—3	0,8	1,25	1,1
3—4	0,8	1,5	1,2
4—6	1,0	2,0	1,5
6—8	1,2	2,3	2,0
8—10	1,5	2,75	2,5
10—14	2,2	3,8	3,0
14—18	2,5	4,0	3,0
18—30	4,0	4,0	4,0
Не менее 30	5,0	5,0	5,0

Резьбы в пластмассовых деталях могут быть получены прессованием, литьем и механической обработкой. Прямое и литьевое прессование являются более экономичными и производительными способами изготовления деталей с шагом резьбы $P \geqslant 0{,}7$ мм. Механическая обработка применяется при повышенных требованиях к точности резьбы, а также для нарезания резьб малых диаметров и с мелкими шагами. Резьба хорошо нарезается в деталях из волокнистых и слоистых пластиков и хуже в деталях, изготовленных из термореактивных порошкообразных материалов, отличающихся хрупкостью. Если необходима более высокая прочность резьбы, то в пластмассы заформовывают металлические резьбовые стержни и втулки.

На метрическую резьбу диаметрами от 1 до 180 мм для деталей из пластмасс распространяется ГОСТ 11709—81. С помощью метрической резьбы могут быть соединены пластмассовые детали и пластмассовые с металлическими. Номинальный профиль этой резьбы установлен ГОСТ 9150—81 (см. рис. 2.3), и размеры резьбы определяются формулами (2.2)—(2.5). Диаметры и шаги резьб для пластмассовых деталей выбирают по ГОСТ 8724—81 (см. табл. 2.2).

Минимально допустимый диаметр внутренней резьбы для деталей из термопластов и стекловолокнитов — 2 мм, из пресс-порошков — 3 мм. На выступах наружной и внутренней резьб стандарт допускает закругления кромок при шаге $P < 0{,}5$ мм $R_{1\,max} = 0{,}054P$ и при $P \geqslant 0{,}5$ мм $R_{1\,max} = (0{,}054P + 0{,}02)$ мм. Для резьбы

2.71. Минимальные размеры перемычек в листовых слоистых пластмассах, мм

Материал	Толщина листа						
		a_1	b_1	a_2	b_2	a_3	b_3
Гетинакс III, V	До 1	3,2—3,0	2,8—2,7	3,4—3,2	3,0—2,7	3,5—3,6	3,4—3,2
	Св. 1 до 2	1,8—1,5	1,7—1,5	1,9—1,7	1,7—1,6	2,0—1,8	1,9—1,7
	» 2 » 3	1,4—1,3	1,4—1,2	1,4—1,2	1,3—1,1	1,5—1,3	1,4—1,3
Гетинакс I, II	До 1	3,0—2,8	2,7—2,5	3,1—3,0	2,8—2,6	3,2—3,0	3,0—2,7
	Св. 1 до 2	1,6—1,4	1,5—1,4	1,7—1,5	1,6—1,5	1,8—1,6	1,4—1,3
	» 2 » 3	1,2—1,1	1,2—1,1	1,4—1,2	1,2—1,1	1,7—1,5	1,2—1,1
Текстолит	До 1,5	2,4—1,8	2,3—1,6	2,5—1,7	2,4—1,7	2,5—2,0	1,3
	Св. 1,5 до 3	1,2	1,2	1,3	1,3	1,4	1,4
Стеклотекстолит КАСТ, КАСТ-В, КАСТ-Р	До 1,5	1,3	1,3	1,4	1,3	1,4	1,4
	Св. 1,5 до 3	1,2	1,2	1,3	1,3	1,3	1,3

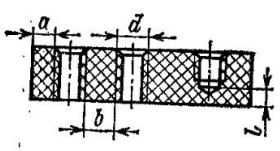
2.72. Минимальные размеры перемычек в листовых термопластичных материалах, мм

Материал	Толщина листа				
	до 1	св. 1 до 1,5	св. 1,5 до 2	св. 2 до 3	св. 3 до 5
Органическое стекло, целлулоид	1,8—2,0	2,5	3	3,5—4,5	—
Винипласт, сополимер стирола	1,2	2,2	2,8	4	5—6
Полиэтилен, фторопласт-4	1,5—2,0	2,5—2,8	3—4	4,5	5

2.73. Поля допусков резьб для пластмассовых деталей

Класс точности резьбы	Длина свинчивания		
	S	*N*	*L*
Наружная резьба			
Средний	6g; 6h	6g; 6h	7g6g; 7h; 6h
Грубый	7g6g; 7h6h	8g; 8h (8h6h)	9g8g; 9h8h
Очень грубый	9g8g; 9h8h	10h8h	10h8h
Внутренняя резьба			
Средний	—	6G; 6H	7G; 7H
Грубый	6G; 6H	7G; 7H	8G; 8H
Очень грубый	8G; 8H	9H8H	9H8H

2.74. Минимальные размеры перемычек между резьбовыми отверстиями и толщина дна глухих резьбовых отверстий, мм



d	*b*	*a*	*l*
Не более 3	1,3	2,0	2,0
3—6	2,0	2,5	3,5
6—10	2,5	3,0	3,8
Не менее 10	3,8	4,3	5,0

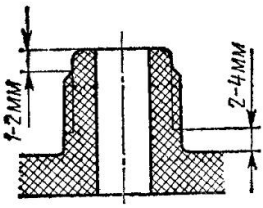


Рис. 2.47. Размеры гладких цилиндрических участков наружной резьбы

с $d < 4$ мм не рекомендуется применять мелкие шаги. В деталях из термореактивных материалов в основном назначают резьбы с $P = 1{,}5$ мм. В деталях из термопластичных материалов можно использовать резьбы с любыми шагами. Стандарт предусматривает для пластмассовых деталей резьбы с особо крупными шагами: М3×0,8; М4×1; М5×1,5; М6×1,5 и М8×1,5.

Поля допусков наружной и внутренней резьб для пластмасс даны в табл. 2.73. Длины свинчивания выбирают по ГОСТ 16093—81 (табл. 2.3). При выборе длин свинчивания следует учитывать, что длина резьбового участка пластмассовых деталей не должна превышать $2d$.

При разработке конструкций деталей с наружной резьбой в целях повышения прочности необходимо предусматривать гладкие цилиндрические пояски у захода и выхода резьбы (рис. 2.47). Для резьбовых отверстий обязательны фаски глубиной 1—2 шага резьбы, предохраняющие первый виток от выкрашивания. Минимальные размеры перемычек между резьбовыми отверстиями и толщин дна глухих отверстий даны в табл. 2.74. На наружной поверхности резьбовых деталей желательно предусмотреть конструктивные элементы в виде рифлений, приливов, отверстий и пазов, которые могут быть использованы для свинчивания готовых деталей с резьбового знака.

Отбортовки различных конфигураций (рис. 2.48) повышают жесткость и прочность краев полых деталей и уменьшают их коробление. Конструкции буртов не должны усложнять литейные и прессовочные формы и могут иметь толщину не более двух толщин стенки с тем,

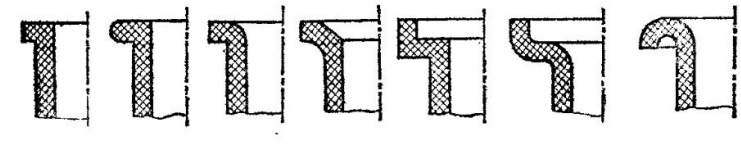


Рис. 2.48. Типы отбортовок полых деталей

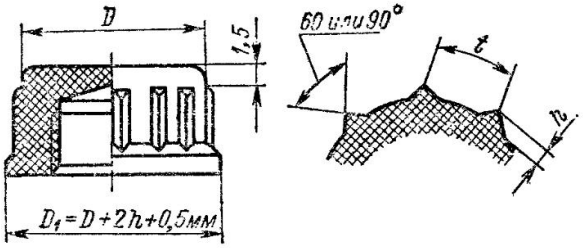
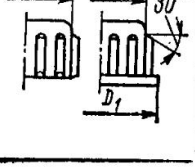
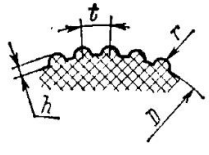
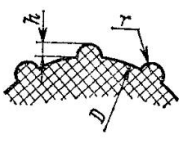


Рис. 2.49. Форма и размеры рифления

чтобы гарантировать равномерную усадку при отверждении детали.

Рифления, выполняемые на наружных цилиндрических и конических поверхностях гаек, ручек управления и т. п., располагают вдоль направления усилия замыкания формы. Длина рифлений должна быть короче длины поверхности и смещена к одному краю. Не следует рифления располагать посередине длины поверхности, так как в этом случае требуется разъемная матрица. Рифления получают в матрицах, на вертикальных поверхностях которых образованы впадины в результате накатки роликом, сверления или расточки. На рис. 2.49 даны размеры

2.75. Размеры скругленных рифлений, мм

	Обработка матрицы					
	сверлением			расточкой		
						
D	r	h	t	r	h	Число ребер
От 10 до 22	1,0	0,75	3—4	3	1,5	6
Св. 22 » 40	1,5	1,2	5—6	4	2,0	6
» 40 » 50	1,5	1,2	5—6	6	3	8
» 50 » 60	—	—	—	6	3	8
» 60 » 80	—	—	—	10	5	8

рифлений, получаемых в матрицах, обработанных накатными роликами. Высота ребер определяется шагом накатки мм:

t	1	1,5	2
h	0,2—0,3	0,3—0,5	0,5—0,8

Формы и размеры рифлений, получаемых в матрицах, поверхность которых обрабатывается сверлением и расточкой, представлены в табл. 2.75.

Расчеты на прочность деталей из пластмасс ведут по известным формулам сопротивления материалов с учетом наиболее опасных деформаций. Особенности расчета связаны со спецификой механического поведения полимерных материалов, существенно зависящего от времени и температуры.

Литература [1, 12, 28, 35].

Глава 3

УПРУГИЕ ЭЛЕМЕНТЫ

3.1. Общие сведения

Назначение и классификация. Упругими элементами называют детали, основным рабочим свойством которых является способность изменять свои размеры под действием нагрузки и восстанавливать первоначальную форму после снятия нагрузки. Одной из главных функций упругих элементов является преобразование нагрузок в механические перемещения. Все многообразие упругих элементов по назначению можно разделить на следующие группы:

силоизмерительные, служащие для измерения сосредоточенных сил и моментов (плоские, спиральные и винтовые цилиндрические пружины);

манометрические, применяемые для измерения давления жидких и газообразных сред (мембраны, сильфоны и трубчатые пружины);

термоизмерительные, предназначенные для измерения температуры (биметаллические пластины, мембраны, сильфоны и трубчатые пружины);

силовые, используемые в качестве источников механической энергии для приведения в движение деталей механизмов (спиральные заводные и винтовые цилиндрические пружины);

кинематические, обеспечивающие перемещение одной детали относительно другой в заданном направлении (плоские пружины, мембраны и сильфоны);

компенсаторные, устраняющие зазоры между деталями, люфты и мертвые ходы в передаточных механизмах (плоские, винтовые цилиндрические и тарельчатые пружины);

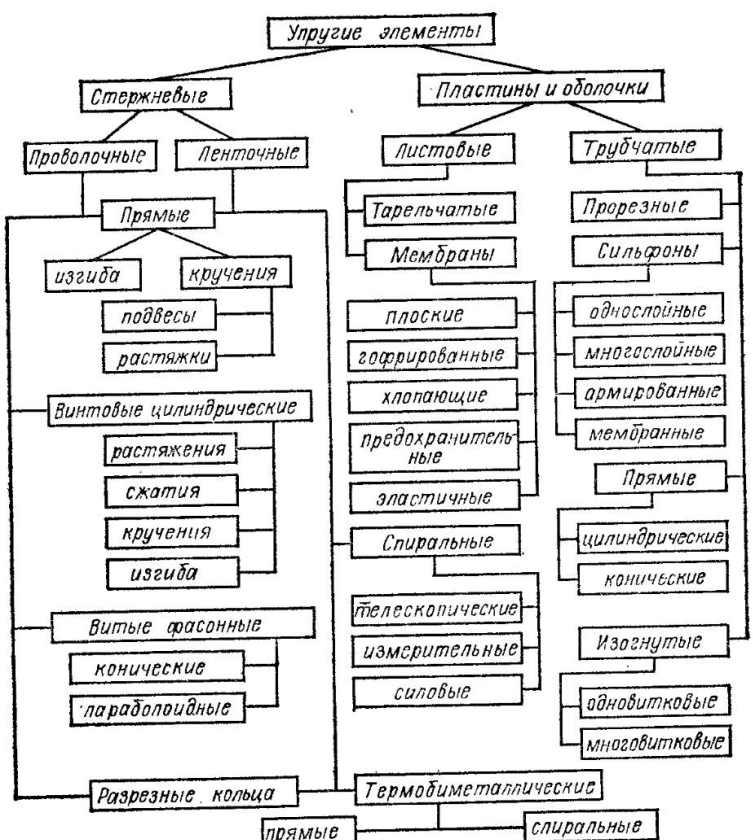


Рис. 3.1. Классификация упругих элементов

разделительные, служащие для разделения двух сред с разными физическими параметрами (мембраны, сильфоны);

амортизаторы, защищающие различные устройства от воздействия вибраций, ударов и тряски (резинометаллические упругие элементы, фасонные витые пружины).

Из приведенного перечня следует, что один тип упругого элемента может иметь несколько назначений. С учетом конструктивных особенностей и технологии изготовления упругие элементы можно разделить на две основные группы: *стержневые*, изготавливаемые из проволоки и ленты, и *оболочки*, получаемые из листа и трубок-

заготовок (рис. 3.1). Амортизаторы представляют собой соединение резиновых массивов с металлическими деталями, которые в ряде конструкций могут работать совместно со стержневыми упругими элементами. Конструктивно-технологические особенности упругих элементов определяют методику их расчета в целях отыскания оптимальных размеров и геометрических форм.

Функциональные параметры. Работоспособность упругих элементов характеризуется большим комплексом параметров. Упругий элемент может выполнять свои функции тем точнее, чем устойчивее связь между входными и выходными параметрами. Входными параметрами для упругих элементов могут быть сосредоточенные силы, изгибающие и крутящие моменты, температура, давление или вакуум. Под действием соответствующего рода нагрузки упругие тела изменяют свою форму и размеры. Выходным параметром упругого элемента является *перемещение*, которое характеризуется изменением положения некоторой подвижной точки упругого элемента при его деформации относительно начала отсчета. Обычно для отсчета выбирают точки, совершающие максимальные перемещения.

Перемещение упругого элемента может быть линейным или угловым. Линейные перемещения некоторых типов упругих элементов принято называть *прогибом* или *ходом*. Зависимость между нагрузкой Q и перемещением λ представляется *упругой характеристикой* в аналитической, графической или табличной формах. Если исходные геометрические параметры w_{1-n} и свойства материалов конкретного упругого элемента постоянны, то упругая характеристика есть функция одной независимой переменной — нагрузки Q:

$$\lambda = f_0(Q, E, \mu, w_1, w_2, \ldots, w_n), \qquad (3.1)$$

где E и μ — упругие константы материалов (модуль упругости и коэффициент Пуассона).

Конструктивное исполнение упругого элемента определяет вид упругой характеристики, которая может быть линейной, затухающей или возрастающей (рис. 3.2). Для оценки нелинейности упругую характеристику изображают графически на основе расчетных или опытных данных и сравнивают с прямой, соединяющей начало координат с точкой A, соответствующей максимальному перемещению λ_m (рис. 3.3). Чтобы найти наибольшее

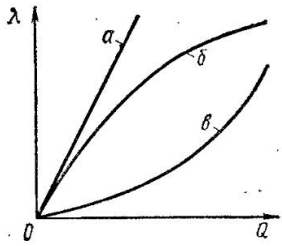


Рис. 3.2. Виды упругих характеристик

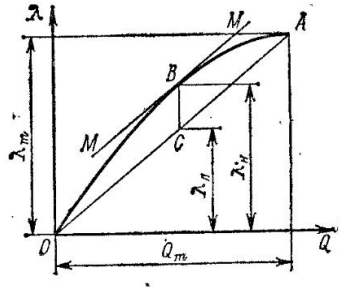


Рис. 3.3. Параметры, определяющие нелинейность упругой характеристики

отклонение упругой характеристики от линейной зависимости OA, следует провести касательную MM к кривой параллельно OA. Отрезок BC равен наибольшей разности перемещений, соответствующих линейной зависимости ($\lambda_л$) и нелинейной ($\lambda_н$).

Отношение максимальной разности перемещений $(\lambda_л - \lambda_н)_{max}$ к максимальному λ_m, выраженное в процентах, называют *нелинейностью* упругой характеристики:

$$\eta = 100\,(\lambda_л - \lambda_н)_{max}/\lambda_m.$$

При $\eta < 0$ упругая характеристика имеет затухающий вид, а при $\eta > 0$ — возрастающий. Для измерительных упругих элементов нелинейность по абсолютному значению не должна превышать 1,6 %. Если упругая характеристика нелинейна, то равным интервалам ΔQ соответствуют различные приращения перемещений $\Delta\lambda$. Важным

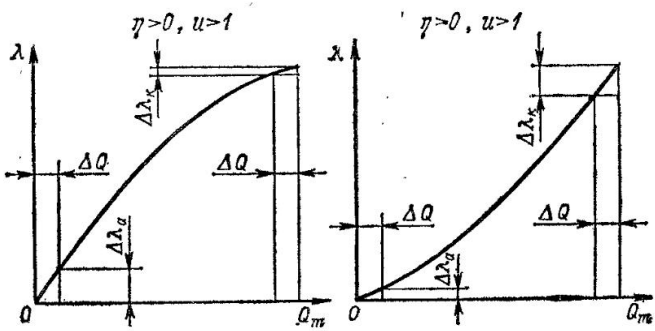


Рис. 3.4. Параметры, определяющие неравномерность упругой характеристики

параметром упругих элементов, предназначенных для измерительных приборов с равномерными шкалами, является *неравномерность* упругой характеристики

$$u = \Delta\lambda_к/\Delta\lambda_a,$$

где $\Delta\lambda_к$ и $\Delta\lambda_a$ — приращения перемещений, соответствующих конечному и начальному интервалам ΔQ (рис. 3.4). Для измерительных приборов с равномерными шкалами возможно применение упругих элементов с нелинейными упругими характеристиками, неравномерность которых лежит в пределах от 0,77 до 1,3. Допускаемый диапазон значений u может быть более узким, что определяется классом точности прибора.

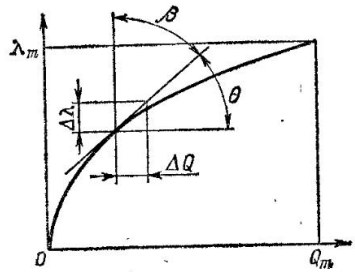


Рис. 3.5. Параметры, определяющие чувствительность и жесткость упругого элемента

Предел отношения приращения перемещения к приращению нагрузки называют *чувствительностью* упругого элемента

$$\delta = \lim_{\Delta Q \to 0} \left(\frac{\Delta\lambda}{\Delta Q}\right) = \frac{d\lambda}{dQ} = \frac{m_\lambda}{m_Q} \operatorname{tg}\theta,$$

где m_λ и m_Q — масштабы графика по осям координат, если чувствительность представляется углом наклона касательной к упругой характеристике. Единица чувствительности зависит от единиц измерения нагрузки (Н; Н·м; Па; °С) и перемещения (м; град или рад).

При нелинейной упругой характеристике (рис. 3.5) чувствительность — величина переменная, поэтому можно говорить лишь о мгновенном значении чувствительности, соответствующей определенному значению нагрузки. Для упругих элементов, упругая характеристика которых линейна, чувствительность при всех значениях нагрузок является величиной постоянной:

$$\delta = \lambda_m/Q_m = \text{const}.$$

Изменение нагрузки, способное вызвать наименьшее перемещение, которое можно обнаружить техническими средствами измерения, называют *порогом чувствительности*. Его определяют путем постепенного уменьшения

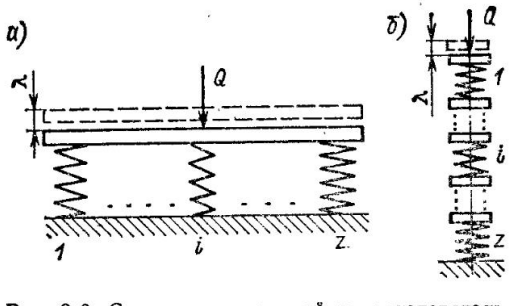


Рис. 3.6. Схемы параллельной и последовательной работы упругих элементов

нагрузки до тех пор, пока конечное изменение нагрузки не вызовет никакого перемещения.

Работоспособность многих упругих элементов характеризуется величиной, обратной чувствительности, — *жесткостью* C,

$$C = \frac{1}{\delta} = \lim_{\Delta\lambda \to 0} \left(\frac{\Delta Q}{\Delta \lambda} \right) = \frac{dQ}{d\lambda} = \frac{m_Q}{m_\lambda} \operatorname{tg} \beta.$$

Чувствительность и жесткость системы, состоящей из нескольких упругих элементов, рассчитывают с учетом схемы их соединения: при параллельной работе (рис. 3.6, *а*)

$$\delta_\Sigma = 1 \Big/ \left[\sum_{i=1}^{z} (1/\delta_i) \right]; \quad C_\Sigma = \sum_{i=1}^{z} C_i,$$

при последовательной (рис. 3.6, *б*)

$$\delta_\Sigma = \sum_{i=1}^{z} \delta_i; \quad C_\Sigma = 1 \Big/ \left[\sum_{i=1}^{z} (1/C_i) \right].$$

Во многих устройствах манометрические упругие элементы преобразуют давление в сосредоточенную силу. Усилие $Q_т$, с которым упругий элемент воздействует на препятствие, ограничивающее его перемещение при действии давления p, называют *тяговым*, а зависимость $Q_т = f(p)$ — *тяговой характеристикой*.

Когда манометрический упругий элемент не встречает сопротивления при деформации, равнодействующая сил распределенного давления уравновешивается реакциями, возникающими в местах заделки гибкой оболочки. Если на мембрану действует давление p, то при перемещении, равном λ, она способна поднять груз $Q_т$ (рис. 3.7, *а*).

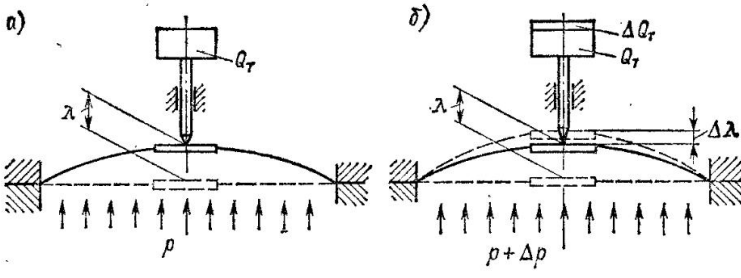


Рис. 3.7. Параметры, определяющие эффективную площадь

В этом случае давление уравновешивается реакциями в заделке и силой $Q_т$. Повышение давления на Δp позволит мембране получить дополнительное перемещение $\Delta\lambda$ (рис. 3.7, *б*). Вернуть центр мембраны к прежнему значению перемещения λ можно за счет увеличения нагрузки на $\Delta Q_т$.

Предел отношения приращения тягового усилия $\Delta Q_т$ к приращению давления Δp называют эффективной площадью

$$F_{эф} = \lim_{\Delta p \to 0} \left(\frac{\Delta Q_т}{\Delta p} \right) = \frac{dQ_т}{dp}.$$

Эффективная площадь является передаточной функцией манометрического упругого элемента, учитывающей эффект преобразования давления в сосредоточенную силу. Тяговая характеристика, так же как и упругая, в зависимости от формы и размеров упругого элемента может быть линейной, возрастающей и затухающей. Если тяговая характеристика линейная, то эффективная площадь на всем диапазоне работы упругого элемента остается постоянной, а тяговое усилие при $F_{эф} = \text{const}$ будет равно

$$Q_т = pF_{эф}.$$

Под действием давления упругая поверхность оболочки может изменять свои размеры, что приводит к увеличению или уменьшению эффективной площади. Изменения эффективной площади оценивают в процентах:

$$\gamma = 100\ (F_{эф} - F_0)/F_0,$$

где F_0 — эффективная площадь при начальных давлениях.



Рис. 3.8. Зависимости эффективной площади и нелинейности упругой характеристики от рабочего давления

Из графиков (рис. 3.8) следует, что зависимости $\eta = f_1(p)$ и $\gamma = f_2(p)$ подобны, однако при одинаковых давлениях нелинейность упругой характеристики η изменяется больше, чем γ. Представленные зависимости показывают также, что если упругая характеристика имеет затухающий вид, то эффективная площадь с увеличением давления уменьшается, а при возрастающем виде — увеличивается.

Высокое постоянство эффективной площади обеспечивают компенсационные схемы измерения давления. Особенностью работы манометрических упругих элементов в таких схемах является отсутствие перемещения за счет уравновешивания давления внешними силами или моментами. Компенсирующие нагрузки возвращают упругий элемент к первоначальному положению в процессе нагружения его давлением. При этом размеры упругой поверхности практически сохраняются и эффективная площадь остается постоянной.

Погрешности перемещений. Современное развитие техники непрерывно повышает требования к функциональной взаимозаменяемости упругих элементов, т. е. к взаимозаменяемости не только по присоединительным размерам, но и по главному эксплуатационному показателю — рабочим перемещениям. Измерения, проводимые одним исследователем с одинаковой точностью и при неизменных условиях, показывают, что одному значению нагрузки соответствует ряд величин перемещений упругого элемента. Наибольшая разность между перемещениями, полученными при многократном нагружении упругого элемента одной и той же нагрузкой Q_m при неизменных условиях испытания, называется *вариацией перемещений* $\Delta\lambda_m$ (рис. 3.9).

Разброс в перемещениях упругого элемента носит случайный характер, обусловленный ошибками измерения, неточностью установки упругого элемента, несовершенством упругих свойств материалов и другими факторами, учесть которые весьма сложно. Дать оценку точности определения действительного значения перемеще-

ния изготовленного упругого элемента можно на основе результатов обработки опытных данных методами математической статистики.

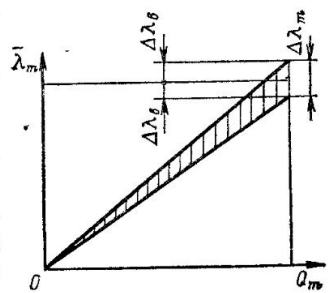


Рис. 3.9. Вариация перемещений

Вариация перемещений является доверительным интервалом, внутри которого лежит действительное значение λ_m. Границами доверительного интервала будут $(\bar{\lambda}_m - \Delta\lambda_в)$ и $(\bar{\lambda}_m + \Delta\lambda_в)$, где $\Delta\lambda_в = 0{,}5\Delta\lambda_m$; $\bar{\lambda}_m$ — среднее арифметическое перемещений при z измерениях,

$$\bar{\lambda}_m = \frac{1}{z}\sum_{i=1}^{z}\lambda_{mi}.$$

Оценка разброса значений перемещений сводится к определению надежности приближенного равенства

$$B(\bar{\lambda}_m - \Delta\lambda_в < \lambda_m < \bar{\lambda}_m + \Delta\lambda_в) = \alpha \leqslant 1.$$

Здесь под надежностью α следует понимать вероятность того, что действительное значение перемещения находится внутри вариации перемещений. Результаты оценки будут тем достовернее, чем больше проведено измерений, так как точность среднего результата из z измерений выше точности единичного измерения в $\sqrt{z}$ раз. В связи с вариацией перемещений можно говорить лишь об осредненной упругой характеристике с известной надежностью.

Для определения вариаций перемещений расчетным путем необходимо иметь по возможности точное математическое описание упругой характеристики. Уравнение (3.1) отражает идеальную упругую характеристику. Степень приближения действительных значений функциональных параметров E, μ и w_i к номинальным определяет качество изготовленного упругого элемента. Первичные погрешности ΔE, $\Delta\mu$ и Δw_i порождаются неоднородностью исходного материала, отклонениями в режиме обработки, неточностью технологического оборудования, приспособлений и инструментов, износом и деформациями инструмента и многими другими факторами.

При оценке функциональной взаимозаменяемости упругих элементов важно установить удельные значения отклонений параметров от номинальных значений. Совокупность первичных погрешностей вызывает вторичную — погрешность перемещения. Если действительное перемещение упругого элемента равно

$$\lambda = l\,(Q,\ E + \Delta E,\ \mu + \Delta\mu,\ w_i + \Delta w_i),$$

то абсолютная погрешность перемещения будет

$$\Delta\lambda = f\,(Q,\ E + \Delta E,\ \mu + \Delta\mu,\ w_i + \Delta w_i) - \\ - f_0\,(Q,\ E,\ \mu,\ w_i).$$

Точность упругого элемента удобно оценивать приведенной погрешностью $\nu = (\Delta\lambda/\lambda_m)\ 100\ \%$.

Погрешность перемещения, вызванная одной первичной погрешностью, является частной погрешностью $\Delta\lambda_i$, которую находят, вычисляя производные для идеальных значений w_i путем дифференцирования уравнения (3.1),

$$\Delta\lambda_i = (df_0/dw_i)\,\Delta w_i.$$

Производная df_0/dw_i учитывает влияние первичной погрешности i-го параметра на погрешность перемещения упругого элемента.

Результат совместного действия первичных погрешностей определяют в зависимости от того, являются ли погрешности систематическими или случайными. *Систематические погрешности* постоянны по значению и знаку, поэтому результирующую погрешность в этом случае получают алгебраическим суммированием частных погрешностей:

$$\Delta\lambda = \frac{df_0}{dE}\,\Delta E + \frac{df_0}{d\mu}\,\Delta\mu + \sum_{i=1}^{n}\left(\frac{df_0}{dw_i}\right)\Delta w_i.$$

Этот метод расчета погрешностей перемещений применяется в инженерной практике достаточно широко, однако вследствие алгебраического сложения наибольших возможных отклонений параметров он приводит к завышенным требованиям к точности изготовления упругих элементов. Кроме того, метод расчета на максимум и минимум предполагает одновременное неблагоприятное сочетание предельных значений первичных погрешностей, что реально ожидать весьма трудно.

Погрешность перемещения упругого элемента обусловлена одновременным действием большого числа *случайных первичных погрешностей*, вероятность появления предельного значения которых находится в диапазоне от 0 до 1. Поскольку координаты границ зоны рассеивания отклонений в документации указывают в виде полей допусков, то расчет вероятностными методами связан с определением параметров функции распределения, показывающей с какой вероятностью погрешность принимает те или иные числовые значения. Вероятность появления некоторого перемещения λ_i, а следовательно, и соответствующего значения абсолютной погрешности $\Delta\lambda_i$, рассчитывают по закону нормального распределения Гаусса

$$B(\lambda_i) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{(\lambda_i - \lambda)^2}{2\sigma^2}\right],$$

где σ — среднее квадратическое отклонение λ_i, характеризующее масштаб рассеивания случайной величины,

$$\sigma = \sqrt{\frac{\lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \cdots + \lambda_n^2}{n}};$$

λ — истинное значение перемещения, представляющее собой абсциссу оси симметрии (центр распределения),

$$\lambda = \bar{\lambda} + \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} \Delta\lambda_i.$$

Методы математической статистики позволяют дать количественную оценку и степень надежности показателей, характеризующих точность изготовленных упругих элементов.

Погрешности проявляются также в неоднозначности перемещений, полученных при нагружении (прямом ходе) и разгружении (обратном ходе) упругого элемента. При равных нагрузках перемещения при прямом ходе отличаются от перемещений при обратном ходе (рис. 3.10). Разность перемещений, получаемых при равных нагрузках в условиях непрерывного нагружения и последующего разгружения упругого элемента, называют *гистерезисом*.

Гистерезис является результатом потерь упругого элемента на внутреннее трение — энергию, в основном превратившуюся в тепло за один цикл нагружения и разгружения. Н. Н. Давиденков впервые высказал мысль,

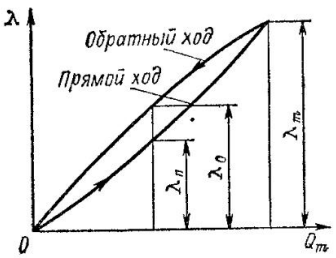


Рис. 3.10. Петля гистерезиса упругого элемента

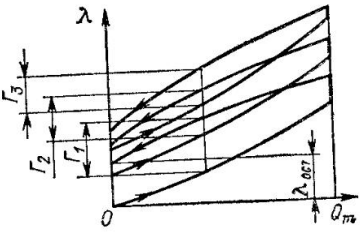


Рис. 3.11. Изменение гистерезиса при циклическом нагружении

что внутреннее трение обусловлено микропластической деформацией материалов.

Для характеристики эксплуатационных свойств упругих элементов применяют *относительный гистерезис* V, равный отношению наибольшего гистерезиса $\Gamma = (\lambda_0 - \lambda_п)_{max}$ к максимальному перемещению λ_m. Это отношение принято выражать в процентах:

$$V = (\Gamma/\lambda_m)\ 100\ \%.$$

Относительный гистерезис определяется опытным путем непосредственно на реальных конструкциях, так как гистерезис зависит от упругих свойств материалов, технологии изготовления, формы и размеров упругих элементов. Для многих упругих элементов стандарты устанавливают нормы на допускаемое значение относительного гистерезиса.

Параметром, определяющим эксплуатационные свойства упругого элемента, служит *остаточное перемещение* $\lambda_{ост}$, возникающее после первого цикла нагружения и разгружения (рис. 3.11). С увеличением числа циклов остаточное перемещение возрастает, а гистерезис от цикла к циклу уменьшается ($\Gamma_1 > \Gamma_2 \geqslant \Gamma_3$). В целях улучшения эксплуатационных характеристик изготовленные упругие элементы подвергаются циклической стабилизации, благодаря которой уменьшаются остаточная деформация и гистерезис. Для обеспечения постоянства рабочих характеристик упругих элементов часто применяют сочетание статической и циклической стабилизаций. В этом случае перед циклической стабилизацией упругий элемент нагружают статической силой на 20—30 % большей, чем рабочая нагрузка.

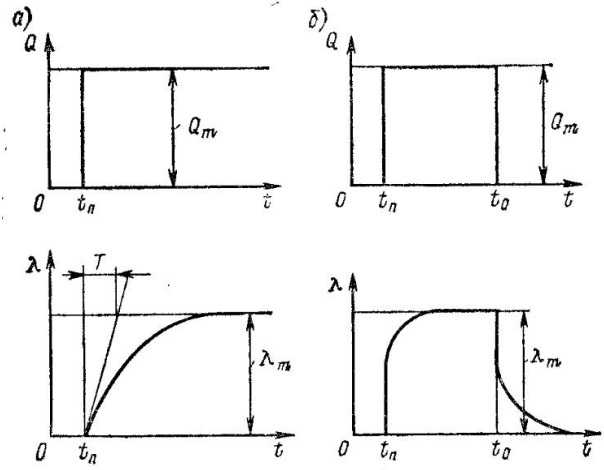


Рис. 3.12. Характеристики динамических свойств упругих элементов

Под воздействием скачкообразной нагрузки упругие элементы приобретают установившиеся перемещения с некоторым отставанием по времени. Это запаздывание обусловлено влиянием инерционной массы упругих элементов и несовершенством механических свойств материалов. Отставание во времени изменения перемещения от изменения нагрузки определяет динамические свойства упругих элементов и характеризуется *динамической погрешностью*.

При скачкообразном нагружении силой Q_m (рис. 3.12, *а*) перемещение упругого элемента изменяется постепенно и достигает установившегося значения апериодически, без колебаний. Закон изменения перемещения во времени выражается экспоненциальной функцией

$$\lambda = \lambda_m \left[1 - \exp\left(-t/T\right)\right]. \qquad (3.2)$$

Постоянная времени T является важной характеристикой динамических свойств упругих элементов. Чем меньше T, тем с меньшим запаздыванием упругий элемент реагирует на скачкообразное изменение нагрузки. Постоянную времени можно найти графически по экспериментальной кривой переходного участка. Для этого из начала координат проводят касательную к кривой, которая на прямой установившегося значения перемещения λ_m отсекает отрезок, равный постоянной времени T.

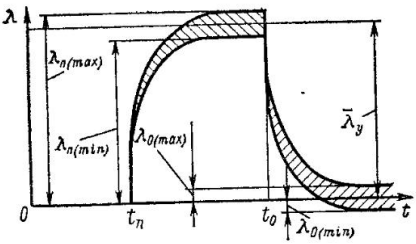


Рис. 3.13. Семейство кривых после многократного скачкообразного нагружения

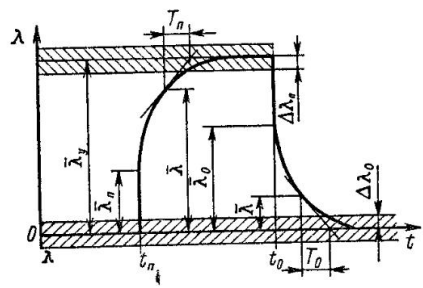


Рис. 3.14. Параметры аппроксимирующей зависимости

Другим параметром, характеризующим динамические свойства упругих элементов, является *длительность упругого последействия* — время, в течение которого перемещение упругого элемента при скачкообразном нагружении достигнет установившегося значения. Для определения длительности упругого последействия при прямом и обратном ходах упругого элемента используют импульс нагрузки прямоугольной формы (рис. 3.12, *б*).

В целях получения достоверных результатов по длительности упругого последействия упругий элемент следует подвергать нагружению и разгружению многократно, результат которых с учетом вариаций перемещений будет представлен семейством кривых (рис. 3.13). Половины вариаций установившихся перемещений при прямом ($\Delta\lambda_п$) и обратном ($\Delta\lambda_0$) ходах будут равны

$$\Delta\lambda_{п\,(0)} = 0{,}5\,[\lambda_{п\,(0)\,max} - \lambda_{п\,(0)\,min}].$$

Зная с известной надежностью границы доверительного интервала ($\bar{\lambda}_у - \Delta\lambda_{п\,(0)}$) и ($\bar{\lambda}_у + \Delta\lambda_{п\,(0)}$), семейство экспериментальных кривых можно представить аппроксимирующей зависимостью (рис. 3.14). Изменения перемещений на переходных участках согласно (3.2) будут описываться уравнениями: при прямом ходе

$$\lambda = \bar{\lambda}_у - (\bar{\lambda}_у - \bar{\lambda}_п)\exp(-t/T_п)$$

и обратном

$$\lambda = \bar{\lambda}_0 \exp(-t/T_0),$$

3.1. Пример расчета длительности прямого упругого последействия

Расчетный параметр	Обозначение	Формула	Численные значения
Установившиеся перемещения, измеренные при $t = 10$ мин, мм	λ_{y1} λ_{y2} λ_{y3} λ_{y4} λ_{y5}	— — — — —	1,128 1,139 1,097 1,111 1,088
Половина вариации установившихся перемещений, мм	$\Delta\lambda_{\text{п}}$	$\frac{\lambda_{\max} - \lambda_{\min}}{2}$	$\frac{1{,}139 - 1{,}088}{2} = 0{,}025$
Среднее арифметическое установившихся перемещений, мм	$\bar{\lambda}_{\text{y}}$	$\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} \lambda_{\text{y}i}$	1,112
Среднее квадратическое отклонение, мм	σ	$\sqrt{\frac{1}{n-1} \times \sum_{i=1}^{n} (\lambda_{\text{y}i} - \bar{\lambda}_{\text{y}})^2}$	0,021
Среднее квадратическое отклонение среднего, мм	$\bar{\sigma}$	$\sigma/\sqrt{n}$	$0{,}021/\sqrt{5} = 0{,}0094$
Значение дроби Стьюдента	k	$\Delta\lambda_{\text{п}}/\bar{\sigma}$	$0{,}025/0{,}0094 = 2{,}66$
Доверительная вероятность при $k = 2{,}66$	α	Таблица Стьюдента	0,94
Действительное значение максимального перемещения при $\alpha = 0{,}94$, мм	λ_m	$\bar{\lambda}_{\text{y}} \pm \Delta\lambda_{\text{п}}$	$1{,}112 \pm 0{,}025$
Динамическая погрешность перемещения	$\varepsilon_{\text{п}}$	$\Delta\lambda_{\text{п}}/\bar{\lambda}_{\text{y}}$	$0{,}025/1{,}112 = 0{,}0224$
Среднее арифметическое перемещение при $t = 0$, мм	$\bar{\lambda}_{\text{п}}$	$\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} \lambda_{\text{п}i}$	1,079

Расчетный параметр	Обозначение	Формула	Численные значения
Постоянная времени (мин), рассчитанная для точек переходного участка, соответствующих времени нагружения t, равного	$T_{\text{п}}$	$-\dfrac{t}{\ln\dfrac{\bar{\lambda}_{\text{у}}-\bar{\lambda}}{\bar{\lambda}_{\text{у}}-\bar{\lambda}_{\text{п}}}}$	
1 мин	$T_{\text{п1}}$		1,64
2 »	$T_{\text{п2}}$		1,82
3 »	$T_{\text{п3}}$		1,93
4 »	$T_{\text{п4}}$		1,89
5 »	$T_{\text{п5}}$		1,79
Среднее арифметическое постоянной времени, мин	$\overline{T}_{\text{п}}$		1,81
Перемещение при прямом ходе	λ	$\bar{\lambda}_{\text{у}}-(\bar{\lambda}_{\text{у}}-\bar{\lambda}_{\text{п}})\,e^{-\frac{t}{\overline{T}_{\text{п}}}}$	$1{,}112-0{,}033e^{-\frac{t}{1{,}81}}$
Длительность прямого упругого последействия, мин	$\tau_{\text{п}}$	$\overline{T}_{\text{п}}\ln\dfrac{1}{\varepsilon_{\text{п}}}$	$1{,}81\ln\dfrac{1}{0{,}0224}=6{,}9$

где $\bar{\lambda}_{\text{п}}$ и $\bar{\lambda}_0$ — среднее арифметическое наибольших и наименьших перемещений, зафиксированных в моменты времени нагружения $t_{\text{п}}$ и разгружения t_0. Значения постоянных времени при прямом и обратном ходах можно определить расчетным путем на основе обработки опытных данных:

$$T_{\text{п}}=-t\Big/\left(\ln\frac{\bar{\lambda}_{\text{у}}-\bar{\lambda}}{\bar{\lambda}_{\text{у}}-\bar{\lambda}_{\text{п}}}\right);\quad T_0=-t\Big/\left(\ln\frac{\bar{\lambda}}{\bar{\lambda}_0}\right),$$

где $\bar{\lambda}$ — среднее арифметическое перемещений, полученных в текущий момент времени t при n испытаниях упругого элемента.

С учетом погрешности перемещений длительность прямого упругого последействия $\tau_{\text{п}}$ будет равна времени, при котором нижняя из семейства кривых достигнет нижней границы доверительной зоны, т. е. уровня $\lambda=\bar{\lambda}_{\text{у}}-\Delta\lambda_{\text{п}}$.

Длительность обратного упругого последействия τ_0 равна времени, при котором верхняя из семейства кривых достигнет верхней границы доверительной зоны обратного хода ($\lambda = \Delta\lambda_0$). При динамической погрешности $\varepsilon_{п\,(0)} = \Delta\lambda_{п\,(0)}/\bar{\lambda}_y$ длительность упругого последействия рассчитывается по формуле

$$\tau_{п\,(0)} = \overline{T}_{п\,(0)} \ln\left(1/\varepsilon_{п\,(0)}\right).$$

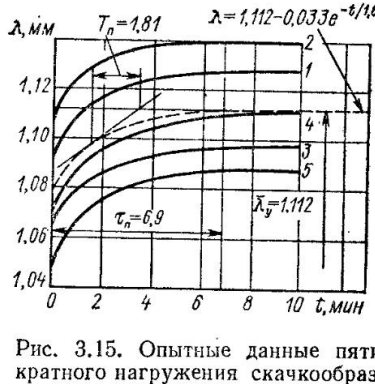


Рис. 3.15. Опытные данные пятикратного нагружения скачкообразным давлением мембраны полимерной мембраны

Пример расчета длительности прямого упругого последействия плоской мембраны, изготовленной из пластмассы, представлен в табл. 3.1. На рис. 3.15 приведены пять экспериментальных кривых, пронумерованных в соответствии с последовательностью нагружения мембраны скачкообразным номинальным давлением при неизменных условиях испытания.

Материалы, применяемые для упругих элементов. Качество упругих элементов, их надежность и долговечность во многом определяются свойствами материалов. Используемые для упругих элементов материалы должны иметь стабильные упругие свойства, высокую статическую и циклическую прочность. Современное материаловедение дает возможность широкого выбора металлических и неметаллических материалов, обладающих высокими технологическими и эксплуатационными свойствами.

Механические свойства материалов оценивают в первую очередь сопротивлением малым пластическим деформациям при кратковременном и длительном нагружениях, которое характеризуется условным пределом упругости. В обозначениях условного предела упругости индекс соответствует допуску на остаточную деформацию в процентах ($\sigma_{0,002}$, $\sigma_{0,005}$, $\sigma_{0,01}$). Для упругих элементов желательно применять материалы с высоким пределом упругости при малом допуске на остаточную деформацию.

Материалы, используемые для изготовления упругих элементов, должны иметь небольшие модули упругости E. Это позволяет при значительных упругих деформациях

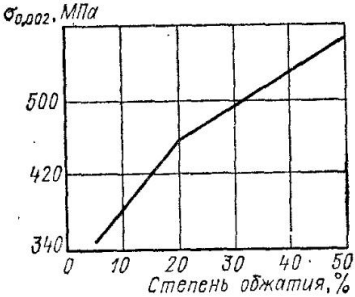


Рис. 3.16. Зависимость предела упругости сплава 36НХТЮ от степени обжатия

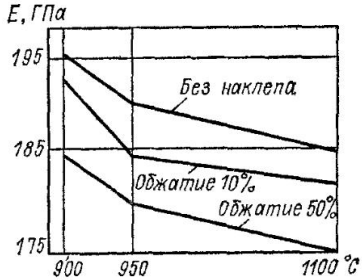


Рис. 3.17. Зависимость модуля упругости сплава 36НХТЮ от температуры закалки

деталей снизить уровень напряжений, а следовательно, при меньших нагрузках получать большие рабочие перемещения. Исследования показывают, что чем больше отношение $\sigma_{0,002}/E$, тем меньше гистерезис и последействия упругих элементов.

В процессе изготовления упругих элементов вытяжкой и штамповкой модуль упругости и предел упругости материалов изменяются в зависимости от степени пластического деформирования. При повышении степени обжатия, например, закаленного (пластичного) сплава 36НХТЮ с 10 до 50 % величина $\sigma_{0,002}$ увеличивается почти в 1,5 раза (рис. 3.16), а модуль упругости E при разных температурах закалки уменьшается (рис. 3.17). Благодаря обжатию деформированные металлы отличаются резкой анизотропией упругих свойств. После 50 % обжатия предел упругости $\sigma_{0,002}$ сплава 36НХТЮ в поперечном направлении в 1,4 раза больше, чем в продольном. Модуль упругости коррозионно-стойкой стали после 80 % обжатия в поперечном направлении в 1,26 раза больше, чем в продольном. Анизотропию упругих свойств материалов трудно учесть в точностных расчетах перемещений упругих элементов.

Механические свойства материалов могут терять свою стабильность в процессе эксплуатации упругих элементов главным образом в связи с изменениями температуры окружающей среды. В условиях переменных температур при нагреве модуль упругости материала уменьшается, а при охлаждении увеличивается. Для ряда упругих элементов стандарты устанавливают предельные рабочие

температуры, до которых температурная зависимость модуля упругости материала линейна. В пределах рабочей температуры изменение модуля упругости описывается уравнением

$$E_T = E\,(1 - k_T T), \qquad (3.3)$$

где E — модуль упругости при нормальной температуре ($T = 20$ °С); k_T — температурный коэффициент модуля нормальной упругости (1/°С), имеющий для некоторых материалов следующие значения:

латунь — 0,00048; нейзильбер МНЦ15-20 — 0,0004; бронза БрОФ 6,5-0,4 — 0,00048; бронза БрОФ 4-0,25 — 0,0004; бронза БрБ2 — 0,00031; бронза БрБ2,5 — 0,00035; сплав 36НХТЮ — 0,0003; сплав 35НХТЮМ5 — 0,00025; сплав 44НХТЮ — 0,000015; коррозионно-стойкая сталь — 0,00035.

Очевидно, что для упругих элементов, работающих в условиях переменных температур, необходимо применять материалы с малыми значениями k_T. Линейный характер зависимости (3.3) позволяет достаточно простыми конструктивными мерами обеспечивать компенсацию температурных погрешностей перемещений упругих элементов.

В процессе изготовления упругих элементов в результате термической обработки и химического травления, часто многократных, состав материала может измениться в значительной мере. При формовании сильфонов, например, содержание углерода в коррозионно-стойких сплавах возрастает в 2—3 раза. Изменения в составе материала оказывают существенное влияние на механические свойства упругих элементов. С увеличением содержания бериллия в бронзе БрБ2 на 0,3 % условный предел упругости возрастает в 1,5—2 раза. Вариации значений модуля упругости бериллиевых бронз в связи с изменениями в составе могут достигать 5—6 %. Небольшие изменения содержания бора в составе дисперсионно-твердеющего сплава 36НХТЮ оказывают заметное влияние на условный предел упругости $\sigma_{0,005}$ и относительный гистерезис мембран V (рис. 3.18).

В справочной литературе для большинства материалов в качестве основной механической характеристики в силу удобства и простоты определения имеются сведения о пределе прочности. Отсутствие данных о пределе упругости определяет необходимость выбора допускаемых напряже-

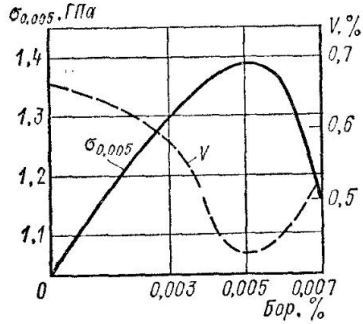


Рис. 3.18. Зависимости предела упругости и относительного гистерезиса сплава 36НХТЮ от содержания бора

ний при расчетах на прочность по пределу прочности $\sigma_{пч}$. Надежные сведения о пределе упругости $\sigma_{0,002}$ материала в заданных условиях эксплуатации позволяют выбирать допускаемые напряжения по этому параметру, принимая запас прочности $n_у = 1$. Это создает возможность получения наибольшей чувствительности упругого элемента при гарантии работы материала в пределах упругой зоны и малых значениях неупругих эффектов. Сопоставление величин $\sigma_{0,002}$ и $\sigma_{пч}$ различных материалов, представленных в специальной литературе [2, 29], приводит к следующему соотношению:

$$\sigma_{0,002} = (0,6 \div 0,65)\,\sigma_{пч},$$

на основе которого можно рекомендовать при выборе допускаемых напряжений по пределу прочности принимать запас прочности $n_{пр} = 1,5 \div 1,7$.

Для упругих элементов, работающих в условиях циклического нагружения, допускаемые напряжения выбирают с учетом предела выносливости при симметричном цикле σ_{-1}. Ограниченные сведения о σ_{-1} и $\sigma_{пч}$ для некоторых материалов позволяют весьма приближенно установить соотношение

$$\sigma_{-1} = (0,25 \div 0,42)\,\sigma_{пч}.$$

Литература [2, 13, 29].

3.2. Плоские пружины

Пружины называют плоскими, если их геометрические оси являются плоскими кривыми. Их широко применяют в качестве кинематических элементов, обеспечивающих перемещение одной детали относительно другой в заданном направлении, для создания противодействующего момента в подвижных частях приборов и постоянного силового контакта между деталями. Упругие элементы в виде плоских пружин отличаются высокой надежностью,

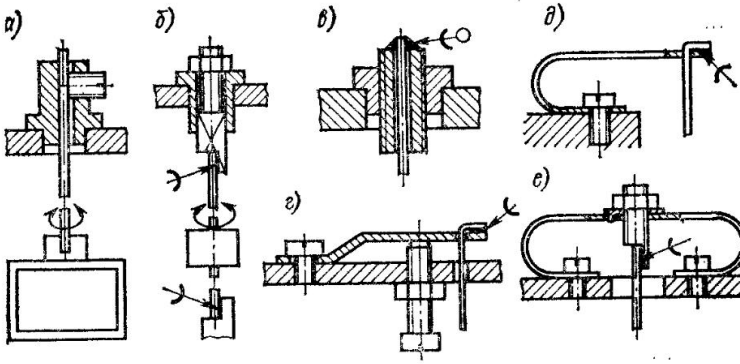


Рис. 3.19. Способы закрепления концов подвесов и растяжек

они не боятся загрязнений и, выполняя функции направляющих для вращательного или поступательного движений, не требуют смазки. Основной недостаток плоских пружин заключается в сравнительно малых линейных и угловых перемещениях.

По форме геометрической оси плоские пружины можно разделить на *прямые* и *изогнутые*, а по виду основной деформации — на пружины *кручения* и *изгиба*. К прямым пружинам кручения относятся подвесы и растяжки, применяемые в электроизмерительных приборах для обеспечения небольших угловых поворотов закрепленных на них деталей.

Подвес — упругая нить, верхний конец которой закреплен неподвижно на корпусной детали, а к нижнему концу присоединены подвижные элементы устройства (рис. 3.19, *а*). *Растяжка* — упругая нить, оба конца которой закреплены жестко, а подвижная деталь прибора присоединена к ее средней части (рис. 3.19, *б*).

Концы подвесов и растяжек закрепляют в корпусных деталях защемлением или пайкой кадмиевыми припоями с температурой плавления не более 120 °С. Предварительное натяжение растяжек регулируют резьбовыми деталями (рис. 3.19, *в* и *г*) или создают его с помощью плоских пружин изгиба (рис. 3.19, *д* и *е*), которые в этих конструкциях называют *рессорками*. Рессорки смягчают удары и предохраняют растяжки от обрыва в условиях тряски и вибраций.

Подвесы и растяжки изготавливают из ленты шириной от 0,08 до 0,35 мм с отношением ширины к толщине от 8 до 12 или из проволоки. Чаще применяют ленты, имеющие бóльшую площадь поперечного сечения, чем проволоки, и позволяющие при равных противодействующих моментах закреплять более тяжелые детали.

Установлены в порядке возрастания прочности следующие типы растяжек: А — из магниевой бронзы, Б — из оловянно-цинковой бронзы, В — из бериллиевой бронзы, Г — из платинового сплава, Д — из кобальт—никель—хромового сплава — и подвесов: К — из магниевой бронзы, Л — из оловянно-цинковой бронзы, М — из бериллиевой бронзы. Значения разрывных усилий $Q_р$, определяющих прочность растяжек, в зависимости от противодействующих моментов M_{100} даны в табл. 3.2.

Противодействующий момент M_{100} является главным функциональным параметром растяжек и подвесов. Его определяют при закручивании на 90° растяжек длиной 100 мм, находящихся под действием усилия предварительного натяжения $Q_{пр}$ (табл. 3.3). Зная значение M_{100}, можно рассчитать противодействующие моменты растяжек и подвесов длиной l (в мм)

$$M = 100M_{100}/l.$$

В зависимости от диапазона противодействующих моментов растяжек установлены значения упругого последействия (табл. 3.4).

При нагружении растяжки силой предварительного натяжения Q, отличной от табличного значения, изменение противодействующего момента рассчитывают по формуле

$$\Delta M = 0{,}75\,(Q - Q_{пр})/Q_р.$$

Подвесы и растяжки часто используют как токопроводные элементы, поэтому применяемые материалы должны иметь малое омическое сопротивление. Электрическое сопротивление стандартных растяжек и подвесов дано в табл. 3.5. Допускаемую силу электрического тока с точностью ±20 % рассчитывают по формуле

$$I_{доп} = k_1 \sqrt[3]{10M_{100}},$$

где $I_{доп}$ в А; M_{100} в мкН·м; коэффициент k_1 для бронз: магниевых — 150, оловянно-цинковых — 95, бериллиевых — 110; для сплавов: платинового — 75 и кобальт—никель—хромового — 30. При значениях тока не более

3.2. Значения разрывных усилий Q_p растяжек, Н

$M_{100} \cdot 10$, мкН·м	Тип растяжки				
	А	Б	В	Г	Д
0,020	—	0,25	0,30	0,35	—
0,022	—	0,25	0,30	0,40	—
0,025	—	0,30	0,35	0,45	—
0,028	—	0,30	0,35	0,50	—
0,032	—	0,35	0,40	0,55	—
0,036	—	0,35	0,45	0,55	—
0,040	—	0,40	0,50	0,60	—
0,045	—	0,40	0,55	0,65	—
0,050	0,40	0,45	0,60	0,70	—
0,056	0,45	0,50	0,65	0,75	—
0,063	0,45	0,55	0,70	0,80	—
0,071	0,50	0,60	0,75	0,85	—
0,080	0,50	0,65	0,80	0,90	—
0,090	0,55	0,70	0,85	0,95	—
0,100	0,55	0,75	0,90	1,00	—
0,110	0,60	0,80	0,95	1,05	—
0,125	0,60	0,85	1,00	1,1	—
0,14	0,70	0,90	1,05	1,2	—
0,16	0,70	0,95	1,1	1,3	—
0,18	0,80	1,00	1,2	1,4	—
0,20	0,80	1,05	1,3	1,5	1,8
0,22	0,90	1,10	1,4	1,6	1,9
0,25	0,90	1,15	1,5	1,7	2,0
0,28	1,0	1,2	1,6	1,8	2,1
0,32	1,0	1,3	1,7	2,0	2,3
0,36	1,1	1,4	1,80	2,1	2,4
0,40	1,1	1,5	1,90	2,2	2,5
0,45	1,3	1,6	2,00	2,3	2,6
0,50	1,3	1,7	2,10	2,4	2,8
0,56	1,5	1,8	2,20	2,5	3,0
0,63	1,5	1,9	2,35	2,6	3,2
0,71	1,7	2,0	2,50	2,8	3,4
0,80	1,7	2,1	2,65	3,0	3,6
0,90	1,9	2,2	2,80	3,2	3,8
1,00	1,9	2,3	3,00	3,4	3,9
1,10	—	2,4	3,15	3,6	4,2
1,25	—	2,5	3,3	3,8	4,4
1,40	—	2,6	3,4	4,0	4,6
1,60	—	2,7	3,6	4,2	4,8
1,80	—	2,9	3,8	4,4	5,0
2,00	—	3,1	4,0	4,6	5,4
2,24	—	3,3	4,2	4,8	5,7
2,50	—	3,5	4,4	5,0	6,1
2,80	—	3,7	4,7	5,4	6,7
3,15	—	3,9	5,0	5,7	7,3
3,55	—	4,2	5,3	6,1	7,9

$M_{100} \cdot 10$, мкН·м	Тип растяжки				
	А	Б	В	Г	Д
4,0	—	4,5	5,7	6,5	8,3
4,5	—	4,8	6,1	6,9	9,0
5,0	—	5,1	6,4	7,3	9,3
5,6	—	5,4	6,7	7,7	9,8
6,3	—	5,7	7,1	8,1	10,2
7,1	—	6,0	7,5	8,6	10,8
8,0	—	6,3	7,9	9,1	11,3
9,0	—	6,6	8,2	9,5	11,8
10,0	—	6,9	8,5	9,9	12,5
11,0	—	7,0	—	—	13,3
12,5	—	7,3	—	—	14,3
14,0	—	7,6	—	—	15,3
16,0	—	7,8	—	—	16,3
18,0	—	8,4	—	—	17,3
20,0	—	9,0	—	—	18,3

3.3. Усилие натяжения растяжек $Q_{пр}$ при определении противодействующего момента, Н

$M_{100} \cdot 10$, мкН·м	Тип растяжки				
	А	Б	В	Г	Д
0,020—0,025	—	0,07	0,07	0,07	—
0,028—0,040	—	0,07	0,12	0,12	—
0,045—0,056	0,12	0,12	0,12	0,12	—
0,063—0,090	0,12	0,12	0,20	0,20	—
0,100—0,125	0,20	0,20	0,20	0,20	—
0,14—0,20	0,20	0,20	0,30	0,30	0,30
0,22—0,32	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
0,36—0,50	0,30	0,30	0,50	0,50	0,50
0,56	0,30	0,30	0,75	0,75	0,75
0,63—0,90	0,50	0,50	0,75	0,75	0,75
1,00—1,10	0,50	0,50	1,00	1,00	1,00
1,25—2,24	—	0,75	1,00	1,00	1,00
2,5—4,5	—	1,00	1,50	1,50	1,50
5—10	—	1,50	2,00	2,00	2,00
11—20	—	2,00	—	—	2,00

3.4. Упругое последействие растяжек, % от угла закручивания

$M_{100} \cdot 10$, мкН·м	Тип растяжки				
	А	Б	Б	Г	Д
0,02—0,22	0,30	0,10	0,12	0,05	0,04
0,25—0,50	0,35	0,10	0,12	0,05	0,04
0,56—1,00	0,35	0,10	0,15	0,08	0,04
1,1—10,0	—	0,13	0,15	0,08	0,05
11—20	—	0,20	—	—	0,05

$I_{доп}$ материалы растяжек и подвесов сохраняют свои физико-механические свойства.

Массы подвесов и растяжек представлены в табл. 3.6.

При рабочих углах закручивания φ подвесы и растяжки испытывают растяжение и кручение, поэтому оценку их прочности ведут по эквивалентным напряжениям

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma_р^2 + 3\tau_{кр}^2} \leqslant [\sigma].$$

Формулы для расчета противодействующих моментов в зависимости от угла закручивания φ, нормальных напряжений растяжения $\sigma_р$ от действия силы тяжести подвижной части $Q_т$ и силы предварительного натяжения $Q_{пр}$, касательных напряжений кручения $\tau_{кр}$ для подвесов и растяжек из одной или двух нитей прямоугольного и круглого сечений даны в табл. 3.7.

Физико-механические свойства материалов растяжек, необходимые для расчета рабочих характеристик и выбора допускаемых напряжений, представлены в табл. 3.8. Допускаемые напряжения при оценке прочности подвесов и растяжек рекомендуется принимать равными пределу пропорциональности: $[\sigma] = \sigma_{пц}$.

Плоские *прямые пружины изгиба* часто работают по схеме консольной балки. Их применяют, например, для создания постоянного прижима одной детали к другой (рис. 3.20, *а*), в различных электроконтактных устройствах (рис. 3.20, *б*). Две параллельно установленные прямые пружины обеспечивают поступательное движение детали при небольших перемещениях в поперечном направлении (рис. 3.20, *в*). Если такие перемещения нежелательны, то в качестве направляющих для поступательного движения могут быть использованы рессорки (рис. 3.19, *е*). В ряде устройств прямые пружины работают

3.5. Электрическое сопротивление растяжек и подвесов длиной 100 мм, Ом

$M_{100} \cdot 10$, мкН·м	Тип растяжки					Тип подвеса		
	А	Б	В	Г	Д	К	Л	М
0,010; 0,011	—	—	—	—	—	12	35	35
0,012; 0,014	—	—	—	—	—	10	30	30
0,016	—	—	—	—	—	10	30	25
0,018	—	—	—	—	—	9,5	25	25
0,020	—	25	25	120	—	9,5	25	22
0,022	—	25	25	110	—	9	22	22
0,025	—	22	20	110	—	9	22	22
0,028	—	22	20	100	—	8	20	20
0,032	—	19	20	100	—	8	20	20
0,036	—	19	18	90	—	7,5	18	18
0,040	—	16	18	90	—	7,5	18	18
0,045	—	16	16	80	—	6,5	16	16
0,050	9	14	16	80	—	6,5	16	16
0,056; 0,063	7,5	14	14	70	—	6	14	14
0,071	7,5	12	12	60	—	5	12	12
0,080	6,5	12	12	60	—	5	12	12
0,090	6,5	11	11	60	—	5	12	11
0,100	6,5	11	11	50	—	4,5	10	11
0,110	6,5	10	10	50	—	4,5	10	10
0,125	5,5	10	10	50	—	4	9	10
0,14	5,5	10	9	40	—	4	9	9
0,16	5,5	9	9	40	—	3,5	8	9
0,18	4,5	9	8	40	—	3,5	8	8
0,20	4,5	9	8	40	120	3,5	8	8
0,22	4,5	8	7	35	120	3	7	7
0,25	3,5	8	7	35	110	3	7	7
0,28	3,5	7	7	30	110	3	7	6
0,32	3,5	7	6	30	95	2,5	6	6
0,36	3	6	6	30	95	2,5	6	5
0,40	3	6	6	25	85	2,5	6	5
0,45	2,6	5	5	25	85	2	5	4
0,50	2,6	5	5	25	75	2	5	4
0,56	2,3	5	5	21	75	—	—	—
0,63	2,3	5	4	21	65	—	—	—
0,71	2	4	4	21	65	—	—	—
0,80	2	4	4	20	55	—	—	—
0,90	1,7	4	4	19	55	—	—	—
1,00	1,7	3,5	3,5	18	50	—	—	—
1,10	—	3,5	3,5	17	50	—	—	—
1,25	—	3,5	3,5	16	45	—	—	—
1,40	—	3	3	15	45	—	—	—
1,6; 1,8	—	3	3	14	40	—	—	—
2,00	—	3	3	13	35	—	—	—
2,24	—	2,5	2,5	13	35	—	—	—
2,5; 2,8	—	2,5	2,5	12	30	—	—	—
3,15	—	2,5	2,5	11	28	—	—	—

$M_{100} \cdot 10$, мкН·м	Тип растяжки					Тип подвеса		
	А	Б	В	Г	Д	К	Л	М
3,55	—	2	2	11	28	—	—	—
4,0; 4,5	—	2	2	10	26	—	—	—
5,0	—	2	2	9	24	—	—	—
5,6	—	1,5	1,5	9	24	—	—	—
6,3	—	1,5	1,5	8	24	—	—	—
7,1	—	1,5	1,5	8	21	—	—	—
8	—	1,2	1	7	21	—	—	—
9	—	1,2	1	7	19	—	—	—
10	—	1,2	1	6	19	—	—	—
11,0; 12,5	—	1,2	—	—	17	—	—	—
14	—	1,2	—	—	15	—	—	—
16	—	1	—	—	15	—	—	—
18; 20	—	1	—	—	13	—	—	—

по схеме двухопорной балки, например в центробежных регуляторах скорости (рис. 3.20, *г*).

Во многих конструкциях плоские прямые пружины изгиба выполняют функции направляющих для вращательного движения. При этом они могут быть установлены по схеме консольной (рис. 3.21, *а*) и двухопорной (рис. 3.21, *б*) балок. С увеличением амплитуды колебаний подвижной детали положение центра поворота изменяется, что влияет на точность работы механизмов. Более ста-

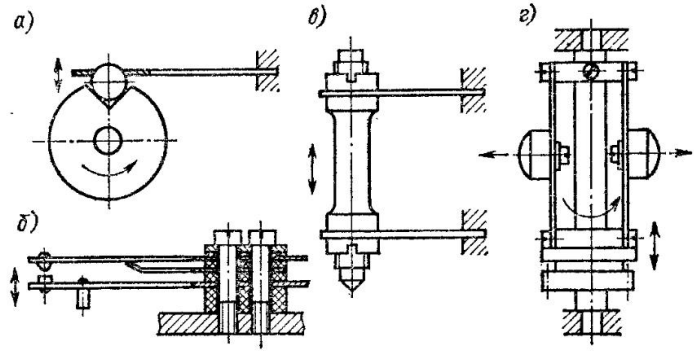


Рис. 3.20. Применение прямых пружин в качестве направляющих для поступательного движения

3.6. Масса, мг, растяжек и подвесов длиной 1 м

$M_{100} \cdot 10$, мкН·м	Тип растяжки					Типы подвесов К, Л, М
	А	Б	В	Г	Д	
0,010—0,012	—	—	—	—	—	1
0,014—0,018	—	—	—	—	—	2
0,02	—	2	3	5	—	2
0,022—0,025	—	3	3	5	—	3
0,028	—	3	4,5	6	—	3
0,032—0,036	—	4	4,5	6	—	4,5
0,04	—	4	6	6	—	4,5
0,045	—	4	6	8	—	6
0,050—0,063	6	6	6	8	—	6
0,071—0,100	8	8	7,5	10	—	8
0,11—0,14	9	9	9	13	—	9
0,16	11	11	9	13	—	11
0,18	11	11	11	17	—	11
0,20	11	11	11	17	11	11
0,22	11	11	13	17	11	13
0,25	13	13	13	17	13	13
0,28—0,32	13	13	13	21	13	13
0,36	15	15	14	21	13	15
0,40	15	15	14	21	15	15
0,45	15	15	14	25	15	15
0,50	15	15	16	25	15	15
0,56	15	15	18	30	15	—
0,63—0,80	18	18	18	30	18	—
0,90	18	18	18	35	20	—
1,00	18	20	20	35	20	—
1,10	—	20	20	35	20	—
1,25	—	20	20	42	20	—
1,4—1,6	—	22	22	42	22	—
1,8	—	22	22	50	22	—
2,00—2,24	—	25	25	50	25	—
2,5	—	25	25	60	25	—

$M_{100} \cdot 10$, мкН·м	Тип растяжки					Типы подвесов К, Л, М
	А	Б	В	Г	Д	
2,80—3,15	—	32	32	60	32	—
3,55	—	32	32	70	32	—
4,0	—	41	32	70	41	—
4,5	—	41	41	70	41	—
5,0	—	41	41	90	41	—
5,6—6,3	—	48	46	90	48	—
7,1	—	48	46	100	48	—
8—10	—	56	56	100	56	—
11—14	—	65	—	—	65	—
16—20	—	75	—	—	75	—

бильное положение центра поворота обеспечивает крестообразное расположение прямых пружин (рис. 3.21, *в*, *г*).

Уравнения упругих линий прямых пружин, позволяющие определить линейные перемещения произвольных точек при различных схемах нагружения, представлены в табл. 3.9 и 3.10. В них даны также формулы для расчета максимальных линейных и угловых перемещений харак-

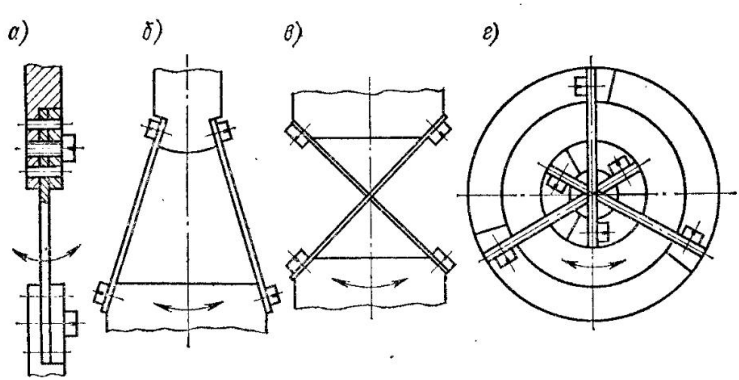


Рис. 3.21. Применение прямых пружин в качестве направляющих для вращательного движения

3.7. Формулы для расчета противодействующих моментов и напряжений подвесов и растяжек

Схема	Сечение: прямоугольное — M	$\sigma_р$	$\tau_{кр}$	Сечение: круглое — M	$\sigma_р$	$\tau_{кр}$
Подвес 	$\frac{bh}{12l}\left(\frac{Q_т b}{h}+4Gh^2\right)\varphi$	$\frac{Q_т}{bh}$	$G\frac{h}{l}\varphi$	$G\frac{\pi d^4}{32l}\varphi$	$\frac{4Q_т}{\pi d^2}$	$G\varphi\frac{d}{2l}$
Растяжка 	$\frac{bh}{6l}\left(\frac{Q_{пр} b}{h}+4Gh^2\right)\varphi$	$\frac{Q_{пр}+Q_т}{bh}$		$G\frac{\pi d^4}{16l}\varphi$	$\frac{4(Q_{пр}+Q_т)}{\pi d^2}$	
Растяжка из двух нитей 	$\frac{bh}{l}\left(\frac{Q_{пр}}{2bh}a^2+\frac{4}{3}Gh^2\right)\varphi$	$\frac{Q_{пр}+Q_т}{2bh}$		$\frac{\pi d^2}{4l}\left(\frac{2Q_{пр}}{\pi d^2}+\frac{1}{2}Gd^2\right)\varphi$	$\frac{2(Q_{пр}+Q_т)}{\pi d^2}$	

3.8. Физико-механические свойства растяжек

Параметр	Обозначение	Тип растяжки				
		А	Б	В	Г	Д
Предел прочности при растяжении, МПа	$\sigma_{пч}$	1000	1150	1600	2000	3000
Предел пропорциональности при растяжении, МПа	$\sigma_{пц}$	700	800	1000	1600	1900
Модуль нормальной упругости, ГПа	E	130	115	135	175	210
Модуль сдвига, ГПа	G	50	45	50	70	80
Температурный коэффициент электросопротивления, 1/°С	k_R	$2{,}0\cdot10^{-3}$	$1\cdot10^{-3}$	$1{,}5\cdot10^{-3}$	$1\cdot10^{-3}$	$0{,}5\cdot10^{-3}$
Температурный коэффициент линейного расширения, 1/°С	α_t	$1{,}5\cdot10^{-5}$				

терных точек и максимальных изгибающих моментов M_{max}, действующих в опасных сечениях (в точке C). В случаях нагружения пружин продольной силой Q_x в формулах применяется параметр

$$\alpha = \sqrt{Q_x/B},$$

где B — жесткость пружин на изгиб, $B = EJ_0$ (осевой момент инерции прямоугольного сечения $J_0 = bh^3/12$ и круглого $J_0 = \pi d^4/64$).

Схемы изгиба консольно работающих прямых пружин показывают, что начальное положение центра поворота (в области малых перемещений) определяется формулой

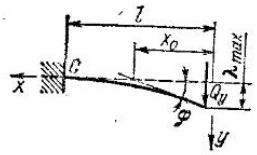
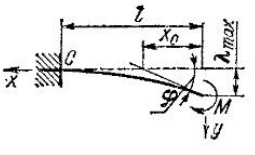
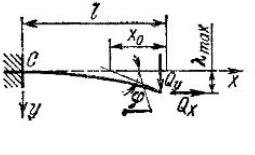
$$x_0 = \lambda_{max}/\operatorname{tg}\varphi \approx \lambda_{max}/\varphi.$$

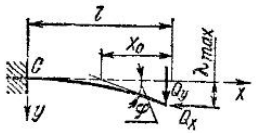
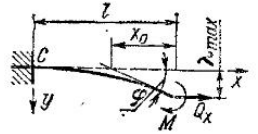
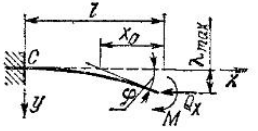
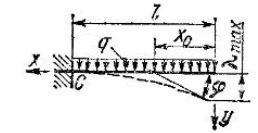
Оценка прочности пружин, работающих по схемам консольных и двухопорных балок, ведется по максимальным напряжениям изгиба, возникающих в сечениях, обозначенных точкой C,

$$\sigma_и = M_{max}/W_0 \leqslant [\sigma]_и,$$

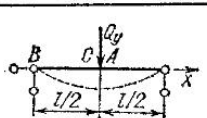
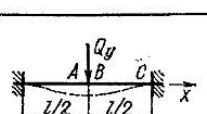
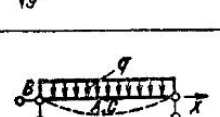
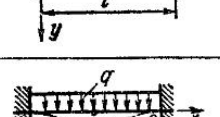
где осевой момент сопротивления прямоугольного сечения $W_0 = bh^2/6$ и круглого $W_0 = \pi d^3/32$.

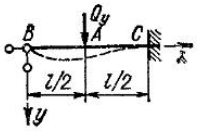
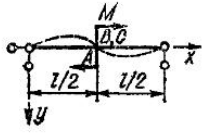
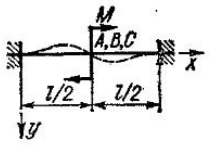
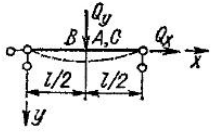
3.9. Формулы для расчета перемещений и моментов плоских пружин, работающих по схеме консольной балки

Схема нагружения	Уравнение упругой линии $\lambda = f(x)$	Линейное перемещение λ_{max}	Угловое перемещение φ	Максимальный момент M_{max}
	$\frac{Q_y l^3}{6B}\left(2-3\frac{x}{l}+\frac{x^3}{l^3}\right)$	$\frac{Q_y l^3}{3B}$	$\frac{Q_y l^2}{2B}$	$Q_y l$
	$\frac{Ml^2}{2B}\left(1-2\frac{x}{l}+\frac{x^2}{l^2}\right)$	$\frac{Ml^2}{2B}$	$\frac{Ml}{B}$	M
	$\frac{Q_y l}{Q_x}\left[\frac{\operatorname{sh}\alpha(l-x)}{\alpha l \operatorname{ch}\alpha l}+\frac{x}{l}-\frac{\operatorname{th}\alpha l}{\alpha l}\right]$	$\frac{Q_y l}{Q_x}\left(1-\frac{\operatorname{th}\alpha l}{\alpha l}\right)$	$\frac{Q_y}{Q_x}\left(1-\frac{1}{\operatorname{ch}\alpha l}\right)$	$\frac{Q_y}{\alpha}\operatorname{th}\alpha l$

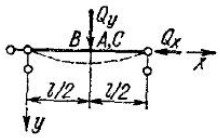
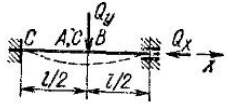
	$\frac{Q_y l}{Q_x}\left[\frac{\operatorname{tg}\alpha l}{\alpha l}-\frac{x}{l}-\frac{\sin\alpha(l-x)}{\alpha l\cos\alpha l}\right]$	$\frac{Q_y l}{Q_x}\left(\frac{\operatorname{tg}\alpha l}{\alpha l}-1\right)$	$\frac{Q_y}{Q_x}\left(\frac{1}{\cos\alpha l}-1\right)$	$\frac{Q_y}{\alpha}\operatorname{tg}\alpha l$
	$\frac{M}{Q_x}\left(\frac{\operatorname{ch}\alpha x-1}{\operatorname{ch}\alpha l}\right)$	$\frac{M}{Q_x}\left(1-\frac{1}{\operatorname{ch}\alpha l}\right)$	$\frac{M\alpha}{Q_x}\operatorname{th}\alpha l$	M
	$\frac{M}{Q_x}\left(\frac{1-\cos\alpha x}{\cos\alpha l}\right)$	$\frac{M}{Q_x}\left(\frac{1}{\cos\alpha l}-1\right)$	$\frac{M\alpha}{Q_x}\operatorname{tg}\alpha l$	$\frac{M}{\cos\alpha l}$
	$\frac{ql^4}{24B}\left(3-4\frac{x}{l}+\frac{x^4}{l^4}\right)$	$\frac{ql^4}{8B}$	$\frac{ql^3}{6B}$	$\frac{ql^2}{2}$

3.10. Формулы для расчета перемещений и моментов плоских пружин, работающих по схеме двухопорной балки

Схема нагружения	Уравнение упругой линии $\lambda = f(x)$	Линейное перемещение λ_A	Угловое перемещение φ_B	Максимальный момент M_{max}
	$\frac{Q_y l^3}{48B}\left(3\frac{x}{l}-4\frac{x^3}{l^3}\right)$	$\frac{Q_y l^3}{48B}$	$\frac{Q_y l^2}{16B}$	$\frac{Q_y l}{4}$
	$\frac{Q_y l^3}{48B}\left(3\frac{x^2}{l^2}-4\frac{x^3}{l^3}\right)$	$\frac{Q_y l^3}{192B}$	0	$\frac{Q_y l}{8}$
	$\frac{ql^4}{24B}\left(\frac{x}{l}-2\frac{x^3}{l^3}+\frac{x^4}{l^4}\right)$	$\frac{5ql^4}{384B}$	$\frac{ql^3}{24B}$	$\frac{ql^2}{8}$
	$\frac{ql^2x^2}{24B}\left(1-2\frac{x}{l}+\frac{x^2}{l^2}\right)$	$\frac{ql^4}{384B}$	0	$\frac{ql^2}{12}$

	При $0 \leqslant x \leqslant l/2$ $\frac{Q_y l^3}{96B}\left(3\frac{x}{l}-5\frac{x^3}{l^3}\right)$ При $l/2 \leqslant x \leqslant l$ $\frac{Q_y l^3}{96B}\left[3\frac{x}{l}-5\frac{x^3}{l^3}+16\left(\frac{x}{l}-\frac{1}{2}\right)^3\right]$	$\frac{7Q_y l^3}{768B}$	$\frac{Q_y l^2}{32B}$	$\frac{3}{16}Q_y l$
	$\frac{Ml^2}{6B}\left(\frac{x^3}{l^3}-\frac{x}{4l}\right)$	0	$\frac{Ml}{12B}$	$\frac{M}{2}$
	$\frac{Ml^2}{8B}\left(2\frac{x^3}{l^3}-\frac{x^2}{l^2}\right)$	0	$\frac{Ml}{16B}$	$\frac{M}{2}$
	$\frac{Q_y l}{2Q_x}\left(\frac{x}{l}-\frac{\operatorname{sh}\alpha x}{\alpha l \operatorname{ch}\frac{\alpha l}{2}}\right)$	$\frac{Q_y l}{2Q_x}\left(\frac{1}{2}-\frac{\operatorname{th}\frac{\alpha l}{2}}{\alpha l}\right)$	0	$\frac{Q_y}{2\alpha}\operatorname{th}\frac{\alpha l}{2}$

Продолжение табл. 3.10

Схема нагружения	Уравнение упругой линии $\lambda = f(x)$	Линейное перемещение λ_A	Угловое перемещение φ_B	Максимальный момент M_{max}
	$\frac{Q_y l}{2Q_x}\left(\frac{\sin\alpha x}{\alpha l\cos\frac{\alpha l}{2}}-\frac{x}{l}\right)$	$\frac{Q_y l}{2Q_x}\left(\frac{\operatorname{tg}\frac{\alpha l}{2}}{\alpha l}-\frac{1}{2}\right)$	0	$\frac{Q_y}{2\alpha}\operatorname{tg}\frac{\alpha l}{2}$
	$\frac{Q_y l}{2Q_x}\left[\frac{x}{l}-\frac{\operatorname{sh}\alpha x}{\alpha l}+\right.$ $\left.+\frac{\operatorname{ch}\frac{\alpha l}{2}-1}{\alpha l\operatorname{sh}\frac{\alpha l}{2}}(\operatorname{ch}\alpha x-1)\right]$	$\frac{Q_y l}{2Q_x}\left[\frac{1}{2}-\right.$ $\left.-\frac{2\left(\operatorname{ch}\frac{\alpha l}{2}-1\right)}{\alpha l\operatorname{sh}\frac{\alpha l}{2}}\right]$	0	$\frac{Q_y}{2\alpha}\left(\frac{\operatorname{ch}\frac{\alpha l}{2}-1}{\operatorname{sh}\frac{\alpha l}{2}}\right)$
	$\frac{Q_y l}{2Q_x}\left[\frac{\sin\alpha x}{\alpha l}-\frac{x}{l}+\right.$ $\left.+\frac{1-\cos\frac{\alpha l}{2}}{\alpha l\sin\frac{\alpha l}{2}}(1-\cos\alpha x)\right]$	$\frac{Q_y l}{2Q_x}\left[\frac{2\left(1-\cos\frac{\alpha l}{2}\right)}{\alpha l\sin\frac{\alpha l}{2}}\right.$ $\left.-\frac{1}{2}\right]$	0	$\frac{\frac{Q_y}{2\alpha}\left(1-\cos\frac{\alpha l}{2}\right)}{2\alpha\sin\frac{\alpha l}{2}}$

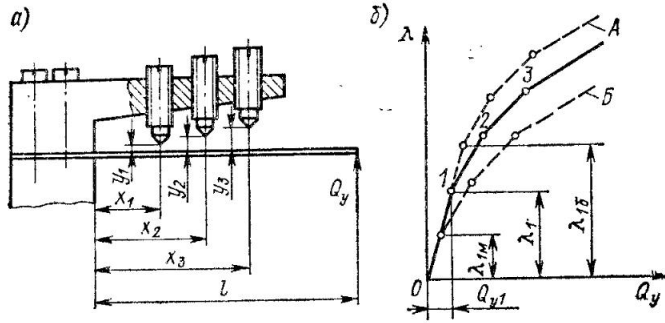


Рис. 3.22. Прямая пружина переменной жесткости и ее упругая характеристика

Жесткость прямой пружины при действии поперечной силы

$$C = Q_y/\lambda_{max} = 3B/l^3 \qquad (3.4)$$

может быть переменной, если она в процессе деформации последовательно касается нескольких упоров (рис. 3.22 *а*).

Прямые пружины переменной жесткости устанавливают в приборах (мембранных напоромерах, авиационных указателях скоростей и др.) в целях изменения упругой характеристики чувствительного устройства.

Из уравнения (3.4) следует, что жесткость пружины существенно зависит от ее рабочей длины l. При изгибе под действием силы Q_y, касаясь упоров, пружина изменяет свою рабочую длину до величины $l - x_i$ и жесткость возрастает,

$$C_i = 3B/(l - x_i)^3.$$

Упругая характеристика таких устройств представляется ломаной линией (рис. 3.22, *б*). Положение точек перегиба *1—3* зависит от первоначальных расстояний y_i, а углы наклона прямых отрезков — от жесткости пружины на соответствующем участке C_i. Изменяя расстояния y_i, можно смещать отрезки упругой характеристики параллельно самим себе. Если увеличить y_1, то посадка пружины на первый упор произойдет не при λ_1, а при несколько большем прогибе $\lambda_{1б}$, и все отрезки займут положение выше прежней ломаной линии (зависимость *А*). При уменьшении y_1 пружина коснется упора при меньшем прогибе $\lambda_{1м}$, и отрезки будут смещены ниже (зависимость *Б*).

3.11. Формулы для расчета перемещений и моментов изогнутых плоских пружин

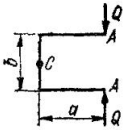
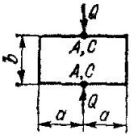
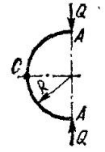
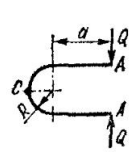
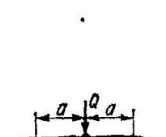
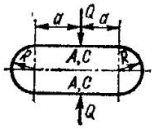
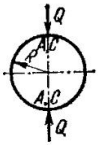
Схема нагружения	Взаимное перемещение точек A		Максимальный момент M_{max}
	линейное λ	угловое φ	
	$\frac{Qa^3}{3B}\left(2+3\frac{b}{a}\right)$	$\frac{Qa^2}{B}\times$ $\times\left(1+\frac{b}{a}\right)$	Qa
	$\frac{Qa^3}{6B}\left(\frac{1+2b/a}{2+b/a}\right)$	0	$\frac{Qa}{2}\times$ $\times\left(\frac{1+b/a}{2+b/a}\right)$
	$\frac{\pi QR^3}{2B}$	$\frac{2QR^2}{B}$	QR
	$\frac{QR^3}{B}\left(\frac{2}{3}k^3+\pi k^2+\right.$ $\left.+4k+\frac{\pi}{2}\right)$	$\frac{QR^2}{B}(k^2+$ $+k\pi+2)$	$Q(R+a)$
	$\frac{QR^3}{B(3k+\pi)}\left[\frac{k^4}{8}+\right.$ $+\frac{\pi k^3}{6}+k^2+k\times$ $\times\left(\frac{3\pi}{4}-\frac{4}{\pi}\right)+$ $\left.+\frac{\pi^2}{4}-2\right]$	0	$\frac{QR}{4(3k+\pi)}\times$ $\times(3k^2+$ $+2\pi k+4)$

Схема нагружения	Взаимное перемещение точек A		Максимальный момент M_{max}
	линейное λ	угловое φ	
	$\frac{QR^3}{B(2k+\pi)}\left(\frac{k^4}{6}+\right.$ $+\frac{\pi k^3}{3}+2k^2+$ $\left.+\frac{\pi k}{2}+\frac{\pi^2}{4}-2\right)$	0	$\frac{QR}{2(2k+\pi)}\times$ $\times(k^2+\pi k+$ $+2)$
	$\frac{QR^3}{B}\left(\frac{\pi}{4}-\frac{2}{\pi}\right)$	0	$\frac{QR}{\pi}$

Разработка конструкций пружин переменной жесткости связана с определением расстояний от места заделки пружины до упоров x_i. Полную длину пружины l рассчитывают, исходя из требуемой минимальной жесткости C_{min},

$$l = \sqrt[3]{3B/C_{min}},$$

а затем согласно заданному закону изменения жесткости на каждом участке находят расстояния

$$x_i = l - \sqrt[3]{3B/C_i}. \qquad (3.5)$$

Размеры y_i подбирают в процессе наладки приборов. Очевидно, чем больше упоров, тем плавнее будут переходы ломаной прямой. Упругая характеристика будет иметь вид плавной затухающей кривой, если вместо упоров установить лекало, профиль которого можно рассчитать, пользуясь уравнением (3.5).

Оценку прочности пружин переменной жесткости ведут по максимальным напряжениям изгиба

$$\sigma_{max} = Q_{y\,(max)}(l - x_{max})/W_0 \leqslant [\sigma_и],$$

где x_{max} — расстояние от места заделки пружины до последнего упора.

В качестве кинематических и измерительных элементов в приборо- и машиностроении широко применяют *плоские изогнутые пружины* различных конфигураций.

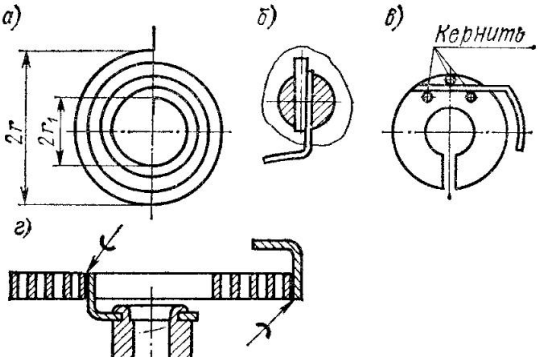


Рис. 3.23. Способы закрепления концов тонких спиральных пружин

Формулы для расчета перемещений и максимальных изгибающих моментов изогнутых пружин представлены в табл. 3.11. Значения изгибающих моментов даны для опасных сечений, обозначаемых точками C. В расчетах применяется параметр $k = a/R$.

К плоским изогнутым пружинам относятся *тонкие спиральные пружины* (волоски), навитые из ленты по спирали Архимеда (рис. 3.23, *а*). Они предназначены для устранения зазоров в подвижных соединениях передаточных механизмов измерительных устройств. Создавая противодействующий момент, волоски способствуют устранению мертвого хода механизмов.

Концы тонких спиральных пружин закрепляют в корпусных деталях и на осях штифтами (рис. 3.23, *б*), с помощью кернения при предварительной установке конца в пазу втулки (рис. 3.23, *в*) или пайкой припоем ПОС 90 (рис. 3.23, *г*).

Для спиральных пружин из бронзы БрОЦ4-3 установлены следующие наружные радиусы r и соответствующие им внутренние радиусы r_1, мм:

r (предельные отклонения $\pm 10\,\%$)	3,0	4,00	7,0	9
r_1 (предельные отклонения $\pm 20\,\%$)	1,5	1,75	2,5	3

Спиральные пружины в зависимости от предельного отклонения по числу витков подразделяются на два типа: тип А — $\pm 0{,}25$ витка и тип Б — $\pm 0{,}05$ витка. Пружины типа Б изготавливают только с наружным радиусом $r = 3$ мм и числом витков $z = 4$. Число витков пружин

типа А в зависимости от противодействующего момента M_{90} даны в табл. 3.12.

Противодействующий момент M_{90} стандартных спиральных пружин определяют при их закручивании на 90°. Предельные отклонения по противодействующему моменту регламентированы: для пружин типа А $\pm$ 6 % и типа Б $\pm$ 10 %. В табл. 3.13—3.16 даны значения M_{90}, ширина ленты b (предельные отклонения для пружин типа А $\pm$ 10 % и типа Б $\pm$ 20 %), электрическое сопротивление R (предельное отклонение $\pm$20 %) и масса спиральных пружин с различными наружными радиусами r.

Упругое последействие (в %) оценивают после закручивания пружины на 360°, выдержки под нагрузкой в течение 1 ч и измерения невозврата в первоначальное положение через 10—15 с после снятия нагрузки. Значения упругого последействия пружин типа А представлены в табл. 3.17. Для пружин типа Б упругое последействие составляет:

M_{90}, мкН·м	0,1—0,2	0,25—1,0	1,25—1,60	2—4
Упругое последействие, %	0,05	0,08	0,10	0,12

Минимальный момент M_{min}, развиваемый волоском, должен быть больше приведенного момента сил трения $M_{пр}$, эквивалентного суммарному действию всех сил и моментов трения в механизме прибора. С учетом коэффициента запаса n, который рекомендуется принимать в пределах от 2 до 3, находят минимальный момент

$$M_{min} = nM_{пр}.$$

По условию $M_{min} \geqslant M_{90}$ можно выбрать соответствующий типоразмер пружины из стандартного ряда. При этом следует иметь в виду, что чем больше момент M_{90}, тем большее трение создается в подвижных соединениях механизмов. Принимая предварительный угол закручивания равным 0,5π, при котором волосок имеет противодействующий момент M_{90}, и учитывая рабочий угол поворота оси $\beta_{раб}$, рассчитывают максимальный момент

$$M_{max} = M_{90}(\beta_{раб} + 0{,}5\pi)/(0{,}5\pi).$$

Проверку прочности спиральных пружин при известной толщине ленты h ведут по напряжениям изгиба

$$\sigma_и = Eh(\beta_{раб} + 0{,}5\pi)/(2l) \leqslant [\sigma]_и,$$

где l — развернутая длина пружины, $l = \pi z(r + r_1)$. Модуль упругости оловянно-цинковой бронзы $E = 110 \div 115$ ГПа.

3.12. Число витков спиральных пружин типа А

$M_{80} \cdot 10$, мкН·м	Наружный радиус пружины r, мм				$M_{80} \cdot 10$, мкН·м	Наружный радиус пружины r, мм			
	3	4	7	9		3	4	7	9
1,0—2,5	4	4	—	—	28—36	6	7	6	—
2,8—8,0	4	5	—	—	40—56	6	7	7	—
9—10	4	6	—	—	63—180	—	7	8	—
11—20	5	6	5	—	200—710	—	—	8	—
22—25	5	6	6	—	800—2500	—	—	9	9

3.13. Параметры спиральных пружин с наружным радиусом $r = 3$ мм

$M_{80} \cdot 10$, мкН·м	Тип пружины					
	А			Б		
	b, мм	R, Ом	Масса 100 шт., г	b, мм	R, Ом	Масса 100 шт., г
1,0	0,17	2,20	0,11	0,17	2,20	0,11
1,1	0,17	2,10	0,12	—	—	—
1,2	0,18	2,00	0,12	0,18	2,00	0,12
1,4	0,18	1,90	0,13	—	—	—
1,6	0,19	1,80	0,14	0,19	1,80	0,14
1,8	0,20	1,70	0,15	—	—	—
2,0	0,20	1,60	0,15	0,20	1,60	0,15
2,2	0,21	1,50	0,16	—	—	—
2,5	0,21	1,40	0,17	0,21	1,40	0,17
2,8	0,22	1,30	0,19	—	—	—
3,0	0,22	1,30	0,19	0,22	1,30	0,19
3,5	0,23	1,20	0,21	—	—	—
4,0	0,24	1,10	0,22	0,24	1,10	0,22
4,5	0,25	1,10	0,23	—	—	—
5,0	0,26	1,00	0,25	0,26	1,00	0,25
5,5	0,26	0,95	0,26	—	—	—
6	0,27	0,91	0,27	0,27	0,91	0,27
7	0,27	0,84	0,29	—	—	—
8	0,27	0,79	0,31	0,27	0,79	0,31
9	0,28	0,74	0,33	—	—	—
10	0,28	0,70	0,35	0,28	0,70	0,35
11	0,33	0,75	0,50	—	—	—
12,5	0,34	0,70	0,55	0,28	0,68	0,35
14	0,35	0,67	0,55	—	—	—
16	0,36	0,62	0,60	0,29	0,63	0,38
18	0,37	0,59	0,65	—	—	—
20	0,38	0,56	0,70	0,29	0,57	0,42
22	0,39	0,53	0,70	—	—	—
25	0,40	0,50	0,75	0,30	0,51	0,47

$M_{90} \cdot 10$, мкН·м	Тип пружины					
	А			Б		
	b, мм	R, Ом	Масса 100 шт., г	b, мм	R, Ом	Масса 100 шт., г
28	0,43	0,52	1,10	—	—	—
32	0,44	0,49	1,10	0,30	0,47	0,50
36	0,46	0,45	1,20	—	—	—
40	0,47	0,43	1,30	0,35	0,39	0,60
45	0,49	0,41	1,40	—	—	—
50	0,50	0,39	1,40	0,35	0,36	0,65

3.14. Параметры спиральных пружин типа А с наружным радиусом $r = 4$ мм

$M_{90} \cdot 10$, мкН·м	b, мм	R, Ом	Масса 100 шт., г	$M_{90} \cdot 10$, мкН·м	b, мм	R, Ом	Масса 100 шт., г
1,6	0,20	2,0	0,22	18	0,41	0,74	1,2
1,8	0,21	1,9	0,22	20	0,42	0,70	1,3
2,0	0,21	1,8	0,22	22	0,43	0,67	1,4
2,2	0,22	1,7	0,23	25	0,44	0,63	1,4
2,5	0,23	1,6	0,25	28	0,48	0,62	2,0
2,8	0,23	1,6	0,26	32	0,50	0,58	2,1
3,0	0,25	1,7	0,38	36	0,51	0,57	2,2
3,5	0,26	1,5	0,41	40	0,52	0,53	2,3
4,0	0,27	1,4	0,45	45	0,53	0,50	2,5
4,5	0,28	1,3	0,47	50	0,54	0,48	2,6
5,0	0,28	1,3	0,50	56	0,54	0,45	2,8
5,5	0,29	1,2	0,50	63	0,52	0,45	2,8
6	0,30	1,1	0,55	71	0,53	0,38	2,4
7	0,31	1,1	0,60	80	0,55	0,40	3,0
8	0,32	1,0	0,65	90	0,56	0,38	3,2
9	0,34	1,1	0,85	100	0,58	0,36	3,4
10	0,35	0,99	0,90	112	0,60	0,34	3,6
11	0,36	0,94	0,95	125	0,61	0,33	3,8
12,5	0,37	0,87	1,0	140	0,63	0,31	4,0
14	0,38	0,82	1,1	160	0,65	0,29	4,2
16	0,40	0,78	1,2	180	0,67	0,23	4,5

3.15. Параметры спиральных пружин типа А с наружным раднусом $r = 7$ мм

$M_{90} \cdot 10$, мкН·м	b, мм	R, Ом	Масса 100 шт., г	$M_{90} \cdot 10$, мкН·м	b, мм	R, Ом	Масса 100 шт., г
16	0,43	0,91	1,9	140	0,71	0,43	10,0
18	0,44	0,86	2,0	160	0,71	0,41	10,5
20	0,46	0,81	2,1	180	0,72	0,39	11,0
22	0,49	0,84	2,9	200	0,72	0,38	11,5
25	0,50	0,79	3,1	224	0,73	0,36	12,0
28	0,52	0,75	3,3	250	0,73	0,35	12,5
32	0,54	0,67	3,5	280	0,74	0,33	13,0
36	0,55	0,66	3,7	315	0,74	0,32	14,0
40	0,59	0,68	4,9	355	0,82	0,29	15,0
45	0,61	0,64	5,0	400	0,83	0,27	16,0
50	0,62	0,61	5,5	450	0,84	0,26	17,0
56	0,64	0,57	6,0	500	0,85	0,25	17,5
63	0,60	0,62	7,0	560	0,86	0,24	18,0
71	0,62	0,59	7,5	630	0,87	0,23	19,0
80	0,64	0,56	8,0	710	0,88	0,24	23,5
90	0,66	0,52	8,5	800	0,89	0,22	24,5
100	0,68	0,50	9,0	900	0,90	0,21	26,0
112	0,70	0,47	9,0	1000	0,91	0,20	27,0
125	0,70	0,45	10,0	1100	0,92	0,20	28,0

3.16. Параметры спиральных пружин типа А с наружным раднусом $r = 9$ мм

$M_{90} \cdot 10$, мкН·м	b, мм	R, Ом	Масса 100 шт., г
1250	0,95	0,21	41
1400	0,95	0,20	44
1600	0,95	0,19	46
1800	1,00	0,18	49
2000	1,00	0,17	51
2240	1,05	0,16	55
2500	1,15	0,15	57

3.17. Упругое последействие спиральных пружин типа А, %

$M_{90} \cdot 10$, мкН·м	Наружный радиус пружины r, мм			
	3	4	7	9
1—2	0,05	0,05	—	—
2,2—12,5	0,08	0,05	—	—
14—18	0,08	0,08	0,05	—
20—32	0,09	0,08	0,05	—
40—50	0,10	0,08	0,05	—
56—90	—	0,08	0,05	—
100—125	—	0,10	0,05	—
140—180	—	0,10	0,08	—
200—500	—	—	0,08	—
560—2500	—	—	0,10	0,10

Допускаемое значение силы тока $I_{доп}$ (в А) в случае использования спиральных пружин в качестве токопроводящих элементов с точностью ±20 % рассчитывают по формуле

$$I_{доп} = 2\sqrt{bh(b+h)},$$

где b и h в мм.

Литература [2, 4, 29].

3.3. Спиральные заводные пружины

Плоские пружины, навитые из ленты по спирали Архимеда и служащие в качестве источников механической энергии, называют заводными. Они применяются в приборах времени, в самопишущих устройствах для вращения дисков, барабанов и протяжки лент, в счетных машинах, в переносных приборах для приведения в действие подвижных звеньев механизмов. Двигатели со спиральными заводными пружинами не требуют внешних источников питания, взрывобезопасны и просты в эксплуатации. Они могут работать при достаточно широком диапазоне температур от —60 до +250 °С. Малое число оборотов и непостоянство вращающих моментов являются недостатками пружинных двигателей.

Спиральные заводные пружины изготавливают из ленты толщиной менее 0,3 мм из сталей марок У8А—У12А, а при толщине 0,3 мм и более из стали 70С2ХА. Пружины, предназначенные для работы в агрессивных средах или

3.18. Механические свойства холоднокатаных лент для спиральных заводных пружин

Марка материала	ГОСТ на химический состав	ГОСТ на ленту	Класс прочности	$\sigma_{пч}$, МПа	E, ГПа
У8А—У12А	1435—74*	2283—79*	Н1 Н2 Н3	750—900 900—1050 1050—1200	200
70С2ХА	14959—79*	2283—79*	Н1 Н2 Н3	800—950 950—1100 1050—1200	200
40КНХМ 40КНХМВТЮ	10994—74* 10994—74*	14117—85 14117—85	— —	1000—1800 —	200—230 210—230

3.19. Предельные отклонения по толщине лент для спиральных заводных пружин, мм

Толщина ленты	Лента по ГОСТ 2283—79* при точности изготовления			Лента по ГОСТ 14117—85
	нормальной	повышенной (Т)	высокой (В)	
0,10; 0,11; 0,12; 0,13; 0,15	—0,02	—0,015	—0,01	—0,02
0,18; 0,20; 0,22; 0,25	—0,03	—0,02	—0,015	—0,03
0,28; 0,30; 0,32; 0,35; 0,40	—0,04	—0,03	—0,02	—0,04
0,45; 0,50; 0,55; 0,57; 0,60; 0,65; 0,70	—0,05	—0,04	—0,03	—0,05
0,75; 0,80; 0,85; 0,90; 0,95	—0,07	—0,05	—0,04	—0,07
1,00; 1,05; 1,10; 1,15; 1,20; 1,25; 1,30	—0,09	—0,06	—0,05	—0,09
1,35	—0,11	—0,08	—0,06	—0,09
1,40; 1,45; 1,50; 1,55; 1,60; 1,70	—0,11	—0,08	—0,06	—0,11
1,75	—0,13	—0,10	—0,08	—0,11
1,80; 1,85; 1,90; 1,95; 2,00	—0,13	—0,10	—0,08	—0,13

Примечания: 1. Ленты по ГОСТ 2283—79* выпускаются толщиной до 4 мм. 2. ГОСТ 2283—79* кроме указанных в таблице предусматривает также следующие толщины: 0,14; 0,16; 0,24; 0,26; 0,34; 0,36; 0,42 и 0,63 мм. 3. Ленты по ГОСТ 2283—79* толщиной 0,57 мм не изготавливают.

3.20. Предельные отклонения по ширине лент для спиральных заводных пружин, мм

Толщина ленты	Лента по ГОСТ 2283—79*									Лента по ГОСТ 14117—85				
	обрезанная нормальной точности			обрезанная повышенной точности (Ш)			необрезанная			обрезанная		необрезанная		
	шириной													
	до 100	св. 100 до 300	св. 300	до 100	св. 100 до 300	св. 300	до 50	св. 50 до 300	св. 300	до 100	св. 100	до 100	св. 100 до 140	св. 140
0,10—0,40	—0,3	—0,4	—0,5	—0,2	—0,3	—0,4				—0,3	—0,5			
0,45—0,60	—0,3	—0,4	—0,5	—0,2	—0,3	—0,4				—0,4	—0,6			
0,65—0,95	—0,4	—0,5	—0,6	—0,3	—0,4	—0,5	$^{+2}_{-1}$	$^{+3}_{-2}$	$^{+4}_{-6}$	—0,4	—0,6	+5	+7	+10
1,00	—0,4	—0,5	—0,6	—0,3	—0,4	—0,5				—0,6	—0,8			
1,05—2,00	—0,6	—0,7	—0,8	—0,4	—0,5	—0,6				—0,6	—0,8			

при повышенных температурах, выполняют из дисперсионно-твердеющих сплавов 40КНХМ и 40КНХМВЮ. Механические характеристики этих материалов даны в табл. 3.18. Ленты для спиральных заводных пружин выпускаются со следующими видами обработки: отожженные, нагартованные (Н) и отожженные на зернистый перлит (ЗП). ГОСТ 2283—79* устанавливает классы прочности для нагартованных лент. По виду поверхности ленты могут быть светлыми (С) и темными. Точность изготовления регламентируется предельными отклонениями по толщине (табл. 3.19) и ширине (табл. 3.20). Для лент предусмотрены следующие ряды ширин, мм:

3.21. Диапазоны ширины лент для спиральных заводных пружин, мм

Толщина ленты	Лента по ГОСТ 2283—79*	Лента по ГОСТ 14117—85
0,10—0,40	4—250	
0,42—0,45	6—250	
0,50	6—300	
0,55—0,65	8—300	20—300
0,70—0,85	8—465	
0,90—1,00	9—465	
1,05—2,00	10—465	

по ГОСТ 2283—79*— 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 12, 14, 15, 16, 18, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 35, 36, 38, 40, 45, 48, 50, 52, 55, 60, 63, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 100, 110, 118, 120, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 240, 250, 290, 300, 310, 320, 330, 340, 350, 360, 370, 380, 390, 400, 410, 420, 440, 450, 465;

по ГОСТ 14117—85 — 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 29, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 52, 54, 55, 56, 60, 63, 65, 66, 70, 75, 80, 85, 86, 90, 95, 100, 105, 110, 112, 114, 115, 120, 125, 130, 135, 140, 142, 145, 150, 155, 160, 165, 170, 175, 180, 185, 190, 195, 200, 210, 220, 230, 235, 240, 250, 260, 270, 280, 290 и 300.

Диапазоны ширины изготавливаемых пружинных лент ГОСТ 2283—79* устанавливает в зависимости от толщины (табл. 3.21). Ленты выпускаются с обрезанными кромками и необрезанными (НО).

В условных обозначениях лент указывают марку материала (У10А), точность изготовления по толщине (Т), точность изготовления по ширине (Ш), вид поверхности (С), состояние кромок (НО), вид обработки (Н), класс прочности (Н1), размер толщины (0,5 мм), размер ширины (30 мм) и номер стандарта:

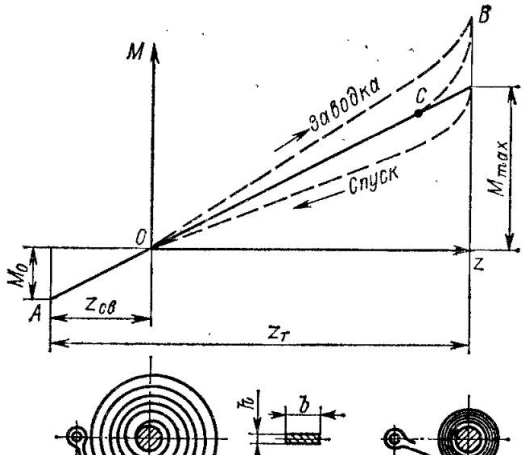


Рис. 3.24. Упругая характеристика спиральной заводной пружины

*Лента У10А ТШ—С—НО—Н—Н1—0,5×30 ГОСТ 2283—79**.

Если та или иная характеристика не имеет установленных обозначений, то указывают:

Лента 40КХНМ—НО—0,75×40 ГОСТ 14117—85.

Наружный конец спиральной пружины закрепляется на корпусной детали, а внутренний на валике. В заведенном состоянии, когда витки плотно навиты на валик, пружина запасает потенциальную энергию, создавая вращающий момент в плоскости, перпендикулярной к геометрической оси валика. Момент M пропорционален взаимному углу поворота концов пружины $\varphi = 2\pi z$, который зависит от числа витков z. Упругая характеристика спиральных пружин без учета гистерезиса описывается линейным уравнением

$$M = EJ_0\varphi/l, \qquad (3.6)$$

где $J_0 = bh^3/12$ — осевой момент инерции поперечного сечения ленты шириной b и толщиной h; l — длина рабочей части пружины.

Идеальная упругая характеристика спиральной заводной пружины показана на рис. 3.24 сплошной линией. Точка O соответствует пружине в свободном состоянии

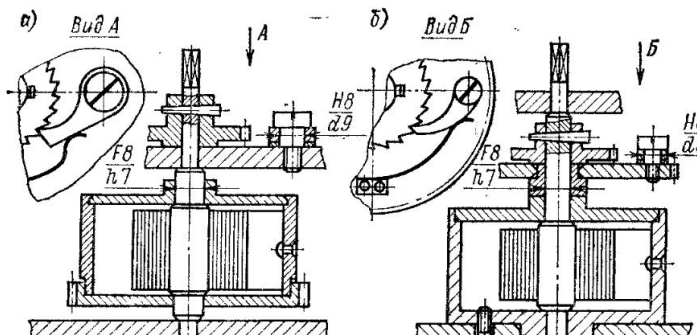


Рис. 3.25. Конструкция пружинных двигателей

с числом витков $z_{св}$ ($M = 0$). Чтобы получить развертку пружины на плоскости, т. е. сделать ее прямой, необходимо приложить отрицательный момент M_0. В точке A число витков пружины $z = 0$. При заводке во время посадки первого витка пружины на валик (точка C) рабочая длина l уменьшается и линейность уравнения (3.6) нарушается, так как момент является функцией двух переменных: φ и l. Уменьшением рабочей длины пружины объясняется возрастающий вид упругой характеристики на участке CB, когда последовательно происходит посадка витков на валик. Точка B соответствует пружине в тугозаведенном состоянии с числом витков $z_т$. Максимальный момент для этого положения пружины рассчитывают приближенно по формуле

$$M_{max} = 2\pi E J_0 (z_т - z_{св})/l.$$

На начальном участке пружина развивает малые моменты, не имеющие практического значения. Поэтому деформацию пружины при спуске ограничивают, устанавливая по наружному контуру упоры. Часто такими упорами служат внутренние стенки барабана, в полость которого помещают пружину. Барабан позволяет уменьшить габаритные размеры и обеспечить лучшие условия смазки пружинного двигателя. Применяют двигатели с *вращающимся* (рис. 3.25, *а*) и *неподвижным* барабанами (рис. 3.25, *б*).

Упругая характеристика спиральной пружины, работающей в барабане, представлена на рис. 3.26. Точка O соответствует пружине в спущенном состоянии с числом

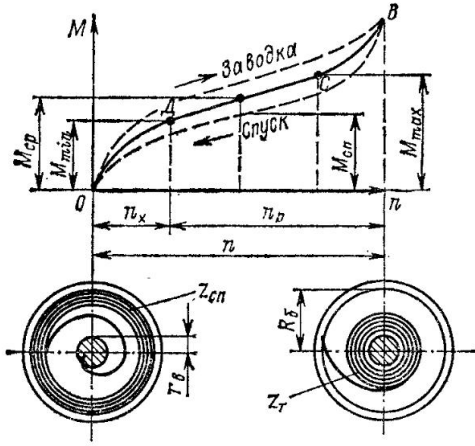


Рис. 3.26. Упругая характеристика пружины, работающей в барабане

витков $z_{сп}$, которые прижаты к стенкам барабана с внутренним радиусом $R_б$. При заводке витки последовательно отходят от стенки барабана и рабочая длина пружины увеличивается, поэтому на участке *ОД* упругая характеристика имеет затухающий вид. В точке *Д* последний виток отходит от стенки, и на участке *ДС* работает вся длина пружины *l*.

На гистерезисные потери большое влияние оказывает межвитковое трение, уменьшающее момент, развиваемый пружиной при спуске. Полученная опытным путем упругая характеристика позволяет определить коэффициент качества пружины

$$k = M_{сп}/M_{ср},$$

где $M_{сп}$ — фактический момент пружины при спуске; $M_{ср}$ — момент, соответствующий осредненной (идеальной) упругой характеристике.

Коэффициент k зависит от расположения витков в полости барабана, которое определяет способ закрепления наружного конца пружины на стенке барабана. При жестком креплении (рис. 3.27, *а*) витки размещаются эксцентрично относительно оси валика, что способствует повышению межвиткового трения. Свободное перемещение закрепленного конца пружины в радиальном направлении обеспечивает близкое к концентрическому расположение

витков (рис. 3.27, *б*). Однако этот вариант приводит к усложнению конструкции и увеличению габаритных размеров двигателя, поэтому на практике применяют другие способы закрепления:

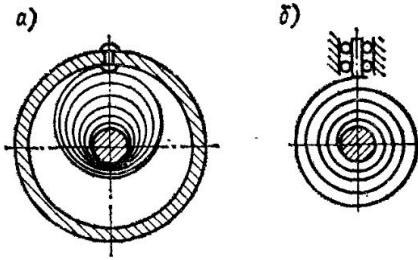


Рис. 3.27. Расположение витков пружин в зависимости от способа крепления наружного конца

шарнирное (рис. 3.28, *а*); используется для неответственных механизмов, так как при таком креплении возникает сильное межвитковое трение и двигатель работает неплавно с низким к. п. д., $k = 0{,}65 \div 0{,}70$;

штифтовое (рис. 3.28, *б*); относится к полужестким креплениям, его применяют для крупных пружин толщиной от 0,4 мм, $k = 0{,}72—0{,}78$;

V-*образное* (рис. 3.28, *в*); предназначено для мелких пружин толщиной до 0,25 мм; в целях устранения опасности излома в месте перегиба устанавливают дополнительную пластину (рис. 3.28, *г*), $k = 0{,}80 \div 0{,}85$;

с промежуточной пластиной (рис. 3.28, *д*); обеспечивает свободное перемещение наружного конца в радиальном направлении и практически полное устранение межвиткового трения, $k = 0{,}90 \div 0{,}95$;

с мечевидной накладкой (рис. 3.28, *е*); применяется для ответственных механизмов, лапки накладки входят в отверстия дна и крышки барабана, $k = 0{,}90 \div 0{,}95$. Рекомендуются следующие размеры мечевидной накладки для барабанов с внутренним диаметром D:

$$L_1 = (0{,}13 \div 0{,}20)\,\pi D; \qquad L_2 = (0{,}33 \div 0{,}67)\,L_1;$$
$$L_3 = (0{,}50 \div 0{,}67)\,L_2; \qquad h_1 = (1{,}06 \div 1{,}12)\,h;$$
$$H = (0{,}93 \div 0{,}97)\,b; \qquad a = (0{,}65 \div 0{,}75)\,b;$$
$$R = 0{,}D - h; \quad d = 0{,}3H; \quad c = (6 \div 8)\,h_1;$$
$$e = (8 \div 10)\,h.$$

Способ закрепления внутреннего конца пружины на валике не оказывает существенного влияния на расположение витков в полости барабана. Чтобы обеспечить плотное прилегание к валику, внутренний конец пружины отжигают. Передача крутящего момента от валика к пружине и наоборот может быть осуществлена с помощью

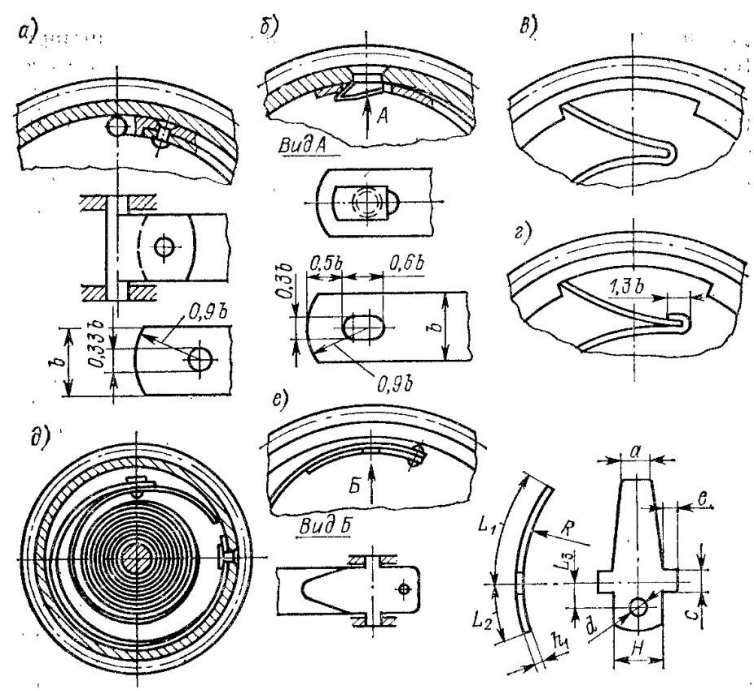


Рис. 3.28. Способы крепления наружного конца пружин

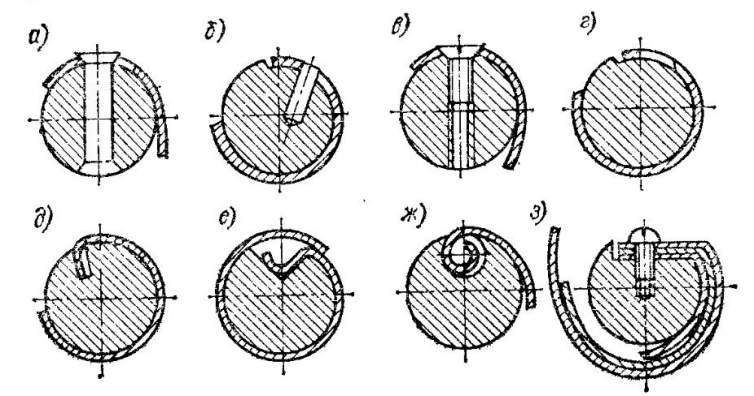


Рис. 3.29. Способы крепления внутреннего конца пружин

радиального (рис. 3.29, *а*) или наклонного штифта (рис. 3.29, *б*), потайного винта (рис. 3.29, *в*), на головке которого фрезеруют две параллельные лыски, зуба (рис. 3.29, *г*), выполненного непосредственно на валике. Отожженный внутренний конец устанавливают в прорези (рис. 3.29, *д*), канавке (рис. 3.29, *е*) и продольном отверстии валика (рис. 3.29, *ж*). Для уменьшения влияния концентрации напряжений в месте перехода от отожженной к закаленной части пружины устанавливают две дополнительные упругие пластины (рис. 3.29, *з*).

Деформация при изгибе пружины зависит от радиуса кривизны ее оси. Наибольшая деформация возникает у внутреннего витка, где часто и происходит излом пружины. Долговечность пружины оценивают не по напряжениям, а по деформации, которая при радиусе внутреннего витка r_0 определяется коэффициентом прочности

$$k_b = r_0/h.$$

Чем больше k_b, тем выше запас прочности, однако при этом увеличиваются габаритные размеры двигателя и уменьшается запас потенциальной энергии. Опыт эксплуатации пружинных двигателей показывает, что при $k_b = 15$ пружины выдерживают 8—10 тысяч циклов «заводка—спуск». Требуемую толщину пружины h при известном радиусе валика $r_в$ с учетом $k_b = 15$ и соотношения $r_в = r_0 - 1{,}5h$ находят по зависимости $h = 0{,}074r_в$.

Одним из важных параметров пружинных двигателей является коэффициент $k_м = M_{max}/M_{min}$, отражающий отношение максимального момента к минимальному на рабочем участке *ДС*.

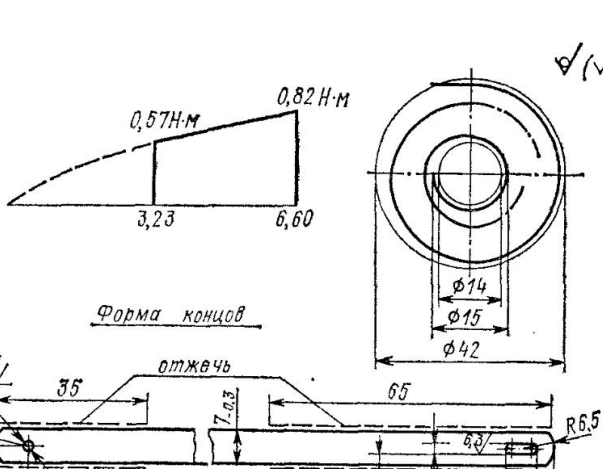
Значения коэффициента $k_м$ для пружинных двигателей лежат в пределах от 1,4 до 5,0. Число оборотов двигателя зависит от рабочей длины пружины l. Двигатели с оптимальной длиной пружины, обеспечивающей получение максимального числа оборотов, называют нормальными. Для нормальных пружинных двигателей $k_м = 1{,}4 \div 1{,}8$.

Формулы для расчета параметров нормального пружинного двигателя даны в табл. 3.22. В ней представлен также пример расчета пружины из стали марки У8А при следующих исходных данных: внутренний радиус стенки барабана $R_б = 21$ мм; требуемый минимальный момент двигателя $M_{д\,min} = 0{,}5$ Н·м. Пример оформления чертежа спиральной заводной пружины по результатам расчета дан на рис. 3.30. На чертеже указывают размеры

3.22. Пример расчета параметров нормального пружинного двигателя

Расчетный параметр	Обозначение	Формула	Численное значение
Радиус валика, мм	$r_в$	$0{,}33R_б$	$0{,}33 \cdot 21 = 7$
Толщина пружины, мм	h	$0{,}074r_в$	$0{,}074 \cdot 7 = 0{,}5$
Число витков пружины:			
в спущенном состоянии	$z_{сп}$	$\frac{0{,}255R_б}{h}$	$\frac{0{,}255 \cdot 21}{0{,}5} = 10{,}7$
в тугозаведенном состоянии	$z_т$	$\frac{0{,}412R_б}{h}$	$\frac{0{,}412 \cdot 21}{0{,}5} = 17{,}3$
в свободном состоянии (вне барабана)	$z_{св}$	$(0{,}300 \div 0{,}372)\, z_т$	$0{,}35 \cdot 17{,}3 = 6$
Расчетное число витков в заведенном состоянии	$z_р$	$z_т - z_{св}$	$17{,}3 - 6 = 11{,}3$
Число оборотов двигателя	n	$z_т - z_{сп}$	$17{,}3 - 10{,}7 = 6{,}6$
Длина упругой части пружины, мм	l	$\frac{1{,}4R^2_б}{h}$	$\frac{1{,}4 \cdot 21^2}{0{,}5} = 1235$
Длина отожженного конца пружины вместе с переходом, мм:			
внутреннего	$l_в$	$(120 \div 140)\, h$	$130 \cdot 0{,}5 = 65$
наружного	$l_н$	$(60 \div 70)\, h$	$70 \cdot 0{,}5 = 35$
Полная развернутая длина пружины, мм	L	$l + l_в + l_н$	$1235 + 65 + 35 = 1335$
Коэффициент качества пружины (креплеине наружного конца с мечевидной накладкой)	k	—	0,9
Коэффициент, учитывающий отношение моментов на рабочем участке	$k_м$	M_{max}/M_{min}	1,5
Теоретический момент на рабочем участке, Н·м:			
минимальный	$M_{тmin}$	$\frac{1}{2}\left[1 + \frac{1}{k} + k_м \times \left(\frac{1}{k} - 1\right)\right] M_{дmin}$	$\frac{1}{2}\left[1 + \frac{1}{0{,}9} + 1{,}5\left(\frac{1}{0{,}9} - 1\right)\right] \times 0{,}5 = 0{,}57$
максимальный	$M_{тmax}$	$\frac{1}{k}(1 + k_м) \times M_{д\,min} - M_{тmin}$	$\frac{1}{0{,}9}(1 + 1{,}5)0{,}5 - 0{,}57 = 0{,}82$
Ширина пружины, м	b	$\frac{6lM_{тmax}}{\pi Eh^3 z_р}$	$\frac{6 \cdot 1{,}235 \cdot 0{,}82}{3{,}14 \cdot 200 \cdot 10^9 \times 0{,}5^3 \cdot 10^{-9} \cdot 11{,}3} = 7 \cdot 10^{-7}$

Расчетный параметр	Обозначение	Формула	Численное значение
Число оборотов двигателя на рабочем участке	$n_р$	$\frac{6l\,(M_{т\,max} - M_{т\,min})}{\pi E h^2 b}$	$\frac{6 \cdot 1{,}235\,(0{,}82 - 0{,}57)}{3{,}14 \cdot 200 \cdot 10^9 \times 0{,}5^2 \cdot 10^{-9} \times 7 \cdot 10^{-3}} =$ $= 3{,}37$
Число холостых оборотов двигателя	$n_х$	$n - n_р$	$6{,}60 - 3{,}37 =$ $= 3{,}23$



1. *Модуль нормальной упругости — 200 ГПа*
2. *Твердость — 62 HRC*$_э$
3. *Длина развернутой пружины — 1335 мм*
4. *Число витков в свободном состоянии — 6*
5. *Направление спирали — левое*
6. *Неуказанные предельные отклонения размеров: H14; h14; ±t*$_2$*/2*

Лента У8А ТШ—С—Н—0,5×7 ГОСТ 2283—79

Рис. 3,30. Пример оформления чертежа спиральной заводной пружины

валика и барабана. Сортамент материала пружины обозначают в основной надписи чертежа.

ГОСТ 9469—75* регламентирует параметры часовых механизмов привода со спиральной заводной пружиной для самопишущих приборов. Они используются для вращения барабанов или дисков, а также для протяжки ленты регистрирующих устройств. Продолжительность действия этих двигателей после одной полной заводки составляет от 2 до 512 ч. Продолжительность одного оборота выходного вала от 0,1 до 384 ч. Стандарт устанавливает для этих приводов шесть диапазонов температур эксплуатации в пределах от —60 до +250 °С.

Литература [2, 4, 29].

3.4. Термобиметаллические пружины

Термобиметаллы получают путем неразъемного соединения двух пластин из материалов, коэффициенты линейного расширения которых резко отличны. Соединение компонентов может быть осуществлено в результате их совместного проката, с помощью сварки, пайки или заклепок. Слой металла с большим коэффициентом линейного расширения α_1 называют *активным*, а с меньшим α_2 — *пассивным*. Различия в тепловом расширении слоев при изменениях температуры приводят к деформации термобиметаллических пружин, поэтому их функциональное назначение заключается в преобразовании температуры в механические перемещения.

В качестве пассивного слоя часто используют инвар 36Н, имеющий очень низкий коэффициент линейного расширения. Стабильными и малыми значениями α_2 обладают сплавы системы Fe—Ni с большим содержанием Ni (до 50 %). Для активных компонентов применяют немагнитные сплавы системы Fe—Ni (20—25 % Ni), легированные хромом, марганцем и молибденом, а также латуни и бронзы. Коэффициенты линейного расширения этих сплавов в 20—25 раз больше коэффициента линейного расширения инвара.

При начальной температуре $T_н$ геометрическая ось консольно установленной термобиметаллической пружины длиной l — прямая (рис. 3.31). С увеличением температуры до $T_к$ активный слой должен получить удлинение

$$\Delta l_1 = \alpha_1 (T_к - T_н)\, l,$$

а пассивный слой —

$$\Delta l_2 = \alpha_2 (T_к - T_н) l.$$

Поскольку компоненты соединены жестко и ограничивают друг друга в деформациях, то активный слой испытывает сжатие, а пассивный — растяжение.

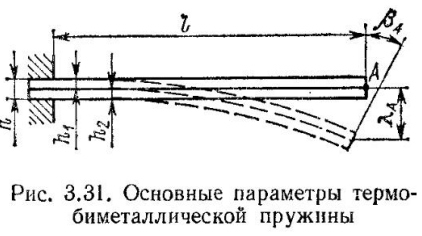


Рис. 3.31. Основные параметры термобиметаллической пружины

Под действием внутренних напряжений термобиметаллическая пружина при нагреве изгибается в сторону пассивного слоя, а при охлаждении — в сторону активного. Изгиб пружины характеризуется линейным перемещением свободного конца λ_A или угловым β_A.

Консольно заделанные термобиметаллические пружины широко применяют в релейных устройствах для защиты электрических цепей, электродвигателей и аппаратов от перегрева (рис. 3.32, *а*). Биметаллическая пластина при повышении температуры нажимает на контактную пружину, которая размыкает электрическую цепь. Регулировочный винт позволяет устанавливать температуру срабатывания реле. В целях увеличения угловых перемещений чувствительных элементов термометров биметаллические пружины выполняют в виде пространственных винтовых спиралей (рис. 3.32, *б*) и спиралей Архимеда (рис. 3.32, *в*).

Плоские биметаллические пружины используют в качестве компенсаторов температурных деформаций деталей. При кинематической компенсации за счет деформации биметаллической пружины изменяется рабочий радиус r кривошипа рычажных механизмов (рис. 3.32, *г*). Необходимая рабочая длина пружины l обеспечивается перестановкой регулировочного винта. Силовая компенсация осуществляется созданием дополнительных усилий с помощью термобиметаллических пружин, действующих на жесткий центр мембранной коробки (рис. 3.32, *д*).

Линейное и угловое перемещения точки A (рис. 3.31), расположенной на торце свободного конца термобиметаллической пружины, при воздействии перепада температур $\Delta T = (T_к - T_н)$ определяются по формулам:

$$\lambda_A = 0{,}5 k_0 l^2 \Delta T; \quad \beta_A = k_0 l \Delta T,$$

где k_0 — биметаллический коэффициент, зависящий от модулей нормальной упругости материалов активного (E_1)

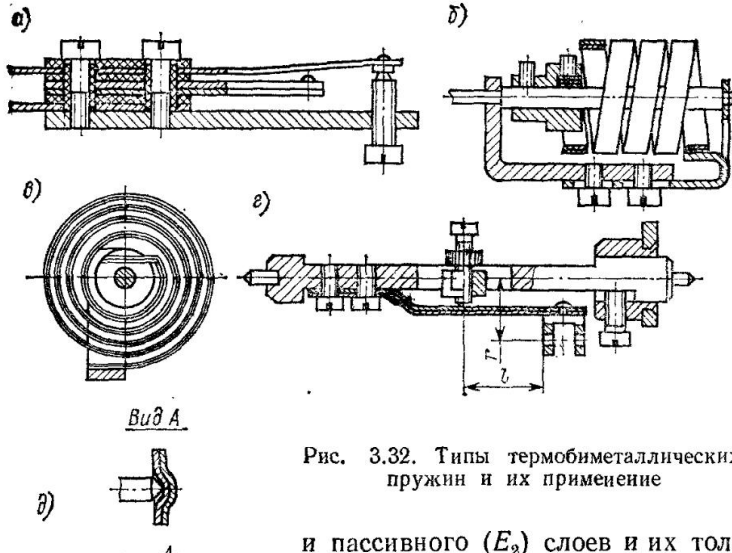


Рис. 3.32. Типы термобиметаллических пружин и их применение

и пассивного (E_2) слоев и их толщин соответственно h_1 и h_2,

$$k_0 = \frac{6E_1E_2h_1h_2(\alpha_1 - \alpha_2)(h_1 + h_2)}{4E_1E_2h_1h_2(h_1 + h_2)^2 + (E_1h_1^2 - E_2h_2^2)}. \quad (3.7)$$

Анализ уравнения (3.7) показывает, что пружина будет иметь максимальную чувствительность по температуре, когда $E_1h_1^2 - E_2h_2^2 = 0$ или

$$h_1/h_2 = \sqrt{E_2/E_1}. \quad (3.8)$$

Термобиметаллы, для которых выполняется условие (3.8), называют нормальными. Физико-механические свойства материалов активных и пассивных слоев для 14 марок нормальных термобиметаллов регламентированы ГОСТ 10533—86 (табл. 3.23). Термобиметаллы этих марок выпускают в виде лент и полос толщиной $h = h_1 + h_2$ от 0,1 до 2,5 мм (табл. 3.24) и шириной от 10 до 250 мм. Марку термобиметалла выбирают с учетом заданного диапазона рабочих температур для консольных пружин по удельному изгибу A, а спиральных — по коэффициенту чувствительности M (табл. 3.25).

Удельный изгиб определяют путем измерения прогиба свободного конца консольно закрепленного термобиметал-

3.23. Физико-механические свойства слоев термобиметаллов

Марка термобиметалла	Марка материала слоя		Коэффициент линейного расширения, $1/^{\circ}C$		Модуль упругости, ГПа		Предел прочности $\sigma_{пч}$, МПа	
	активного	пассивного	активного $\alpha_1 \cdot 10^6$	пассивного $\alpha_2 \cdot 10^6$	активного E_1	пассивного E_2	активного	пассивного
ТБ 2013	75ГНД	36Н	24—26	1—1,5	120	150	720—770	650—700
ТБ 1613	75ГНД	45НХ	24—26	6—8	120	170	720—770	800—850
ТБ 1523	20НГ	36Н	18—20	1—1,5	175	150	850—900	650—700
ТБ 1423	24НХ	36Н	17—19	1—1,5	190	150	950—1000	650—700
ТБ 1323	19НХ	36Н	16—18	1—1,5	195	150	950—1000	650—700
ТБ 1353	Л62	36Н	20,6	1—1,5	100	150	—	650—700
ТБ 1254	Л90	36Н	18—19	1—1,5	105	150	—	650—700
ТБ 1243	24НХ	36Н	17—19	1—1,5	190	150	950—1000	650—700
ТБ 1253	24НХ	36Н	17—19	1—1,5	190	150	950—1000	650—700
ТБ 1132	24НХ	42Н	17—19	4—5	190	155	950—1000	750—780
ТБ 1032	19НХ	42Н	16—18	4—5	195	155	950—1000	750—780
ТБ 0921	28НХТЮ	45НТЮ	14,9—16,8	4,8—5,6	195	165	⩾ 1200	800—850
ТБ 0953	НП3	36Н	13—14	1—1,5	210	150	—	650—700
ТБ 0831	24НХ	50Н	17—19	8,5—9	190	165	950—1000	770—820

Примечание. Термобиметалл марки ТБ 1243 имеет промежуточный слой никеля марки НП2, а марки ТБ 1253 — меди марки М1. Толщина промежуточного слоя составляет 10—12% от толщины термобиметалла.

3.24. Допускаемые отклонения на толщину полос термобиметаллов, мм

Толщина полосы h	Допускаемое отклонение
0,10; 0,11; 0,12; 0,15; 0,18; 0,20	—0,015
0,22; 0,25	—0,02
0,28; 0,30; 0,32; 0,35; 0,40	—0,03
0,45; 0,50; 0,55; 0,57; 0,60; 0,65; 0,70	—0,04
0,75; 0,80; 0,85; 0,90	—0,05
0,95; 1,00; 1,05; 1,10; 1,15; 1,20; 1,25; 1,30; 1,35	—0,06
1,40; 1,45; 1,50; 1,55; 1,60; 1,65; 1,70; 1,75	—0,08
1,80; 1,85; 1,90; 1,95; 2,00	—0,10
2,10; 2,20; 2,25; 2,30; 2,40; 2,45; 2,50	—0,12

3.25. Технические характеристики термобиметаллов

Марка термобиметалла	Удельный изгиб A, °С$^{-1}$	Допускаемое отклонение на изгиб, %	Коэффициент чувствительности $M \cdot 10^6$, °С$^{-1}$	Диапазон рабочих температур, °С		Предельная температура $T_{пр}$, °С	Удельное электрическое сопротивление ρ, Ом·мм^2/м
				от	до		
ТБ 2013	0,20	±10	30—36	—60	+200	200	1,08—1,18
ТБ 1613	0,16	±12	23—28	—60	+200	200	1,18—1,27
ТБ 1523	0,15	±12	21—25	—60	+200	450	0,77—0,82
ТБ 1423	0,14	±12	20—24	—50	+200	450	0,77—0,84
ТБ 1323	0,13	±12	18,5—22,5	—60	+200	450	0,76—0,83
ТБ 1353	0,13	±15	19,5—25,0	—50	+200	250	0,14—0,20
ТБ 1254	0,12	±15	19—24	—50	+140	180	0,09—0,14
ТБ 1243	0,12	±15	18—22	—50	+200	450	0,38—0,43
ТБ 1253	0,12	±15	18—22	—50	+200	250	0,15—0,18
ТБ 1132	0,11	±12	16—19	—50	+320	450	0,68—0,74
ТБ 1032	0,105	±12	15,5—18,5	—60	+320	450	0,67—0,73
ТБ 0921	0,09	±15	12—16	—60	+420	500	0,87—0,97
ТБ 0953	0,09	±15	12—16	—60	+200	430	0,15—0,20
ТБ 0831	0,075	±12	10—13	—50	+400	450	0,55—0,60

лического стержня при нагреве его от температуры $T_н$ = = 30 °С до $T_к$ = 200 °С:

$$A = \lambda_A h 10^4/(\Delta T l^2), \qquad (3.9)$$

где перемещение λ_A и размеры пружины в мм.

Коэффициент чувствительности рассчитывают по формуле

$$M = \pi\beta_A h/(270 l\, \Delta T)$$

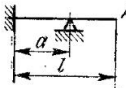
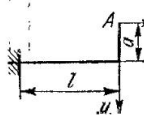
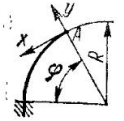
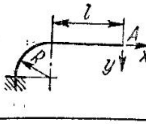
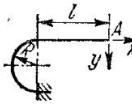
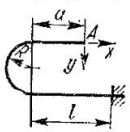
на основе данных, полученных при нагреве спиральной пластины из термобиметалла от температуры $T_н$ = 30 °С до $T_к$ = 140 °С. Угловые перемещения β_A (угол раскручивания спирали) в этой формуле представлены в градусах.

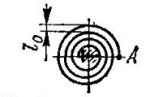
Под предельной температурой $T_{пр}$ понимают максимальную кратковременную температуру нагрева, после которой консольно закрепленный образец при охлаждении не имеет заметных остаточных деформаций.

В табл. 3.26 представлены формулы для расчета перемещений нормальных термобиметаллических пружин в зависимости от перепада температур ΔT, который учитывается коэффициентом

$$k = 1{,}5\,(\alpha_1 - \alpha_2)\,\Delta T/h. \qquad (3.10)$$

3.26. Формулы для расчета перемещений нормальных термобиметаллических пружин при воздействии температуры

Форма пружины и схема заделки	Составляющая полного линейного перемещения $\lambda_A = \sqrt{\lambda_x^2 + \lambda_y^2}$		Угловое перемещение β_A
	λ_x	λ_y	
	—	$0{,}5kl^2$	kl
	—	$\frac{k}{4}(2l^2 - 3al + a^2)$	$k\left(l - \frac{3}{4}a\right)$
	$k\left(\frac{a^2}{2} + al\right)$	$0{,}5kl^2$	$k(l + a)$
	$k^2R(\varphi - \sin\varphi)$	$kR^2(1 - \cos\varphi)$	$kR\varphi$
	$kR^2\left(\frac{\pi}{2} - 1\right)$	$k\left(\frac{l^2}{2} + R^2 + \frac{\pi}{2}lR\right)$	$k\left(\frac{\pi R}{2} + l\right)$
	πkR^2	$k\left(\frac{l^2}{2} + 2R^2 + \pi Rl\right)$	$k(\pi R + l)$
	$kR(\pi R + 2l)$	$k\left[\frac{a^2 - l^2}{3} + al + R(2R + \pi a)\right]$	$k(a + l + \pi R)$

Форма пружины и схема заделки	Составляющая полного линейного перемещения $\lambda_A = \sqrt{\lambda_x^2 + \lambda_y^2}$		Угловое перемещение β_A
	λ_x	λ_y	
	—	—	$2kl_0\pi^2z^2$, где z — число витков
	—	—	$\frac{k\pi Dz}{\cos\gamma}$, где z — число витков

Линейные и угловые перемещения термобиметаллических пружин определяются не только параметрами, указанными в соответствующих формулах, но и шириной пружины b. Чем больше ширина, тем выше температурная чувствительность пружин, так как в результате нагрева возникает температурная деформация и в поперечном направлении, увеличивающая перемещения свободного конца. По данным [2] при $b/l = 0{,}33$ прогиб консольно заделанной пружины увеличивается приблизительно на 10 %, при $b/l = 0{,}5$ — на 15 % и при $b = l$ — на 25 %. С увеличением ширины повышается стабильность упругих характеристик термобиметаллических пружин.

Линейное перемещение свободного конца консольно закрепленной пружины из нормального термобиметалла (без нагрева), на который действует внешняя сосредоточенная сила Q, рассчитывают по формуле

$$\lambda_A = 4Ql^3/(bh^3E_{\text{пр}}),$$

а если на конце приложен изгибающий момент $M_{\text{и}}$, то угловое перемещение будет равно

$$\beta_A = 12M_{\text{и}}l/(bh^3E_{\text{пр}}),$$

где $E_{\text{пр}}$ — приведенный модуль упругости, определяемый из условия равенства изменения кривизны монометаллического и биметаллического стержней, нагруженных одинаковыми моментами,

$$E_{\text{пр}} = 4E_1E_2/(\sqrt{E} + \sqrt{E_2})^2. \qquad (3.11)$$

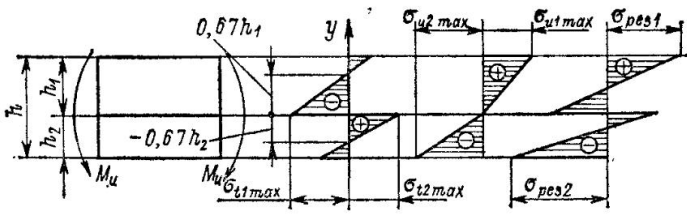


Рис. 3.33. Эпюры напряжений при изгибе термобиметаллических пружин

Температурные напряжения в активном слое

$$\sigma_{t1} = kE_1 (y - 0{,}67h_1) \tag{3.12}$$

и в пассивном

$$\sigma_{t2} = kE_2 (y + 0{,}67h_2) \tag{3.13}$$

имеют наибольшие значения в волокнах, расположенных в местах контакта слоев ($y = 0$). Температурные напряжения в активном слое будут равны нулю при $y = 0{,}67h_1$, а в пассивном — при $y = -0{,}67h_2$.

Напряжения изгиба от внешнего момента $M_и$ в активном слое

$$\sigma_{и1} = 3M_и y/(bhh_1^2) \tag{3.14}$$

и в пассивном

$$\sigma_{и2} = 3M_и y/(bhh_2^2) \tag{3.15}$$

максимальны в крайних волокнах при $y = h_1$ и $y = -h_2$, а нейтральный слой, в котором $\sigma_{и1} = \sigma_{и2} = 0$, совпадает с поверхностью контакта слоев.

В случаях одновременного действия на пружину внешних силовых факторов и температуры результирующие напряжения $\sigma_{рез}$ в поперечных сечениях слоев находят как алгебраическую сумму температурных напряжений и напряжений изгиба (рис. 3.33). В расчетах биметаллических пружин, испытывающих нагрев и нагружение внешними силами, действие температуры можно заменить эквивалентным изгибающим моментом

$$M_{экв} = kE_{пр}J_0,$$

где J_0 — осевой момент инерции, $J_0 = bh^3/12$.

Термобиметаллические пружины, деформируясь под действием температуры, во многих устройствах должны создавать усилия, необходимые для обеспечения задан-

3.27. Пример расчета термобиметаллической пружины

Расчетный параметр	Обозначение	Номер формулы или таблицы	Формула	Численное значение
Удельный изгиб, $°C^{-1}$	A	3.25	—	0,2
Длина пружины, мм	l	(3.9)	$\sqrt{\frac{\lambda_{At} h 10^4}{\Delta T_1 A}}$	$\sqrt{\frac{1 \cdot 0{,}8 \cdot 10^4}{60 \cdot 0{,}2}} = 82$
Модуль упругости ГПа:				
активного слоя	E_1	3.23	—	120
пассивного »	E_2	3.23	—	150
приведенный	$E_{пр}$	(3.11)	$\frac{4E_1E_2}{(\sqrt{E_1}+\sqrt{E_2})^2}$	$\frac{4 \cdot 120 \cdot 150}{(\sqrt{120}+\sqrt{150})^2} = 134$
Коэффициент при перепаде температур ΔT_2, $м^{-1}$	k	(3.10)	$\frac{1{,}5\,(\alpha_1 - \alpha_2)\,\Delta T_2}{h}$	$\frac{1{,}5\,(25 \cdot 10^{-6} - 1 \cdot 10^{-6})\,100}{0{,}8 \cdot 10^{-3}} = 4{,}5$
Ширина пружины, м	b	(3.16)	$\frac{8lN}{kE_{пр}h^3}$	$\frac{8 \cdot 82 \cdot 10^{-3} \cdot 5}{4{,}5 \cdot 134 \cdot 10^9\,(0{,}8 \cdot 10^{-3})^3} = 11 \cdot 10^{-3}$
Соотношение толщин	$\frac{h_1}{h_2}$	(3.8)	$\sqrt{\frac{E_2}{E_1}}$	$\sqrt{\frac{150}{120}} = 1{,}12$
Толщина слоя, мм:				
активного	h_1	—	$\frac{h}{1{,}89}$	$\frac{0{,}8}{1{,}89} = 0{,}42$

пассивного	h_2	—	$\frac{h}{2{,}12}$	$\frac{0{,}8}{2{,}12} = 0{,}38$
Температурные напряжения в крайних волокнах, Па:				
активного слоя ($y = h_1$)	σ_{t1}	(3.12)	$kE_1 (y - 0{,}67h_1)$	$4{,}5 \cdot 120 \cdot 10^9 (0{,}42 \cdot 10^{-3} - 0{,}67 \cdot 0{,}42 \cdot 10^{-3}) = 75 \cdot 10^6$
пассивного слоя ($y = -h_2$)	σ_{t2}	(3.13)	$kE_2 (y + 0{,}67h_2)$	$4{,}5 \cdot 150 \cdot 10^9 (-0{,}38 \cdot 10^{-3} + 0{,}67 \cdot 0{,}38 \times 10^{-3}) = -88 \cdot 10^6$
Наибольший изгибающий момент (в месте заделки), Н·м	M_u	—	$-Nl$	$-5 \cdot 82 \cdot 10^{-3} = -0{,}41$
Напряжения изгиба в крайних волокнах, Па:				
активного слоя ($y = h_1$)	σ_{u1}	(3.14)	$\frac{3M_u y}{bhh_1^2}$	$\frac{3 \cdot (-0{,}41) \cdot 0{,}42 \cdot 10^{-3}}{11 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}8 \cdot 10^{-3} (0{,}42 \cdot 10^{-3})^2} = -330 \cdot 10^6$
пассивного слоя ($y = -h_2$)	σ_{u2}	(3.15)	$\frac{3M_u y}{bhh_2^2}$	$\frac{3 \cdot (-0{,}41) (-0{,}38 \cdot 10^{-3})}{11 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}8 \cdot 10^{-3} (0{,}38 \cdot 10^{-3})^2} = 370 \cdot 10^6$
Наибольшее результирующее напряжение, МПа				
в активном слое	$\sigma_{рез1}$	—	$\sigma_{t1} + \sigma_{u1}$	$75 - 330 = -255$
» пассивном »	$\sigma_{рез2}$	—	$\sigma_{t2} + \sigma_{u2}$	$-88 + 370 = 282$
Запас прочности:				
в активном слое	n_1	3.23	$\frac{\sigma_{пч1}}{\sigma_{рез1}}$	$\frac{720 \div 770}{255} = 2{,}82 \div 3{,}02$
» пассивном »	n_2	3.23	$\frac{\sigma_{пч2}}{\sigma_{рез2}}$	$\frac{650 \div 700}{282} = 2{,}30 \div 2{,}48$

ного удельного давления между электрическими контактами, перестановочных движений деталей или компенсации движущих сил. Реакция определяется из условия равенства перемещений конца свободной пружины от действия температуры и от действия внешней силы (реакции). Для расчета перемещений от действия внешних силовых факторов используют формулы, представленные в табл. 3.26 и 3.9, при этом биметалл рассматривают как монометалл тех же размеров, а упругие свойства учитывают приведенным модулем упругости. Зная, например, прогиб консольной пружины от температуры (табл. 3.26)

$$\lambda_{At} = 0{,}5kl^2$$

и прогиб от действия внешней силы N (табл. 3.9)

$$\lambda_{AN} = Nl^3/(3E_{\text{пр}}J_0),$$

можно из условия равенства $\lambda_{At} = \lambda_{AN}$ получить значение силы, развиваемой пружиной,

$$N = kE_{\text{пр}}bh^3/(8l). \qquad (3.16)$$

Пример расчета консольно закрепленной пружины из термобиметалла ТБ 2013 толщиной $h = 0{,}8$ мм, свободный конец которой при перепаде температур $\Delta T_1 = 60$ °С должен иметь перемещение $\lambda_{At} = 1$ мм, а при перепаде $\Delta T_2 = 100$ °С развить усилие $N = 5$ Н приведен в табл. 3.27.

Литература [2, 29].

3.5. Винтовые цилиндрические пружины

Общие сведения. Винтовые цилиндрические пружины предназначены для преобразования сил и моментов в линейные или угловые перемещения. В ряде устройств они выполняют функции источников механической энергии, амортизаторов, а также упругих элементов, обеспечивающих устранение зазоров между деталями. Наибольшее применение получили пружины, навитые из проволоки с круглым поперечным сечением. Они просты в изготовлении и при малых габаритных размерах обеспечивают достаточно большие перемещения.

Проволока. ГОСТ 2771—81* устанавливает сортамент и предельные отклонения по диаметру холоднотянутой проволоки круглого сечения. Предельные отклонения для диаметров от 0,009 до 16 мм могут быть минусовыми (h3—h12) и двусторонними (j_s5—j_s12). Численные значе-

ния диаметров и их предельные отклонения регламентированы стандартами на конкретные виды пружинной проволоки.

Для пружин общего назначения выпускается стальная холоднотянутая проволока по ГОСТ 9389—75*, которая в зависимости от механических свойств подразделяется на классы I, II, IIA и III (табл. 3.28). Она изготавливается из углеродистых сталей по ГОСТ 1050—74** и ГОСТ 14959—79*, а также из сталей марок КТ-2 и 3К-7. В условных обозначениях этой проволоки указывают: класс (I), точность изготовления (П — повышенная; нормальная точность не обозначается), диаметр проволоки (1,2 мм) и номер стандарта;

*Проволока I—П—1,20 ГОСТ 9389—75**.

Стальная проволока по ГОСТ 14963—78* предназначена для пружин, подвергающихся после навивки термической обработке (закалке и отпуску). Она изготавливается из легированных сталей марок 51ХФА, 60С2А, 65С2ВА и 70С3А по ГОСТ 14959—79. Эта проволока применяется для пружин холодной (ХН) и горячей (ГН) навивки. Предел прочности при растяжении $\sigma_{пч}$ проволоки для холодной навивки составляет не более 1030 МПа, а после термической обработки — не менее 1500 МПа. По качеству отделки поверхности проволока подразделяется на следующие группы: А — полированная (R_a = = 0,32 мкм), Б, В, Г — шлифованные с разной шероховатостью поверхности — Б (R_a = 0,63 мкм), В (R_a = = 1,25 мкм), Г (R_a = 2,5 мкм), Е — тянутая после предварительной шлифовки, обточки и обдирки, Н — тянутая без специальной отделки поверхности. Для групп Е и Н шероховатость поверхности не нормируется и не проверяется. В табл. 3.29 даны значения диаметров и предельные отклонения для этой проволоки. Проволока групп А, Б, В и Г выпускается диаметрами от 1 до 14 мм, а групп Е и Н — всех диаметров. В условных обозначениях проволоки указывают марку стали (51ХФА), качество поверхности (А), точность изготовления (П), способ навивки (ХН), диаметр проволоки (1,8 мм) и номер стандарта:

*Проволока 51ХФА—А—П—ХН—1,80 ГОСТ 14963—78**.

Холоднотянутая проволока из стали марки У9А по ГОСТ 1435—74* или марки КТ-2 выпускается по ГОСТ 16135—70* (табл. 3.30). Она предназначена для

3.28. Проволока из углеродистой стали для пружин, навиваемых в холодном состоянии и не подвергаемых закалке

Номинальный диаметр, мм	Предельное отклонение по диаметру, мм, проволоки при точности изготовления		Предел прочности $\sigma_{пч}$, МПа, в зависимости от класса			
	нормальной	повышенной	I	II	IIA	III
0,14; 0,15; 0,16; 0,18	+0,020 −0,015	±0,01	2800—3150	2350—2800	2250—2700	1850—2350
0,20; 0,22; 0,25; 0,28; 0,30			2750—3100	2300—2750	2250—2700	1800—2300
0,32; 0,36	±0,02	+0,015 −0,010	2700—3050	2250—2700	2200—2650	1750—2250
0,40; 0,45; 0,50; 0,56			2650—3000	2200—2650	2200—2650	1700—2200
0,60						
0,63; 0,70; 0,80; 0,9	+0,03 −0,02	+0,02 −0,01	2600—2950	2150—2600	2150—2600	1700—2200
1			2550—2850	2150—2550	2100—2550	1650—2150
			2500—2800	2100—2500	2050—2500	1600—2100
1,1	±0,03	±0,02	2450—2750	2050—2450	1950—2400	1550—2050
1,2			2400—2700	2000—2400	1950—2400	1550—2000
1,3			2350—2650	2000—2350	1900—2300	1550—2000
1,4			2300—2600	1950—2300	1900—2300	1500—1950
1,5			2250—2550	1900—2250	1850—2200	1450—1900
1,6			2200—2500	1900—2200	1850—2200	1450—1900
1,7; 1,8			2100—2400	1800—2100	1800—2100	1400—1800
1,9			2050—2350	1800—2050	1800—2100	1400—1800
2			2050—2300	1800—2050	1800—2100	1400—1800
2,1; 2,2			2000—2250	1750—2000	1700—2000	1400—1750
2,3			1950—2200	1700—1950	1700—2000	1350—1700
2,5			1850—2100	1650—1900	1650—1950	1300—1650
2,8			1800—2050	1650—1900	1650—1950	1300—1650
3			1750—2000	1650—1900	1650—1950	1300—1650
3,2	±0,04	+0,03 −0,02	1750—2000	1550—1800	1550—1850	1250—1550
3,5; 3,6			1700—1950	1550—1800	1550—1800	1250—1550
4			1650—1900	1500—1750	1500—1750	1200—1500
4,2			1600—1850	1450—1700	1400—1650	1150—1450
4,5			1550—1800	1400—1650	1400—1650	1150—1400
5			1500—1750	1400—1650	1400—1650	1150—1400
5,6			1450—1700	1350—1600	1350—1600	1100—1350
6	±0,05	±0,03	1450—1700	1350—1600	1350—1600	1100—1350
6,3; 6,5; 6,7; 7,0			—	1250—1450	—	1050—1250
7,5; 8,0	±0,06	±0,04	—	1250—1450	—	1050—1250

3.29. Предельные отклонения по диаметру проволоки из легированной стали со специальной отделкой поверхности, мм

Номинальный диаметр	Предельное отклонение при точности изготовления	
	нормальной	повышенной
0,50; 0,56; 0,60	±0,02	+0,015 −0,010
0,63; 0,71; 0,80; 0,90; 1,00	+0,03 −0,02	+0,02 −0,01
1,10; 1,20; 1,25; 1,30; 1,40; 1,50; 1,60; 1,80; 2,00; 2,20; 2,50; 2,80; 3,00	±0,03	±0,02
3,2; 3,5; 3,8; 4,0; 4,2; 4,5; 4,8; 5,0; 5,5; 5,6; 6,0	±0,04	+0,03 −0,02
6,2; 6,3; 6,5; 7,0; 7,1; 7,5; 8,0; 8,5; 9,0; 9,5; 10,0	±0,05	±0,03
11,0; 11,2; 11,5; 12,0; 12,5; 13,0; 14,0	±0,06	+0,04 −0,03

3.30. Проволока из углеродистой стали для пружин вычислительных машин

Номинальный диаметр, мм	Предельное отклонение, мм	Предел прочности $\sigma_{пч}$, МПа
0,2	+0,02	2900—3200
0,22; 0,25; 0,28; 0,30; 0,36	+0,02	2750—3000
0,40; 0,45; 0,50; 0,56	+0,02	2600—2800
0,60	+0,02	2550—2750
0,63; 0,70; 0,80	+0,02	2550—2750
	−0,01	2550—2750
0,9	+0,02 −0,01	2500—2700
1	+0,03 −0,01	2500—2700
1,2; 1,3		2400—2600
1,4; 1,5		2300—2500
1,6; 2,0		2200—2400

пружин вычислительных машин. В условных обозначениях проволоки указывают: диаметр (0,2 мм) и номер стандарта:

Проволока 0,20 ГОСТ 16135—70.*

Для получения пружин широко применяют проволоки из цветных сплавов. Холоднодеформированная проволока

из латуней изготавливается по ГОСТ 1066—80* с круглым (КР), квадратным (КВ) и шестигранным (ШГ) поперечными сечениями. Номинальные диаметры проволоки круглого сечения даны в табл. 3.31. Механические свойства проволоки зависят от марки латуни и состояния, которое может быть твердым (Т), полутвердым (П) и мягким (М). Пределы прочности для различных диаметров проволоки даны в табл. 3.32. В условных обозначениях латунной проволоки указывают способ изготовления (Д — холоднодеформированная), форму сечения (КР), точность изготовления (Н — нормальная, П — повышенная), состояние (М), диаметр проволоки (0,5 мм), длину (БТ — мотки, бухты, КТ — катушки), марку латуни (Л80), особые условия (АМ — антимагнитная) и номер стандарта:

Проволока ДКРНМ 0,5 КТ Л80 АМ ГОСТ 1066—80.*

Проволоку круглого и квадратного поперечных сечений из оловянно-цинковой бронзы для изготовления упругих элементов выпускают по ГОСТ 5221—77* (табл. 3.33). В условных обозначениях указывают способ изготовления (Д), форму сечения (КР), точность изготовления (Н), состояние (Т — может быть только твердым), длину (НД — немерная), диаметр проволоки (5 мм), марку бронзы и номер стандарта:

Проволока ДКРНТНД 5,0 БрОЦ 4—3 ГОСТ 5221—77.*

Проволока из кремнемарганцовой бронзы (табл. 3.34) поставляется по ГОСТ 18175—78* в твердом состоянии. В условных обозначениях указывают марку бронзы (БрКМц 3—1), диаметр проволоки (3 мм), точность изготовления (П) и номер стандарта:

Проволока БрКМц 3—1 3,0 П ГОСТ 18175—78.*

Проволока из бериллиевой бронзы (табл. 3.35) выпускается по ГОСТ 15834—77 только круглого сечения и мерной длины (МД). Она может поставляться мягкой (закаленной) и твердой (холоднодеформированной после закалки). В условных обозначениях указывают: способ изготовления (Д), форму сечения (КР), точность изготовления (П), состояние (Т), диаметр проволоки (0,3 мм), длину (КТ), марку бронзы (Бр Б2) и номер стандарта:

Проволока ДКРПТ 0,30 КТ Бр Б2 ГОСТ 15834—77.*

В приборостроении для изготовления пружин используют холоднодеформированную нейзильберовую проволоку по ГОСТ 5220—78* (табл. 3.36). Она поставляется в мягком (М), полутвердом (ПТ) и твердом (Т) состояниях. В условных обозначениях указывают способ изго-

3.31. Предельные отклонения по диаметру проволоки из латуней, мм

Номинальный диаметр	Предельное отклонение при точности изготовления	
	нормальной	повышенной
0,10; 0,11; 0,12; 0,14; 0,16; 0,18; 0,20; 0,22; 0,25; 0,28	—	—0,020
0,32; 0,36; 0,40; 0,45; 0,50; 0,56	—0,040	—0,025
0,63; 0,70; 0,80; 0,90	—0,045	—0,030
1,0; 1,1; 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,0	—0,060	—0,040
3,6; 4,0; 4,5; 5,0; 5,3; 5,6	—0,080	—0,050
6,3; 7,0; 8,0; 9,0	—0,100	—0,060
10; 11; 12	—0,120	—0,070

3.32. Предел прочности при растяжении проволоки из латуней

Марка латуни	Номинальный диаметр, мм	Предел прочности $\sigma_{пч}$, МПа, при состоянии		
		твердом	полутвердом	мягком
Л80	0,25—5,30	—	340	290
Л68	0,10—0,18	690—930	—	370
	0,20—0,70	690—930	390	340
	0,8—1,4	590—780	370	310
	1,6—12,0	540—740	340	290
Л63	0,10—0,18	740—930	—	340
	0,2—0,5	690—930	440	340
	0,56—1,00	690—880	440	340
	1,1—4,5	590—780	390	340
	5—12	540—740	350	310
ЛС59-1	0,63—1,00	490	—	340
	1,1—1,8	470	—	340
	2—5	490—640	390	340
	5,3—12,0	440—640	390	340

3.33. Проволока из оловянно-цинковой бронзы БрОЦ 4-3

Номинальный диаметр, мм	Предельное отклонение по диаметру, мм, проволоки при точности изготовления		Предел прочности $\sigma_{пч}$, МПа
	нормальной	повышенной	
0,10; 0,12; 0,16; 0,18; 0,20; 0,22; 0,24; 0,26; 0,28; 0,30	—0,020	—0,013	883
0,32; 0,35; 0,40; 0,45; 0,50; 0,55; 0,60	—0,025	—0,015	
0,65; 0,70; 0,75; 0,80; 0,90	—0,030	—0,020	
1,0; 1,1; 1,2; 1,3; 1,4; 1,5; 1,6; 1,8	—0,040	—0,030	
2,0; 2,2; 2,5	—0,055	—0,040	
2,8; 3,0	—0,055	—0,040	834
3,2; 3,5; 4,0	—0,060	—0,050	
4,2; 4,5	—0,060	—0,050	814
5,0; 5,1; 5,2; 5,5; 6,0	—0,070	—0,050	
6,5; 7,0; 7,5; 8,0	—0,090	—0,060	
8,5; 9,0; 9,5	—0,090	—0,060	765
10; 11; 12	—0,100	—0,070	

3.34. Проволока из кремнемарганцовой бронзы БрКМц 3-1

Номинальный диаметр, мм	Предельное отклонение по диаметру, (мм), проволоки при точности изготовления		Предел прочности $\sigma_{пч}$, МПа
	нормальной	повышенной	
0,10; 0,12; 0,15; 0,18; 0,20; 0,25; 0,30	—0,020	—	900
0,35; 0,40; 0,45; 0,50; 0,55; 0,60	—0,025	—	
0,65; 0,70; 0,75; 0,80; 0,85; 0,90; 0,95	—0,030	—	
1,0; 1,1; 1,2; 1,3; 1,4; 1,6; 1,7; 1,8	—0,040	—	
2,0; 2,2; 2,3; 2,4; 2,5; 2,6	—0,055	—0,040	
2,8	—0,055	—0,040	850
3,0	—0,060	—0,040	
3,2; 3,5; 3,8; 4,2	—0,060	—0,048	
4,5	—0,060	—0,048	830
4,8; 5,0; 5,5; 6,0	—0,070	—0,048	
6,5	—0,070	—0,058	
7,0; 7,5; 8,0	—0,090	—0,058	
8,5; 9,0; 9,5	—0,090	—0,058	780
10	—0,090	—0,070	

3.35. Проволока из бериллиевой бронзы БрБ2

Номинальный диаметр, мм	Предельное отклонение по диаметру, мм, проволоки при точности изготовления		Предел прочности $\sigma_{пч}$, МПа, при состоянии	
	нормальной	повышенной	мягком	твердом
0,06; 0,08	—	—0,010	343—686	931—1372
0,10; 0,12; 0,16; 0,20; 0,25; 0,30	—	—0,020	392—637	931—1372
0,40; 0,50	—0,040	—0,025		
0,6	—0,040	—0,025		
0,63; 0,70; 0,80; 0,90	—0,045	—0,030	392—637	833—1274
1,0	—0,060	—0,040		
1,1; 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,5; 2,6; 2,8	—0,060	—0,040	392—637	735—1176
3,2; 3,6; 4,0; 4,5; 5,0	—0,080	—0,048		
5,6	—0,080	—0,048		
6,3; 7,0; 8,0; 9,0	—0,100	—0,058	392—588	735—1078
10; 11; 12	—0,120	—0,070		

Примечание. Высокой точности изготовляют проволоку диаметрами 0,06 и 0,08 мм с предельным отклонением —0,008 мм, а также диаметром 0,14 мм с предельным отклонением —0,01 мм.

3.36. Проволока из нейзильбера МНЦ 15-20

Номинальный диаметр, мм	Предельное отклонение по диаметру, мм, проволоки при точности изготовления		Предел прочности $\sigma_{пч}$, МПа, при состоянии		
	нормальной	повышенной	твердом	полутвердом	мягком
0,10; 0,15; 0,20; 0,25; 0,30	—0,020	—		—	
0,4; 0,5	—0,025	—			
0,6	—0,025	—	686—		
0,7; 0,8; 0,9	—0,030	—	1078		
1,0; 1,1; 1,2; 1,3; 1,4; 1,5; 1,6; 1,8	—0,040	—		441	343
2,0	—0,060	—0,040			
2,2; 2,5; 2,8; 3,0	—0,060	—0,040	539		
3,5; 4,0; 4,5; 5,0	—0,080	—0,050			

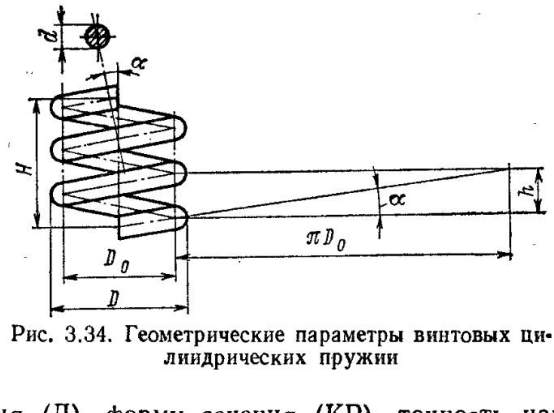


Рис. 3.34. Геометрические параметры винтовых цилиндрических пружин

товления (Д), форму сечения (КР), точность изготовления (Н), состояние (Т), диаметр проволоки (1 мм), длину (БТ), марку сплава (МНЦ 15-20) и номер стандарта:

Проволока ДКРНТ 1,00 БТ МНЦ 15-20 ГОСТ 5220—78.*

Для навивки пружин применяют проволоку диаметрами от 0,1 до 5 мм по ГОСТ 14118—85, изготавливаемую из высоколегированных прецизионных сплавов марок 40КХНМ, 40КНХМВТЮ, 36НХТЮ и других по ГОСТ 10994—74*. Механические свойства этих сплавов повышаются за счет дисперсионного твердения. Пружины, работающие в условиях частых перепадов температур, навивают из холоднотянутой проволоки диаметрами от 0,1 до 3,6 мм по ГОСТ 14081—78*, получаемой из сплавов с заданным температурным коэффициентом линейного расширения марок 29НК, 36Н, 48НХ, 47НД и других по ГОСТ 10994—74*.

При расчете массы проволоки учитывают следующие значения плотности, г/см^3: сталей — 7,8; латуней Л80 — 8,66; Л68 — 8,60; Л63 — 8,43; ЛС 59-1 — 8,50; бронз Бр ОЦ 4-3 — 8,80; Бр КМц 3-1 — 8,47; БрБ2 — 8,20; нейзильбера МНЦ 15-20 — 8,7.

Геометрические параметры пружин. Геометрия винтовых цилиндрических пружин, навитых из проволоки круглого сечения, характеризуется следующими параметрами (рис. 3.34): d — диаметр проволоки; D и D_0 — наружный и средний диаметр пружины; h — шаг; α — угол подъема винтовой линии, $\operatorname{tg}\alpha = h/(\pi D_0)$; z — число рабочих витков; H — высота рабочей части, $H = hz$; l — развернутая длина проволоки, $l = H/\sin\alpha$; q—индекс пружины, $q = D_0/d$.

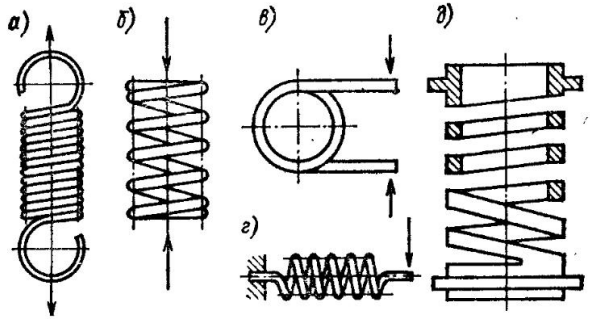


Рис. 3.35. Типы винтовых цилиндрических пружин

При малых значениях индекса q из-за большой кривизны витков на внутренних волокнах резко повышается напряжение и возрастает неоднородность напряженного состояния пружины. Увеличение значения q приводит к недостаточной осевой устойчивости пружины, к поперечному смещению витков относительно оси пружины. При конструировании пружин за оптимальные принимают значения q от 4 до 12. Изменяя индекс в указанных пределах, можно получать пружины различной жесткости в установленных габаритных размерах.

Пружины, навитые из проволоки по ГОСТ 9389—75*, подвергаются отпуску для снятия внутренних напряжений и повышения предела упругости материала. Установлено [35], что при отпуске средний диаметр пружины уменьшается на величину

$$\Delta D_0 = 0{,}0046 D_0 + 0{,}0014 D_0^2/d,$$

а число витков увеличивается на

$$\Delta z = \Delta D_0 z / D_0.$$

Как показывают исследования серийного производства вероятная суммарная погрешность жесткости навитых пружин разных типоразмеров колеблется в пределах 27—109 % от средних значений. На этот разброс большое влияние оказывают отклонения в геометрических размерах и режимах термообработки. Предельные отклонения по диаметру проволоки, регламентированные стандартами, вызывают погрешность жесткости от 8 до 70 %. Для обеспечения установленной жесткости навитых пружин применяют технологические способы доводки [35].

Классификация пружин. В зависимости от направления приложенных сил винтовые цилиндрические пружины

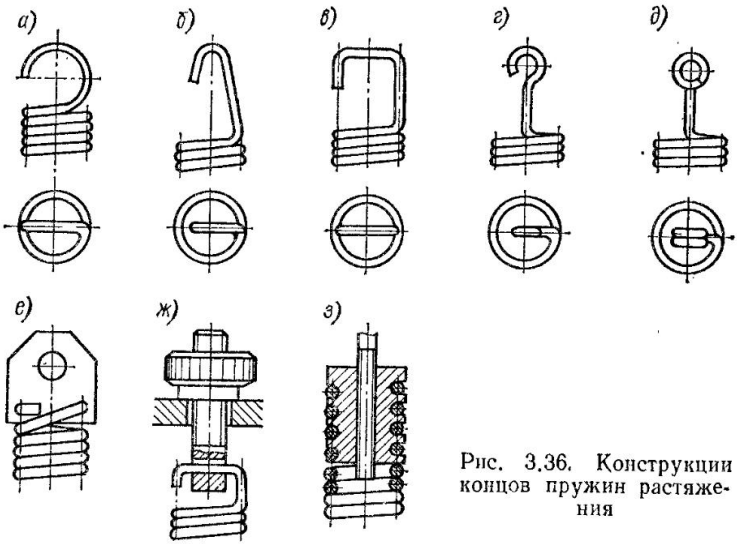


Рис. 3.36. Конструкции концов пружин растяжения

подразделяются на следующие типы: *растяжения* (рис. 3.35, *а*), *сжатия* (рис. 3.35, *б*), *кручения* (рис. 3.35, *в*) и *изгиба* (рис. 3.35, *г*). Пружины с высокими прочностными свойствами, имеющие прямоугольное или квадратное поперечное сечения (рис. 3.35, *д*), получают из трубки-заготовки токарной или фрезерной обработкой. Эти пружины также могут воспринимать нагрузки различных направлений.

Расчет и конструирование. Методы расчета и конструирования зависят от типа пружины и рода действующих нагрузок.

Пружины растяжения и сжатия. Различия в направлениях воспринимаемых осевых нагрузок определяют особенности конструктивного исполнения пружин растяжения и сжатия. Пружины растяжения навивают без межвиткового зазора или с очень малым зазором. Иногда при изготовлении пружин растяжения создают предварительное давление между витками с тем, чтобы пружина не имела деформаций до достижения некоторой заранее заданной начальной нагрузки. Пружины сжатия должны иметь зазор между витками для обеспечения требуемой осадки. Вторым отличительным признаком пружин растяжения и сжатия является конструктивное исполнение концов.

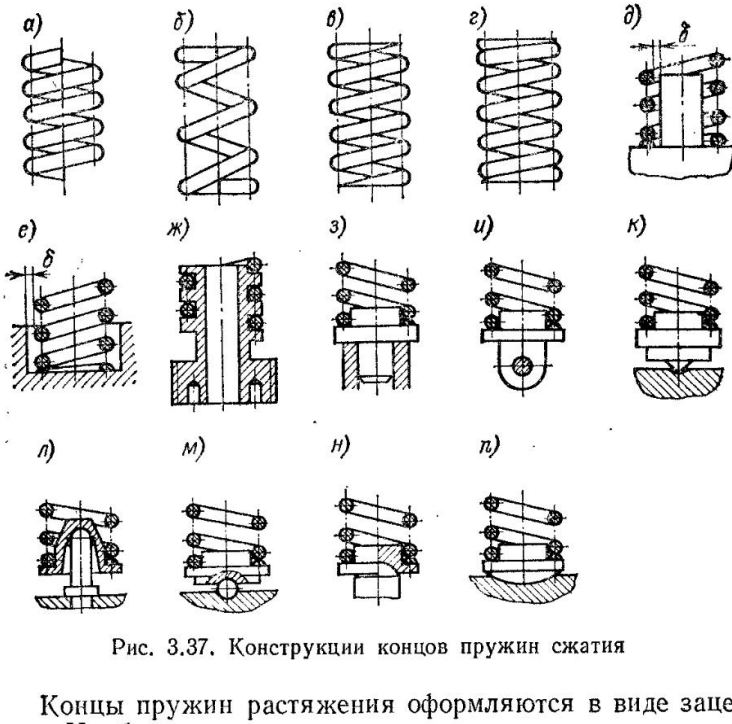


Рис. 3.37. Конструкции концов пружин сжатия

Концы пружин растяжения оформляются в виде зацепов. Наиболее прост в изготовлении зацеп, получаемый отгибом последнего витка (рис. 3.36, *а*), однако такой зацеп может вызвать несоосность приложенной нагрузки и изменить характеристику пружины. Лучше фиксирует место приложения растягивающей силы зацеп треугольного типа (рис. 3.36, *б*). Конфигурация зацепов может зависеть от деталей, к которым присоединяется пружина (рис. 3.36, *в*). Петлевые зацепы (рис. 3.36, *г*, *д*) применяют для пружин, имеющих диаметр проволоки до 3 мм. Не требуют специальной обработки концы пружин, закрепляемых на штампованных планках (рис. 3.36, *е*). Начальное натяжение пружин удобно устанавливать с помощью резьбовых соединений (рис. 3.36, *ж*). Жесткость пружин растяжения можно регулировать за счет изменения рабочего числа витков, смещая пружину вдоль оси резьбовой пробки (рис. 3.36, *з*).

При конструировании пружин сжатия важно обеспечить совпадение направления действующей нагрузки с осью пружины. Изгиб оси пружины вызывают необра-

ботанные обрубленные концы (рис. 3.37, *а*), поэтому такие конструкции применяют для неответственных изделий. Если межвитковый зазор больше d, то последний виток располагают в плоскости, перпендикулярной к оси пружины (рис. 3.37, *б*). Крайние витки таких пружин не являются рабочими, и полное число витков будет равно $z_0 = z + 2$. Для создания плоского основания часто крайние витки шлифуют на длине $0{,}75\pi D_0$ (рис. 3.37, *в*). Толщина конца крайних витков при этом должна быть равной приблизительно $0{,}25d$. Полное число витков этих конструкций пружин $z_0 = z + 1{,}5$. Бóльшая жесткость опорных поверхностей обеспечивается поджатием крайних витков к рабочим с последующей шлифовкой (рис. 3.37, *г*). Эти конструкции позволяют с достаточной точностью центрировать прилагаемую нагрузку. Полное число витков в этом случае $z_0 = z + 2$.

Потеря устойчивости пружин сжатия не происходит, если высота пружины $H \leqslant (D - d)$. При бóльших размерах по высоте пружины следует устанавливать на направляющих стержнях (рис. 3.37, *д*) или направляющих гильзах (рис. 3.37, *е*). Зазор δ выбирается в зависимости от среднего диаметра пружины, мм:

D_0	Св.	—	10	18	30	50	80	120
	До	10	18	30	50	80	120	150
δ		0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5

Для создания предварительного сжатия и изменения жесткости пружины сжатия также устанавливают на резьбовых пробках (рис. 3.37, *ж*). При нагружении пружин сжатия осевой силой концевые витки поворачиваются относительно оси пружины в противоположных направлениях, создавая в местах глухой заделки реактивные моменты. Чтобы устранить дополнительную нагрузку на витки от реактивного момента, применяют свободное крепление торцов, используя шарнирные подпятники различных типов (рис. 3.37, *з—п*).

Шарнирное закрепление концов пружин сжатия уменьшает их устойчивость и при большой высоте в свободном ненагруженном состоянии H_0 под действием нагрузки ось пружины искривляется. Пружина сжатия, изготовленная из проволоки, будет устойчива, если отношение H_0/D_0 будет меньше некоторого предельного значения

$$(H_0/D_0)_{\text{пр}} = 2{,}62/\nu,$$

где ν — коэффициент, зависящий от способа крепления концов пружины (табл. 3.37). Потеря устойчивости происходит при критическом прогибе

$$\lambda_{кр} = 0{,}813 H_0 [1 - \sqrt{1 - 6{,}85 [D_0/(\nu H_0)]^2}].$$

Основные параметры пружин растяжения и сжатия регламентированы стандартами. Пружины в зависимости от циклической выносливости подразделяются на классы: пружины растяжения и сжатия класса I имеют выносливость не менее $5 \cdot 10^6$ циклов, класса II — $1 \cdot 10^5$ циклов, класс III установлен только для пружин сжатия с выносливостью не менее $2 \cdot 10^3$ циклов. Для пружин класса III допускается инерционное соударение витков. Каждый класс пружин имеет разряды (табл. 3.38).

В табл. 3.39 представлены основные параметры пружин растяжения и сжатия I класса 1-го разряда, по которым можно выбрать пружину, исходя из следующих заданных величин: λ — рабочий ход, N — выносливость (число циклов до разрушения), D — наружный диаметр, V_0 — наибольшая скорость перемещения подвижного конца пружины при нагружении или разгружении, Q_1 — сила при предварительной деформации, Q_2 — сила при рабочей деформации. Силу пружины при максимальной деформации Q_3 ориентировочно рассчитывают по формуле

$$Q_3 = Q_2/(1 - \gamma),$$

где γ — относительный инерционный зазор, который для пружин сжатия I и II классов установлен в пределах $\gamma = 0{,}05 \div 0{,}25$, а для пружин сжатия III класса — $\gamma = 0{,}1 \div 0{,}4$.

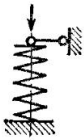
Для пружин растяжения всех классов инерционный зазор служит ограничением максимальной деформации и принимается в пределах $\gamma = 0{,}05 \div 0{,}10$.

Движущиеся по инерции детали, сопрягаемые с пружиной сжатия, могут вызвать соударения витков, от которых дополнительно возникают нежелательные контактные напряжения. При выборе типоразмера пружины сжатия необходимо делать проверку условия на отсутствие соударений витков от сил инерции

$$V_0/V_{кр} \leqslant 1,$$

где $V_{кр}$ — критическая скорость, $V_{кр} = \tau_{max} [1 - (Q_2/Q_3)]/(3{,}58 \cdot 10^7)$.

3.37. Значения коэффициента ν в зависимости от способа заделки концов пружин сжатия

Схема	Тип заделки конца пружины		ν
	верхнего	нижнего	
	Свободный (рис. 3.37, *в*)	Глухой (рис. 3,37, *ж*)	2
	Шарнирный (рис. 3.37, *к*)	Шариирный (рис. 3.37, *м*)	1
	Шарнирный (рис. 3.37, *к*)	Глухой (рис. 3.37, *ж*)	0,7
	Глухой (рис. 3.37, *е*)	Глухой (рис. 3.37, *ж*)	0,5

3.38. Разряды стандартных пружин растяжения и сжатия

Класс	Разряд	Сила при максимальной деформации пружины, Н	Диаметр проволоки, мм	Твердость после термообработки $HRC_э$	ГОСТ на проволоку	Максимальное касательное напряжение, МПа	ГОСТ на параметры витков пружины
I	1-й	1—850	0,2—5	—	9389—75* (класса I)	$0{,}3\sigma_{пч}$	13766—86
	2-й	1—800	0,2—5	—	9389—75* (классов II и IIA)	$0{,}3\sigma_{пч}$	13764—86
	3-й	140—6 000	3—12	46—52	14963—78*	560	13768—86

Класс	Разряд	Сила при максимальной деформации пружины, Н	Диаметр проволоки, мм	Твердость после термообработки $HRC_э$	ГОСТ на проволоку	Максимальное касательное напряжение, МПа	ГОСТ на параметры витков пружины
II	1-й	1,5—1 400	0,2—5	—	9389—75* (класса I)	$0{,}5\sigma_{пч}$	13770—86
	2-й	1,25—1 250	0,2—5	—	9389—75* (классов II и IIA)	$0{,}5\sigma_{пч}$	13771—86
	3-й	236—10 000	3—12	46—52	14963—78*	960	13772—86
III	1-й	12,5—1 000	0,3—2,8	—	9389—75* (класса I)	$0{,}6\sigma_{пч}$	13774—86
	2-й	315—14 000	3—12	53—57	14963—78*	1350	13775—86
	3-й	6000—20 000	14—25	50—55	2590—71*	1050	13776—86

Примечания: 1. Пружины III класса 1-го разряда — трехжильные. 2. Пружины III класса 2-го и 3-го разрядов подлежат обязательному упрочнению дробью для повышения циклической прочности.

3.39. Параметры винтовых цилиндрических пружин сжатия и растяжения I класса 1-го разряда (по ГОСТ 13766—86)

Номер пружины	Сила при максимальной деформации пружины Q_3, Н	Диаметр проволоки d, мм	Наружный диаметр пружины D, мм	Наибольший прогиб одного витка λ_{1max}, мм	Номер пружины	Сила при максимальной деформации пружины Q_3, Н	Диаметр проволоки d, мм	Наружный диаметр пружины D, мм	Наибольший прогиб одного витка λ_{1max}, мм
1	1,00	0,20	2,4	0,667	54	2,65	0,25	1,8	0,253
4	1,12	0,22	2,8	0,824	59	2,80	0,28	2,2	0,323
5	1,18	0,20	2,0	0,431	64	3,00	0,30	2,6	0,451
8	1,25	0,22	2,5	0,631	69	3,15	0,36	4,2	1,064
9	1,32	0,20	1,8	0,338	70	3,35	0,25	1,4	0,130
12	1,40	0,22	2,2	0,464	75	3,55	0,28	1,8	0,203
13	1,50	0,20	1,6	0,257	80	3,75	0,30	2,1	0,270
17	1,60	0,22	2,0	0,386	85	4,00	0,36	3,4	0,668
21	1,70	0,25	2,8	0,720	90	4,25	0,40	4,5	1,146
25	1,80	0,28	3,6	1,071	91	4,50	0,28	1,4	0,103
26	1,90	0,20	1,2	0,119	96	4,75	0,30	1,7	0,161
31	2,00	0,22	1,6	0,224	101	5,00	0,36	2,6	0,335
36	2,12	0,25	2,2	0,402	106	5,30	0,40	3,6	0,679
42	2,24	0,28	2,8	0,583	110	5,60	0,45	4,8	1,124
48	2,36	0,30	3,4	0,868	115	6,00	0,50	6,3	1,875
49	2,50	0,22	1,2	0,100	116	6,30	0,36	2,1	0,198

Номер пружины	Сила при максимальной деформации пружины Q_s, Н	Диаметр проволоки d, мм	Наружный диаметр пружины D, мм	Наибольший прогиб одного витка λ_{1max}, мм	Номер пружины	Сила при максимальной деформации пружины Q_s, Н	Диаметр проволоки d, мм	Наружный диаметр пружины D, мм	Наибольший прогиб одного витка λ_{1max}, мм
121	6,70	0,40	2,8	0,362	332	80,0	2,00	22,0	4,000
127	7,10	0,45	3,8	0,650	338	85,0	2,20	26,0	4,893
133	7,50	0,50	5,0	1,093	339	90,0	1,40	7,5	0,533
138	8,00	0,56	6,3	1,538	345	95,0	1,60	10,5	1,022
144	8,50	0,60	7,5	2,152	350	100,0	1,80	13,0	1,338
145	9,00	0,40	2,1	0,173	356	106,0	2,00	17,0	2,236
151	9,50	0,45	2,8	0,300	362	112	2,20	20,0	2,696
156	10,0	0,50	3,8	0,575	368	118	2,50	26,0	3,920
161	10,6	0,56	4,8	0,821	375	125	2,80	34,0	6,177
167	11,2	0,60	5,5	1,018	382	132	3,00	38,0	6,992
173	11,8	0,70	8,0	1,012	383	140	1,80	9,5	0,610
174	12,5	0,50	3,0	0,312	390	150	2,00	11,5	0,804
179	13,2	0,56	3,8	0,457	396	160	2,20	14,0	1,120
185	14,0	0,60	4,5	0,641	402	170	2,50	19,0	1,955
191	15,0	0,70	6,3	1,097	409	180	2,80	24,0	2,789
196	16,0	0,80	9,0	2,153	415	190	3,00	26,0	2,854
201	17,0	0,90	11,5	3,091	421	200	3,50	38,0	5,477
202	18,0	0,56	2,8	0,206	426	212	4,00	52,0	9,158
207	19,0	0,60	3,4	0,322	427	224	2,50	14,0	0,872
212	20,0	0,70	4,8	0,575	433	236	2,80	18,0	1,349
217	21,2	0,80	6,5	0,958	439	250	3,00	20,0	1,532
222	22,4	0,90	9,0	1,814	445	265	3,50	28,0	2,598
227	23,6	1,00	11,5	2,731	451	280	4,00	40,0	5,103
232	25,0	1,10	14,0	3,666	457	300	4,50	50,0	6,890
233	26,5	0,70	3,6	0,269	462	315	5,00	65,0	10,880
238	28,0	0,80	5,0	0,506	463	335	3,00	15,0	0,715
244	30,0	0,90	6,5	0,802	468	355	3,50	21,0	1,268
250	31,5	1,00	9,0	1,613	473	375	4,00	30,0	2,574
256	33,5	1,10	10,5	1,900	478	400	4,50	38,0	3,660
262	35,5	1,20	12,0	2,157	483	425	5,00	50,0	6,196
267	37,5	1,40	18,0	4,470	484	450	3,50	17,0	0,738
268	40,0	0,90	5,0	0,420	488	475	4,00	24,0	1,484
274	42,5	1,00	6,5	0,707	492	500	4,50	30,0	2,025
280	45,0	1,10	8,0	1,008	496	530	5,00	40,0	3,636
285	47,5	1,20	9,5	1,310	497	560	4,00	20,0	0,896
291	50,0	1,40	13,0	2,032	500	600	4,50	25,0	1;261
297	53,0	1,60	19,0	4,267	503	630	5,00	34,0	2,458
303	56,0	1,80	24,0	5,833	504	670	4,50	22,0	0,876
304	60,0	1,10	6,0	0,481	506	710	5,00	30,0	1,775
310	63,0	1,20	7,0	0,593	507	750	5,00	28,0	1,460
315	67,0	1,40	10,0	1,109	508	800	5,00	26,0	1,185
321	71,0	1,60	14,0	2,066	509	850	5,00	25,0	1,088
327	75,0	1,80	18,0	3,038					

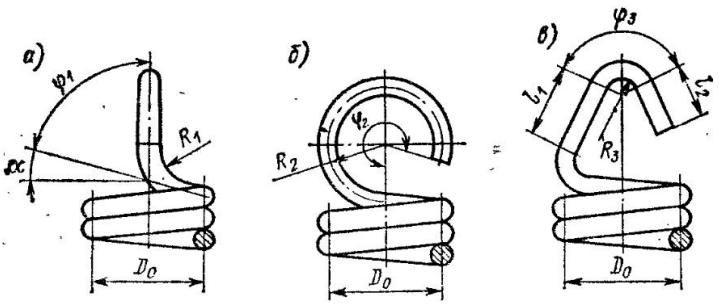


Рис. 3.38. Геометрические параметры зацепов

Расчеты пружин растяжения и сжатия по данным табл. 3.39 аналогичны. Отличие заключается в необходимости дополнительных расчетов на устойчивость и отсутствие соударений витков для пружин сжатия, а также в определении развернутой длины проволоки. Длину распрямленного конца пружины растяжения, предназначенного для образования зацепа, приближенно находят по формулам:

для конца дугообразного типа (рис. 3.38, *а*, *б*)

$$l_д = 0{,}017\varphi_1 (R_1 + x) + 0{,}017\varphi_2 R_2,$$

для конца треугольного типа (рис. 3.38, *а*, *в*)

$$l_т = 0{,}017\varphi_1 (R_1 + x) + l_1 + 0{,}017\varphi_3 (R_3 + x) + l_2,$$

где $\varphi_1 = 90° - \alpha$; x — расстояние от внутренних поверхностей, очерченных радиусами R_i, до нейтральных осей изгиба, $x = k_0 d$. Коэффициент k_0 выбирается в зависимости от отношения:

R_1/d	0,5	0,8	1,0	2,0	3,0
k_0	0,25	0,30	0,35	0,37	0,40

Размеры поджатых опорных витков пружин сжатия даны на рис. 3.39. Наиболее широко применяют варианты

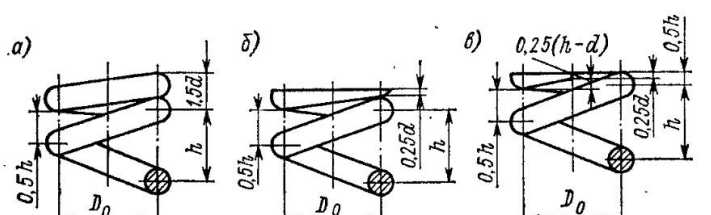
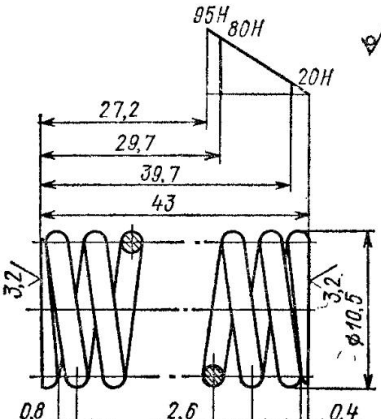


Рис. 3.39. Размеры опорных витков



$\sqrt{}$ (✓)

1. *Модуль сдвига — 80,8 ГПа*
2. *Твердость 27—30 HRC$_э$*
3. *Напряжение касательное при кручении (максимальное) — 670 МПа*
4. *Длина развернутой пружины — 489,3 мм*
5. *Число рабочих витков — 15,5*
6. *Полное число витков — 17,5*
7. *Направление навивки — правое*

Проволока 1—1,60 ГОСТ 9389—75

Масса — 9 г

Рис. 3.40. Пример оформления чертежа пружины сжатия

с поджатым целым нешлифованным витком (рис. 3.39, *а*), с поджатым целым витком и зашлифованным на длине 0,75 дуги окружности диаметром D_0 (рис. 3.39, *б*), с поджатым на 3/4 витком и зашлифованным на длине 0,75 дуги окружности диаметром D_0 (рис. 3.39, *в*).

В табл. 3.40 представлена общая методика расчета пружин сжатия и пример расчета с учетом следующих исходных данных: $N = 1 \cdot 10^7$ (следовательно, пружина должна быть I класса), проволока I класса по ГОСТ 9389—75*, $V_0 = 3$ м/с, $\lambda = 10$ мм, $D = 10 \div 12$ мм, $Q_1 = 20$ Н, $Q_2 = 80$ Н, заделка концов пружины — глухая. Чертеж пружины на основе полученных расчетных значений представлен на рис. 3.40.

На рабочих чертежах пружин растяжения и сжатия требуются указания предельных отклонений сил Q_1 и Q_2. Вероятное суммарное рассеяние усилий пружин с учетом систематических и случайных первичных погрешностей параметров рассчитывают по формуле

$$\Delta Q_i = \pm Q_i \sqrt{\left(4\frac{\Delta d}{d}\right)^2 + \left(3\frac{\Delta D_0}{D_0}\right)^2 + \left(\frac{\Delta z}{z}\right)^2 + \left(\frac{\Delta G}{G}\right)^2 + \left(\frac{\Delta H_i}{\lambda_i}\right)^2},$$

где Δd, ΔD_0, Δz, ΔG, ΔH_i — допуски на соответствующие параметры, определяемые по нормативным документам или в результате испытаний нескольких опытных образ-

3.40. Пример расчета пружин сжатия

Параметр	Обозначение	Формула, таблица	Численное значение
Относительный инерционный зазор	γ	—	0,05—0,25
Сила пружины при максимальной деформации, Н:			
ориентировочное значение	Q_3	$\frac{Q_2}{1-\gamma}$	$\frac{80}{1-(0{,}05\div 0{,}25)} = 84{,}2\div 106{,}7$. С учетом Q_3 и D выбираем пружину № 345
стандартное значение	Q_3	Табл. 3.39	95
Диаметр проволоки, мм	d	Табл. 3.39	1,6
Наружный диаметр, мм	D	Табл. 3.39	10,5
Наибольший прогиб одного витка, мм	λ_{1max}	Табл. 3.39	1,022
Предел прочности при растяжении проволоки класса I, МПа	$\sigma_{пч}$	Табл. 3.28	2200—2500
Максимальное касательное напряжение, МПа	τ_{max}	$0{,}3\sigma_{пч}$	$0{,}3\cdot 2350 = 705$
Критическая скорость, м/с	$V_{кр}$	$\frac{\tau_{max}\left(1-\frac{Q_2}{Q_3}\right)}{3{,}58\cdot 10^7}$	$\frac{705\cdot 10^6\left(1-\frac{80}{95}\right)}{3\cdot 58\cdot 10^7} = 3{,}15$. Проверка: $\frac{V_0}{V_{кр}} = \frac{3}{3{,}15} < 1$
Жесткость пружины, Н/м	C	$\frac{Q_2 - Q_1}{\lambda}$	$\frac{80-20}{10\cdot 10^{-3}} = 6\cdot 10^3$
Жесткость одного витка, Н/м	C_1	$\frac{Q_3}{\lambda_{1max}}$	$\frac{95}{1{,}022\cdot 10^{-3}} = 92{,}95\cdot 10^3$

Параметр	Обозначение	Формула, таблица	Численное значение
Число витков:			
рабочих	z	$\frac{C_1}{C}$	$\frac{92{,}95 \cdot 10^3}{6 \cdot 10^3} = 15{,}5$
опорных	z_2	—	2
полное	z_0	$z + z_2$	$15{,}5 + 2 = 17{,}5$
Деформация, м:			
предварительная	λ_1	$\frac{Q_1}{C}$	$\frac{20}{6 \cdot 10^3} = 3{,}33 \cdot 10^{-3}$
рабочая	λ_2	$\frac{Q_2}{C}$	$\frac{80}{6 \cdot 10^3} = 13{,}3 \cdot 10^{-3}$
максимальная (до соприкосновения витков)	λ_3	$\frac{Q_3}{C}$	$\frac{95}{6 \cdot 10^3} = 15{,}8 \cdot 10^{-3}$
Число зашлифованных витков	z_3	—	1,5
Высота пружины, мм:			
при максимальной деформации	H_3	$(z_0 + 1 - z_3)\, d$	$(17{,}5 + 1 - 1{,}5) \times 1{,}6 = 27{,}2$
в свободном состоянии	H_0	$H_3 + \lambda_3$	$27{,}2 + 15{,}8 = 43$
при предварительной деформации	H_1	$H_0 - \lambda_1$	$43 - 3{,}33 = 39{,}67$
при рабочей деформации	H_2	$H_0 - \lambda_2$	$43 - 13{,}3 = 29{,}7$
Средний диаметр пружины, мм	D_0	$D - d$	$10{,}5 - 1{,}6 = 8{,}9$
Отношение высоты в свободном состоянии к среднему диаметру и предельное значение этого отношения	—	$\frac{H_0}{D_0}$; $\left(\frac{H_0}{D_0}\right)_{\text{пр}} = \frac{2{,}62}{\nu}$	$\frac{43}{8{,}9} = 4{,}83$; $\frac{2{,}62}{0{,}5} = 5{,}24$. Проверка устойчивости: $4{,}83 < 5{,}24$

Параметр	Обозначение	Формула, таблица	Численное значение
Индекс пружины	q	$\frac{D_0}{d}$	$\frac{8,9}{1,6} = 5,56$
Коэффициент кривизны витка	k	$\frac{4q-1}{4q-4} + \frac{0,615}{q}$	$\frac{4 \cdot 5,56 - 1}{4 \cdot 5,56 - 4} + \frac{0,615}{5,56} = 1,27$
Расчетное касательное напряжение, Па	τ	$\frac{8kQ_3D_0}{\pi d^3}$	$\frac{8 \cdot 1,27 \cdot 95 \cdot 8,9 \cdot 10^{-3}}{3,14\,(1,6 \cdot 10^{-3})^3} = 670 \cdot 10^6$. Проверка прочности: $670 < 705$
Шаг пружины, мм	h	$\lambda_{1max} + d$	$1,022 + 1,6 = 2,62$
Длина развернутой проволоки, мм	l	$\pi D_0 z_0$	$3,14 \cdot 8,9 \cdot 17,5 = 489,3$
Плотность стали, г/см^3	ρ	—	7,8
Масса пружины, г	m	$0,785 d^2 l \rho$	$0,785 \cdot 0,16^2 \cdot 48,93 \times 7,8 = 9$
Объем, занимаемый пружиной, см^3	W	$0,785 D^2 H_1$	$0,785 \cdot 1,05^2 \cdot 3,97 = 3,44$

цов пружин. Сложность расчета ΔQ_i заключается в недостаточно полных сведениях о модуле сдвига G (табл. 3.41) и вероятном разбросе этих значений. Установить возможное рассеяние значений модуля сдвига позволят измерения действительных значений параметров опытных образцов пружин и расчет характеристического модуля сдвига

$$G = 8QD_0^3 z/(d^4 \lambda).$$

При разработке оригинальных конструкций винтовых цилиндрических пружин растяжения и сжатия, параметры которых не регламентированы стандартом, может быть использована другая методика расчета (табл. 3.42). В качестве примера приведен расчет пружины растяжения со следующими исходными данными: $Q_1 = 0$, $Q_2 = 100$ Н, проволока из бронзы БрКМц3-1 по ГОСТ 18175—78*, $\lambda = 5$ мм, зацепы дугообразного типа. Чертеж пружины растяжения на основе полученных расчетных значений представлен на рис. 3.41.

3.41. Механические характеристики проволоки для пружин

Материал	ГОСТ на проволоку	Состояние	Модуль упругости, ГПа		Твердость $HRC_э$
			E	G	
Сталь:					
У8А—У10А	9389—75*	После наклепа	200	80,8	—
65			210	80,8	27
70			210	79,5	30
65Г			210	82,0	31—32
60С2А	14963—78*	После закалки и отпуска	200	87,0	47,5
65С2ВА			190	78,5	—
Латунь	1066—80*	Твердая после наклепа	100—106	—	Менее 20
Бронза:					
БрОЦ4-3	5221—77*	Твердая	124	—	Менее 20
БрКМц3-1	18175—78*	»	120	40	Менее 20
БрБ2	15834—77*	Твердая после дисперсионного твердения	135	—	36—37
Нейзильбер МНЦ 15-20	5220—78*	После закалки, нагартовки, отпуска	140	50	45

Примечания: 1. Все числа твердости, определяемые по методам Бринелля и Виккерса, приведены к единой шкале твердости $C_э$ по Роквеллу (ГОСТ 8.064—79*). 2. Отсутствующие данные по модулю сдвига можно заменить расчетными по формуле $G = E/[2(1 + \mu)]$.

3.42. Пример расчета пружин растяжения

Параметр	Обозначение	Формула, таблица	Пример расчета
Относительный инерционный зазор	γ	—	0,08
Сила при максимальной деформации, Н	Q_2	$\frac{Q_2}{1-\gamma}$	$\frac{100}{1-0,08} = 108,7$
Индекс пружины (принимается в пределах от 4 до 12)	q	—	8
Коэффициент кривизны витка	k	$\frac{4q-1}{4q-4} + \frac{0,615}{q}$	$\frac{4 \cdot 8 - 1}{4 \cdot 8 - 4} + \frac{0,615}{8} = 1,19$

Параметр	Обозначение	Формула, таблица	Пример расчета
Предел прочности проволоки при растяжении, МПа	$\sigma_{пч}$	Табл. 3.34	900
Допускаемое касательное напряжение, МПа	$[\tau]$	$0{,}5\sigma_{пч}$	450
Диаметр проволоки, м	d	$1{,}6\sqrt{\frac{Q_3 k q}{[\tau]}}$	$1{,}6\sqrt{\frac{108{,}7\cdot 1{,}19\cdot 8}{450\cdot 10^6}} \approx$ $\approx 2{,}5\cdot 10^{-3}$
Средний диаметр пружины, мм	D_0	qd	$8\cdot 2{,}5 = 20$
Наружный диаметр пружины, мм	D	$D_0 + d$	$20 + 2{,}5 = 22{,}5$
Жесткость пружины, Н/м	C	$\frac{Q_2 - Q_1}{\lambda}$	$\frac{100 - 0}{5\cdot 10^{-3}} = 20\cdot 10^3$
Модуль сдвига, ГПа	G	Табл. 3.41	40
Рабочее число витков	z	$\frac{Gd}{8Cq}$	$\frac{40\cdot 10^9\cdot 2{,}5\cdot 10^{-3}}{8\cdot 20\cdot 10^3\cdot 8} = 80$
Расчетное касательное напряжение, Па	τ	$\frac{8kQ_3D_0}{\pi d^3}$	$\frac{8\cdot 1{,}19\cdot 108{,}7 \times 20\cdot 10^{-3}}{3{,}14\cdot(2{,}5\cdot 10^{-3})^3} =$ $= 422\cdot 10^6$. Проверка прочности: $422 < 450$
Рабочая деформация, м	λ_2	$\frac{Q_2}{C}$	$\frac{100}{20\cdot 10^3} = 5\cdot 10^{-3}$
Максимальная деформация, м	λ_3	$\frac{Q_3}{C}$	$\frac{108{,}7}{20\cdot 10^3} = 5{,}44\cdot 10^{-3}$
Высота пружины, мм:			
в свободном состоянии	H_0	$(z + 1)\,d$	$(80 + 1)\,2{,}5 = 202{,}5$
при рабочей деформации	H_2	$H_0 + \lambda_2$	$202{,}5 + 5 = 207{,}5$
при максимальной деформации	H_3	$H_0 + \lambda_3$	$202{,}5 + 5{,}44 = 207{,}94$
Шаг пружины, мм	h	$h = d$	5
Угол подъема винтовой линии, град	α	$\operatorname{arctg}\frac{h}{\pi D_0}$	$\operatorname{arctg}\frac{5}{3{,}14\cdot 20} \approx 4^\circ 30'$
Угол изгиба зацепа, град	φ_1	$90^\circ - \alpha$	$90^\circ - 4^\circ 30' = 85^\circ 30'$

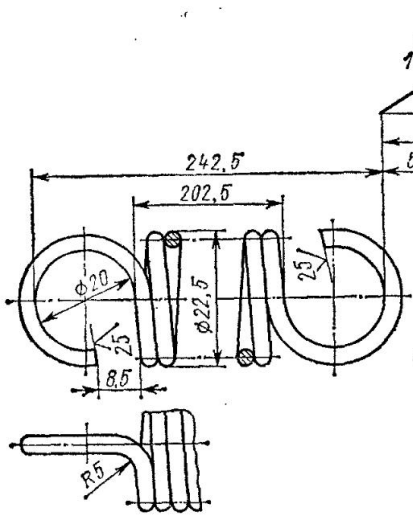
Параметр	Обозначение	Формула, таблица	Пример расчета
Центральный угол зацепа, град	φ_2	—	280°
Радиусы изгиба зацепа, мм	R_1; R_2	—	5; 10
Расстояние от поверхности до нейтральной оси, мм	x	$k_0 d$	$0{,}37 \cdot 2{,}5 = 0{,}93$
Длина развертки зацепа, мм	$l_д$	$0{,}017\varphi_1 (R_1 + x) + 0{,}017\varphi_2 R_2$	$0{,}017 \cdot 85{,}5\,(5 + 0{,}93) + 0{,}017 \cdot 280 \cdot 10 = 56{,}22$
Длина развернутой пружины, мм	l	$\pi D_0 z + 2l_д$	$3{,}14 \cdot 20 \cdot 80 + 2 \times 56{,}22 = 5140$
Плотность бронзы, г/см^3	ρ	—	8,47
Масса пружины, г	m	$0{,}785 d^2 l \rho$	$0{,}785 \cdot 0{,}25^2 \cdot 514 \times 8{,}47 = 214$

Расчет *пружин растяжения с начальным натяжением* не отличается от расчета обычных пружин. Наибольшее остаточное напряжение, создающее межвитковое давление, не должно превышать $(0{,}4 \div 0{,}5)\,\tau_т$ материала проволоки. Изготовленные пружины с начальным натяжением не подлежат в дальнейшем термообработке с тем, чтобы не устранить остаточные напряжения. Пружины с начальным натяжением с индексами $q \geqslant 10$ могут терять устойчивость, что проявляется во внезапном перекосе витков при растяжении пружины. Максимальная нагрузка таких пружин не должна превышать критическую силу, при которой происходит перекос витков,

$$Q_{кр} = Ed^5/(8D^3).$$

Пружины с межвитковым давлением отличаются малыми габаритными размерами, поэтому их применяют чаще, чем обычные пружины растяжения. В расчетах силу начального натяжения $Q_н$ назначают в зависимости от максимальной силы: $Q_н = (0{,}25 \div 0{,}35)\,Q_3$. На рис. 3.42 даны упругая характеристика и примерный чертеж пружины растяжения с межвитковым давлением.

В качестве пружин сжатия широко используют *многожильные пружины*. Для их изготовления применяют тросы, которые свивают из нескольких тонких проволок



1. *Модуль сдвига — 40 ГПа*
2. *Твердость — 20 HRC*э
3. *Напряжение касательное при кручении (максимальное) — 422 МПа*
4. *Длина развернутой пружины — 5140 мм*
5. *Число рабочих витков — 80*
6. *Направление навивки — правое*

*Проволока БрКМц3—1 2,5Н ГОСТ 18175—78**

Масса — 214 г

Рис. 3.41. Пример оформления чертежа пружины растяжения

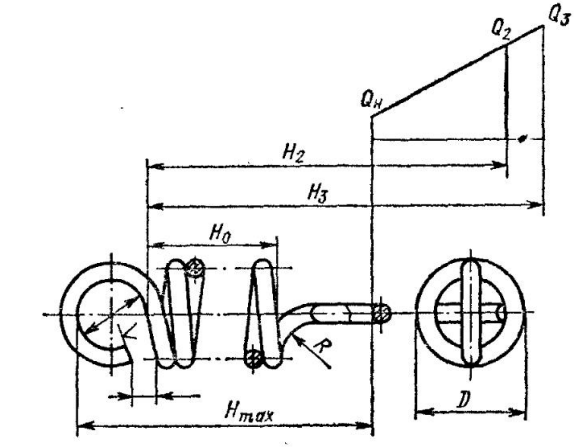


Рис. 3.42. Пружина с межвитковым давлением

3.43. Параметры трехжильных винтовых цилиндрических пружин сжатия III класса 1-го разряда (по ГОСТ 13774—86)

Номер пружины	Сила при максимальной деформации Q_3, Н	Диаметр проволоки d, мм	Диаметр троса $d_{тр}$, мм	Наружный диаметр пружины D, мм	Наибольший прогиб одного витка λ_{1max}, мм
1	12,5	0,30	0,66	4,8	2,962
5	13,2	0,36	0,79	7,5	6,346
9	14,0	0,40	0,88	10,0	11,020
13	15,0	0,45	0,99	13,0	16,670
14	16,0	0,30	0,66	3,8	1,679
19	17,0	0,36	0,79	6,0	3,864
24	18,0	0,40	0,88	8,0	6,792
28	19,0	0,45	0,99	10,5	10,610
32	20,0	0,50	1,10	14,0	18,180
33	21,2	0,36	0,79	4,8	2,227
38	22,4	0,40	0,88	6,3	3,771
43	23,6	0,45	0,99	8,5	6,537
49	25,0	0,50	1,10	11,0	10,370
54	26,5	0,56	1,23	14,0	14,890
59	28,0	0,60	1,32	17,0	21,880
60	30,0	0,40	0,88	4,8	1,947
66	31,5	0,45	0,99	6,3	3,134
71	33,5	0,50	1,10	8,5	5,857
76	35,5	0,56	1,23	10,5	7,717
82	37,5	0,60	1,32	11,0	9,422
88	40,0	0,70	1,60	19,0	23,260
89	42,5	0,50	1,10	6,5	2,935
94	45,0	0,56	1,23	8,5	4,767
100	47,5	0,60	1,32	10,0	6,445
106	50,0	0,70	1,60	15,0	13,400
111	53,0	0,80	1,80	20,0	20,780
116	56,0	0,90	2,00	26,0	31,280
117	60,0	0,56	1,23	6,3	2,201
122	63,0	0,60	1,32	7,5	3,142
127	67,0	0,70	1,60	11,0	6,291
132	71,0	0,80	1,80	15,0	10,720
137	75,0	0,90	2,00	20,0	17,810
142	80,0	1,00	2,20	25,0	25,240
143	85,0	0,70	1,60	9,0	3,946
148	90,0	0,80	1,80	11,5	5,468
154	95,0	0,90	2,00	16,0	10,690
159	100,0	1,00	2,20	20,0	15,100
165	106,0	1,10	2,40	25,0	22,320
171	112,0	1,20	2,65	30,0	29,400
172	118,0	0,80	1,80	9,0	2,981
177	125,0	0,90	2,00	11,5	4,485
183	132,0	1,00	2,20	15,0	7,513
189	140,0	1,10	2,40	19,0	11,780
195	150,0	1,20	2,65	22,0	14,080
200	160,0	1,40	3,10	32,0	26,840
206	170,0	1,60	3,50	42,0	39,260

Номер пружины	Сила при максимальной деформации Q_3, Н	Диаметр проволоки d, мм	Диаметр троса $d_{тр}$, мм	Наружный диаметр пружины D, мм	Наибольший прогиб одного витка λ_{1max}, мм
207	180,0	1,00	2,20	11,0	3,402
212	190,0	1,10	2,40	14,0	5,564
218	200,0	1,20	2,65	17,0	7,767
224	212,0	1,40	3,10	24,0	13,580
229	224,0	1,60	3,50	32,0	21,190
234	236,0	1,80	3,95	42,0	33,000
240	250,0	2,00	4,40	52,0	44,800
246	265,0	2,20	4,80	60,0	50,380
247	280,0	1,40	3,10	18,0	6,619
253	300,0	1,60	3,50	24,0	10,700
259	315,0	1,80	3,95	32,0	17,820
266	335,0	2,00	4,40	40,0	25,320
272	355,0	2,20	4,80	45,0	26,340
278	375,0	2,50	5,50	60,0	41,390
285	400,0	2,80	6,10	75,0	56,420
286	425,0	1,60	3,50	17,0	4,431
292	450,0	1,80	3,95	22,0	6,938
298	475,0	2,00	4,40	28,0	10,640
304	500,0	2,20	4,80	32,0	11,670
309	530,0	2,50	5,50	42,0	17,800
314	560,0	2,80	6,10	52,0	23,660
315	600,0	2,00	4,40	22,0	5,676
319	630,0	2,20	4,80	25,0	6,128
323	670,0	2,50	5,50	34,0	10,850
326	710,0	2,80	6,10	42,0	14,500
327	750,0	2,50	5,50	30,0	7,775
329	800,0	2,50	5,50	28,0	6,462
331	850,0	2,80	6,10	36,0	10,130
332	900,0	2,80	6,10	34,0	8,755
333	950,0	2,80	6,10	32,0	7,422
334	1000,0	2,80	6,10	30,0	6,165

диаметром от 0,3 до 2,8 мм. Число проволок (жил) может быть от 2 до 6. Для устранения возможного расслаивания троса при нагружении направление навивки пружины сжатия делают противоположным направлению свивки троса. При соблюдении этого условия в процессе нагружения пружины происходит затягивание троса.

Многожильные пружины по сравнению с обычными (одножильными) более компактны, имеют меньшую массу и обеспечивают большую податливость. Силы трения, возникающие в местах касания жил во время деформации пружины, способствуют быстрому затуханию вибраций

3.44. Значения коэффициента k_r

Число жил $z_{тр}$	Угол свивки β,°				
	15	20	25	30	35
2	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
3	0,583	0,587	0,596	0,608	0,626
4	0,728	0,731	0,751	0,774	0,803

витков. Наиболее широкое применение получили трехжильные винтовые цилиндрические пружины сжатия, параметры которых регламентированы стандартом (табл. 3.43).

Особенности конструктивного исполнения многожильных пружин обусловливают отличия в методиках расчета. Многожильные пружины сжатия будут устойчивы, если отношение H_0/D_0 не превышает предельного значения

$$(H_0/D_0)_{пр} = (1/k_1)\sqrt{\eta k_2 (4k_1 - 1)}.$$

Здесь η—коэффициент, учитывающий способ закрепления концов пружины: если оба конца заделаны шарнирно, $\eta = 3{,}14$; если один конец имеет шарнирную заделку, а другой — глухую, $\eta = 20{,}19$; если оба конца имеют глухую заделку, $\eta = 39{,}48$;

$$k_1 = \frac{(1 + \mu\cos^2\beta)\left(1 + \frac{\operatorname{tg}^2\beta}{2\pi^2 y^2}\right)}{2 + \mu\sin^2\beta + 4(2+\mu)\frac{\operatorname{tg}^2\beta}{\pi^2 y^2}};$$

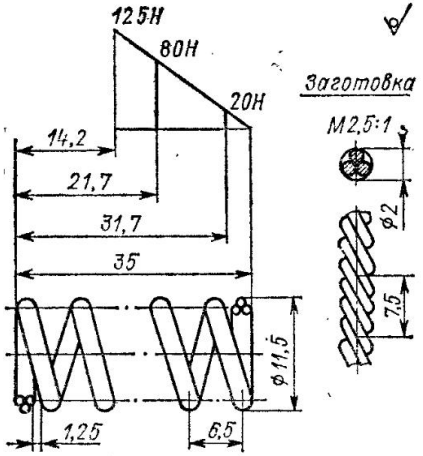
$$k_2 = \frac{(1 + \mu\cos^2\beta)^2 \cdot \left(1 + \frac{\operatorname{tg}^2\beta}{2\pi^2 y^2}\right)^2}{[4 + \mu(1 + \cos^2\beta)]\left[2 + \mu\sin^2\beta + 4(2+\mu)\frac{\operatorname{tg}^2\beta}{\pi^2 y^2}\right]},$$

где β — угол свивки, образуемый разверткой оси винтовой жилы с осью троса; y — коэффициент, учитывающий соотношение витков жилы с витком пружины, $y = D_0/h_{тр}$.

Шаг свивки жил рассчитывают по формуле

$$h_{тр} = 2\pi R_0 \operatorname{ctg}\beta.$$

Радиус воображаемого цилиндра R_0, на образующей которого расположены оси винтовых жил, зависит от диаметра проволоки d, угла свивки β, числа жил $z_{тр}$ (табл. 3.44): $R_0 = k_r d$.



1. Модуль сдвига — 80,8 ГПа
2. Напряжение касательное при кручении (максимальное) — 1334 МПа
3. Длина развернутой пружины — 179 мм
4. Направление свивки троса — левое
5. Число жил в тросе — 3
6. Число рабочих витков — 4,5
7. Число витков полное — 6
8. Направление навивки пружины — правое
Проволока 1—0,90 ГОСТ 9389—75
Масса — 3 г

Рис. 3.43. Пример оформления чертежа трехжильной пружины сжатия

Стандартные трехжильные пружины навивают из троса с углом свивки $\beta = 24°$. С учетом этого значения β и $\mu = 0{,}3$ коэффициенты k_1 и k_2 можно определять при расчете стандартных пружин по более простым выражениям:

$$k_1 = (1{,}25y^2 + 0{,}01)/(2{,}05y^2 + 0{,}19);$$

$$k_2 = 1{,}56\ [1 + (0{,}002/y^2)\,]^2/[9{,}33 + (0{,}86/y^2)\,].$$

Индекс пружин таких конструкций зависит от диаметра троса $d_{тр}$:

$$q = D_0/d_{тр}.$$

При определении геометрических параметров многожильных пружин учитывается коэффициент расплющивания троса Δ:

q	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	$\geqslant 7$
Δ	1,029	1,021	1,015	1,010	1,005	1

Другие особенности расчета многожильных пружин сжатия отражены в методике, представленной в табл. 3.45. В целях сравнительной оценки с одножильными пружинами сжатия (см. табл. 3.40) в качестве примера расчета многожильных пружин взяты такие же исходные данные: $V_0 = 3$ м/с, $\lambda = 10$ мм, $D = 10 \div 12$ мм, $Q_1 = 20$ Н, $Q_2 = 80$ Н, заделка концов — глухая. Чертеж трехжильной пружины сжатия на основе полученных расчетных данных представлен на рис. 3.43. Сопоставление размеров и

3.45. Пример расчета трехжильных пружин сжатия

Параметр	Обозначение	Формула, таблица	Численное значение
Относительный инерционный зазор	γ	—	0,15—0,40
Сила пружины при максимальной деформации, Н:			
ориентировочное значение	Q_3	$\frac{Q_2}{1-\gamma}$	$\frac{80}{1-(0,15\div0,40)} = 94,1\div133,3.$ С учетом Q_3 и D выбираем пружину № 177.
стандартное значение	Q_3	3.43	125
Диаметр проволоки, мм	d	3.43	0,9
Диаметр троса, мм	$d_{тр}$	3.43	2
Наружный диаметр, мм	D	3.43	11,5
Прогиб одного витка, мм	λ_{1max}	3.43	4,485
Предел прочности при растяжении проволоки класса I, МПа	$\sigma_{пч}$	3.28	2550—2850
Максимальное касательное напряжение, МПа	τ_{max}	3.38	$0,6\cdot2700 = 1620$
Критическая скорость, м/с	$v_{кр}$	$\frac{\tau_{max}(1-Q_2/Q_3)}{3,3\cdot10^6}$	$\frac{1620\cdot10^6\,(1-80/125)}{3,3\cdot10^7} = 17,7.$ Проверка: $\frac{V_0}{V_{кр}} = \frac{3}{17,7} < 1$
Жесткость пружины, Н/м	C	$\frac{Q_2-Q_1}{\lambda}$	$\frac{80-20}{10\cdot10^{-3}} = 6\cdot10^3$
Жесткость одного витка, Н/м	C_1	$\frac{Q_3}{\lambda_{1max}}$	$\frac{125}{4,485\cdot10^{-3}} = 27,87\cdot10^3$
Число витков:			
рабочих	z	$\frac{C_1}{C}$	$\frac{27,87\cdot10^3}{6\cdot10^3} = 4,5$
опорных	z_2	—	1,5
полное	z_0	$z + z_2$	$4,5 + 1,5 = 6$
Деформация, м:			
предварительная	λ_1	Q_1/C	$20/(6\cdot10^3) = 3,33\cdot10^{-3}$
рабочая	λ_2	Q_2/C	$80/(6\cdot10^3) = 13,3\cdot10^{-3}$
максимальная (до соприкосновения витков)	λ_3	Q_3/C	$125/(6\cdot10^3) = 20,8\cdot10^{-3}$
Средний диаметр, мм	D_0	$D - d_{тр}$	$11,5 - 2 = 9,5$
Индекс пружины	q	$D_0/d_{тр}$	$9,5/2 = 4,75$
Коэффициент расплющивания троса	Δ	—	1,018
Высота пружины, мм:			
при максимальной деформации	H_3	$(z_0 + 1)\,d_{тр}\Delta$	$(6 + 1)\cdot2\cdot1,018 = 14,25$
в свободном состоянии	H_0	$H_3 + \lambda_3$	$14,25 + 20,8 = 35,05$
при предварительной деформации	H_1	$H_0 - \lambda_1$	$35,05 - 3,33 = 31,72$
при рабочей деформации	H_2	$H_0 - \lambda_2$	$35,05 - 13,3 = 21,75$

Параметр	Обозначение	Формула, таблица	Численное значение
Угол свивки, град	β	—	24
Коэффициент радиуса цилиндра осей жил	k_r	3.44	0,594
Радиус цилиндра осей жил, мм	R_0	$k_r d$	$0{,}594 \cdot 0{,}9 = 0{,}53$
Шаг свивки жил, мм	$h_{тр}$	$2\pi R_0 \operatorname{ctg} \beta$	$2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}53 \cdot 2{,}246 = 7{,}48$
» пружины, мм	h	$\lambda_{1max} + d_{тр} \Delta$	$4{,}485 + 2 \cdot 1{,}018 = 6{,}52$
Коэффициент соотношения витков жил и пружины	y	$D_0/h_{тр}$	$9{,}5/7{,}48 = 1{,}27$
Коэффициент	k_1	$\frac{1{,}25y^2 + 0{,}01}{2{,}05y^2 + 0{,}19}$	$\frac{1{,}25 \cdot 1{,}27^2 + 0{,}01}{2{,}05 \cdot 1{,}27^2 + 0{,}19} = 0{,}58$
	k_2	$\frac{15{,}6(1+0{,}002/y^2)^2}{9{,}33 + 0{,}86/y^2}$	$\frac{1{,}56(1+0{,}002/1{,}27^2)^2}{9{,}33 + 0{,}86/1{,}27^2} = 0{,}16$
Отношение высоты в свободном состоянии к среднему диаметру	H_0/D	—	$35{,}05/9{,}5 = 3{,}69$
Предельное значение этого отношения	$\left(\frac{H_0}{D_0}\right)_{пр}$	$\frac{\sqrt{k_2(4k_1-1)}}{k_1}$	$\frac{\sqrt{39{,}48 \cdot 0{,}16(4 \cdot 0{,}58-1)}}{0{,}58} =$ $= 4{,}98$. Проверка устойчивости: $3{,}69 < 4{,}98$
Касательное напряжение	τ	$\frac{1{,}82 Q_3 q}{d^2}$	$\frac{1{,}82 \cdot 125 \cdot 4{,}75}{(0{,}9 \cdot 10^{-3})^2} =$ $= 1334 \cdot 10^6$. Проверка прочности: $1334 < 1620$
Длина развернутой пружины, мм	l	$\pi D_0 z_0$	$3{,}14 \cdot 9{,}5 \cdot 6 = 179$
Длина одной витовой жилы, мм	L	$l/\cos\beta$	$179/0{,}9135 = 196$
Плотность стали, г/см³	ρ	—	7,8
Масса пружины, г	m	$0{,}785 d^2 3 L \rho$	$0{,}785 \cdot 0{,}09^2 \cdot 3 \cdot 19{,}6 \cdot 7{,}8 = 3$

массы рассмотренных конструкций указывает на существенные преимущества многожильных пружин.

Составные пружины сжатия (рис. 3.44), образуемые размещением нескольких (чаще двух) пружин одна в другой, применяют при больших нагрузках. Для уменьшения закручивания торцовых опор пружины выполняют с разными направлениями винтовых линий. Необходимый радиальный зазор между пружинами обеспечивается центрированием их в гнездах.

Обычно составные пружины конструируют, исходя из условия равенства параметров обеих пружин: прогибов $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda$, высот при всех состояниях, индексов $q_1 = q_2 = q$, наибольших касательных напряжений. Принимая радиальный зазор $\delta_r = 0{,}5\,(d_2 - d_1)$, находят

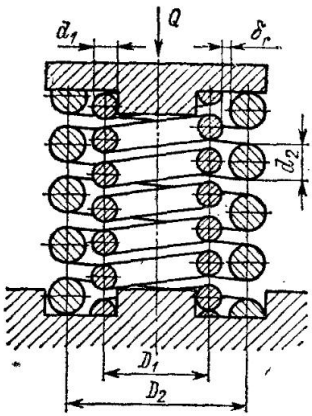


Рис. 3.44. Составная пружина сжатия

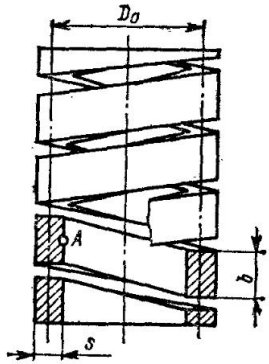


Рис. 3.45. Пружина с витками прямоугольного сечения

силы Q_1 и Q_2, действующие на внутреннюю и наружную пружины, соответственно,

$$Q_1 = Q/(1 + a^2); \quad Q_2 = Qa^2/(1 + a^2),$$

где a — параметр, зависящий от индекса пружины, $a = q/(q - 2)$.

Следовательно, задаваясь индексом пружины q и зная силы Q_1 и Q_2, можно рассчитать пружину по методике, применяемой для расчета одинарных пружин.

Винтовые цилиндрические *пружины растяжения и сжатия с витками прямоугольного сечения* (рис. 3.45) имеют большую жесткость. Их чаще используют как пружины сжатия. Ввиду трудности изготовления их из проволоки прямоугольного сечения и перенапряжения внутренних волокон пружины с параметрами $q_0 = D_0/s \leqslant 4$ и $k_0 = s/b \geqslant 3$ применять не рекомендуется. Оценка прочности ведется по касательным напряжениям, достигающим наибольшего значения в средней части внутренней стороны сечения (в точке A). Допускаемые напряжения при этом выбирают в пределах $[\tau] = (0{,}3 \div 0{,}5)\,\sigma_{пч}$.

Для определения основных размеров пружины можно предварительно задаться параметрами q_0 и k_0 в пределах $4 \leqslant q_0 \leqslant 10$ и $1/3 \leqslant k_0 \leqslant 3$, выбрать соответствующий

3.46. Значения коэффициента k_τ

q_0	k_0							
	0,33	0,5	0,8	1	1,25	1,5	2,0	3,0
4	6,16	4,53	3,47	3,16	2,93	2,78	2,58	2,35
5	5,80	4,28	3,29	3,01	2,80	2,67	2,48	2,25
6	5,55	4,10	3,18	2,90	2,70	2,58	2,40	2,19
7	5,37	3,98	3,09	2,84	2,65	2,52	2,35	2,15
8	5,24	3,83	3,03	2,78	2,60	2,48	2,31	2,10
10	5,06	3,76	2,94	2,70	2,53	2,41	2,26	2,06

коэффициент k_τ (табл. 3.46) и из условия прочности найти размер s,

$$s \geqslant \sqrt{k_\tau q_0 Q/(k_0 [\tau])}.$$

Рабочее число витков с учетом заданного рабочего хода λ рассчитывают по формуле

$$z = \lambda G s_0^4/(k_z Q D_0^3),$$

где s_0 — длина наименьшей стороны прямоугольного сечения ($s \geqslant b = s_0$ или $b \geqslant s = s_0$): k_z — коэффициент, зависимость его от параметра k_0 приведена ниже:

k_0 или $1/k_0$	1,0	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0
k_z	5,567	2,670	2,086	1,713	1,256	0,995

Остальные параметры пружин этого типа рассчитывают по формулам для пружин растяжения и сжатия с круглым сечением.

Пружины кручения. Пружины кручения предназначены для преобразования крутящего момента $M_{кр}$ в угловое перемещение φ (рис. 3.46, *а*). Их широко применяют в качестве силовых упругих элементов для приведения в движение деталей механизмов, обеспечения постоянного прижима одной детали к другой и устранения зазора между деталями. Упругая характеристика пружин кручения описывается уравнением, полученным на основе теории изгиба стержней,

$$\varphi = M_{кр} l/(EJ).$$

Из уравнения видно, что при неизменной длине развернутой пружины l угловое перемещение пропорционально действующему крутящему моменту.

Обычно пружины данного типа надевают на центральный стержень (ось или вал). При нагружении внутренний

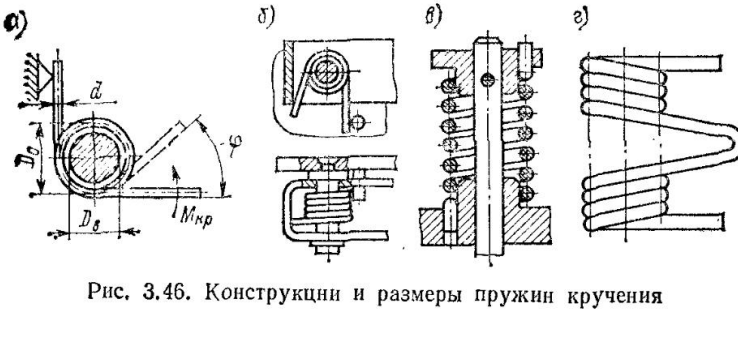


Рис. 3.46. Конструкции и размеры пружин кручения

диаметр пружины уменьшается, поэтому номинальный наружный диаметр центрального стержня находят, учитывая максимальную деформацию пружины с рабочим числом витков z при угле закручивания φ_3 и сохранении требуемого зазора,

$$D_в \leqslant 0{,}9\,\{l/[\pi z + (\pi\varphi_3/360)] - d\}.$$

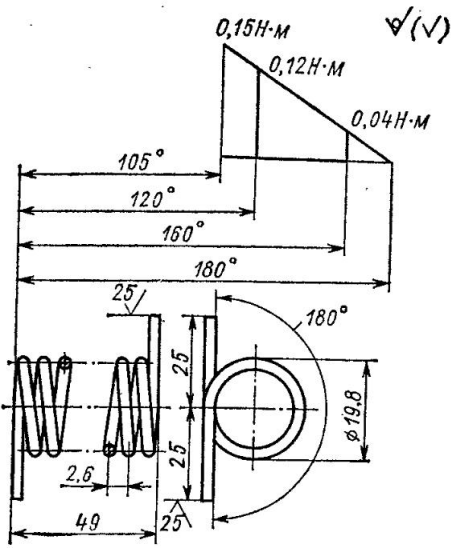
Силы, приложенные к концам пружины, не только закручивают пружину, но могут и изгибать ее (рис. 3.46, *б*). При этом в результате перекоса пружины появляется трение между витками и витков о центральный стержень, что приводит к нарушению линейности упругой характеристики. Пружина сохраняет свою цилиндрическую форму, если ее концы жестко закреплены на подвижных деталях, которые осуществляют центрирование пружины (рис. 3.46, *в*). Для устранения перекосов применяют также пружины кручения с противоположными направлениями навивки витков (рис. 3.46, *г*).

В табл. 3.47 представлены методика расчета пружин кручения и пример расчета с учетом следующих исходных данных: рабочий крутящий момент $M_2 = 0{,}12$ Н·м, рабочий угол закручивания $\varphi_р = 40°$, проволока из латуни Л80 по ГОСТ 1066—80*. Чертеж пружины на основе полученных расчетных значений показан на рис. 3.47.

Пружины изгиба. Винтовые цилиндрические пружины изгиба применяются сравнительно редко. Они, как правило, в конструкциях устанавливаются по схеме консольной балки. Рабочими нагрузками являются изгибающие моменты $M_и$, действующие в плоскости, проходящей через ось пружины, и поперечные силы $Q_ш$, направленные перпендикулярно к оси пружины. При нагружении свободный конец пружины совершает угловые ψ и линейные λ

3.47. Пример расчета пружин кручения

Параметр	Обозначение	Формула, таблица	Численное значение
Крутящий момент, Н·м:			
предварительный	M_1	$(0,3 \div 0,5)\, M_2$	$0,3 \cdot 0,12 = 0,04$
максимальный	M_3	$1,25 M_2$	$1,25 \cdot 0,12 = 0,15$
Угол закручивания, град:			
предварительный	φ_1	$\frac{M_1 \varphi_p}{M_2 - M_1}$	$\frac{0,04 \cdot 40}{0,12 - 0,04} = 20$
при рабочей деформации	φ_2	$\varphi_1 + \varphi_p$	$20 + 40 = 60$
при максимальной деформации	φ_3	$\frac{M_3 \varphi_1}{M_1}$	$\frac{0,15 \cdot 20}{0,04} = 75$
Предел прочности при растяжении проволоки из латуни Л80, МПа	$\sigma_{пч}$	Табл. 3.32	340
Допускаемое напряжение, МПа	$[\sigma]$	$0,5 \sigma_{пч}$	$0,5 \cdot 340 = 170$
Индекс пружины	q	$\frac{D}{d}$	$\frac{8}{1} = 8$
Коэффициент кривизны витка	$k_к$	$\frac{4q - 1}{4q - 4}$	$\frac{4 \cdot 8 - 1}{4 \cdot 8 - 4} = 1,11$
Диаметр проволоки, м	d	$\sqrt[3]{\frac{k_к M_3}{0,1 [\sigma]}}$	$\sqrt[3]{\frac{1,11 \cdot 0,15}{0,1 \cdot 170 \cdot 10^6}} = 2,2 \cdot 10^{-3}$
Диаметр пружины, мм:			
средний	D_0	dq	$2,2 \cdot 8 = 17,6$
наружный	D	$D_0 + d$	$17,6 + 2,2 = 19,8$
Момент инерции поперечного сечения, м⁴	J	$\frac{\pi d^4}{64}$	$\frac{3,14 (2,2 \cdot 10^{-3})^4}{64} = 1,15 \cdot 10^{-12}$
Модуль упругости проволоки, ГПа	E	3.41	100
Развернутая длина пружины, м	l	$\frac{EJ\varphi_3}{M_3}$	$\frac{100 \cdot 10^9 \cdot 1,15 \cdot 10^{-12}}{0,15} \frac{75 \cdot 3,14}{180} = 1$
Число рабочих витков	z	$\frac{l}{\pi D_0}$	$\frac{1000}{3,14 \cdot 17,6} = 18$
Шаг пружины, мм	h	$d + (0,3 \div 0,5)$	$2,2 + 0,4 = 2,6$
Высота пружины в свободном состоянии, мм	H_0	$zh + d$	$18 \cdot 2,6 + 2,2 = 49$
Длина одного зацепа, мм	l_0	Принимается конструктивно	25
Полная длина проволоки, мм	L	$l + 2l_0$	$1000 + 2 \cdot 25 = 1050$
Расчетное максимальное напряжение, Па	$\sigma_и$	$\frac{k_к M_3}{0,1 d^3}$	$\frac{1,11 \cdot 0,15}{0,1 \cdot (2,2 \cdot 10^{-3})^3} = 160 \cdot 10^6$. Проверка прочности: $160 < 170$
Плотность латуни, г/см³	ρ	—	8,66
Масса пружины, г	m	$0,785 d^2 L \rho$	$0,785 \cdot 0,22^2 \cdot 105 \cdot 8,66 = 34,5$



1. Модуль упругости 100 ГПа
2. Твердость 20 $HRC_э$
3. Напряжение нормальное при изгибе (максимальное) — 160 МПа
4. Длина развернутой пружины — 1050 мм
5. Число рабочих витков — 18
6. Направление навивки — правое
Проволока ДКРНП 2,2 Л80 ГОСТ 1066—80
Масса — 34,5 г

Рис. 3.47. Пример оформления чертежа пружины кручения

перемещения. При чистом изгибе, когда действует только изгибающий момент (рис. 3.48, *а*), ось пружины принимает форму дуги окружности и все сечения рассматриваются как равноопасные. Оценка прочности для этого вида нагружения ведется по нормальным напряжениям изгиба без учета кривизны витков

$$\sigma = M_и/(0{,}1d^3) \leqslant [\sigma].$$

Угол поворота свободного торца пружины относительно закрепленного под действием изгибающего момента определяется формулой

$$\psi = 32\,(2 + \mu \cos^2 \alpha)\, M_и D_0 z/(Ed^4 \cos \alpha).$$

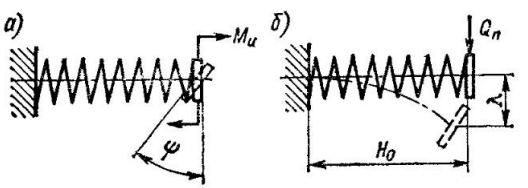


Рис. 3.48. Схемы нагружения пружин изгиба

Прочность пружины при действии поперечной силы $Q_п$ (рис. 3.48, *б*) оценивается также по нормальным напряжениям, возникающим на периферийных точках сечения,

$$\sigma = Q_п \sqrt{D_0^2 + 4H_0} \,/\, (0{,}2d^3) \leqslant [\sigma].$$

В этом случае нагружения происходит не только поворот витков, но и их сдвиг относительно друг друга, способствующий дополнительному прогибу свободного конца. Суммарный прогиб, обусловленный изгибом и сдвигом витков, определяется уравнением

$$\lambda = 8Q_п D_0 z \left[4(2 + \mu) H_0^2 + D_0^2\right]/(Ed^4).$$

Приведенные формулы справедливы для пружин, изготовленных из проволоки, с параметрами: d — диаметр проволоки, α — угол подъема винтовой линии, D_0 — средний диаметр пружины, z — число рабочих витков, H_0 — высота пружины в свободном состоянии. Следует отметить, что данные формулы пригодны для расчета пружин с малым углом α, а также для тех случаев нагружения, когда деформация пружины происходит без соприкосновения витков на одной стороне.

Литература [2, 4, 29].

3.6. Прорезные пружины

Прорезные пружины изготавливают фрезерованием сквозных пазов в цилиндрических трубах, получая конструкции в виде плоских колец, соединенных короткими перемычками (рис. 3.49). Конструкции пружин могут быть разъемными, составленными из последовательно чередующихся плоских колец и перемычек. В неразъемном варианте прорезные пружины работают на сжатие и растяжение. Для пружин растяжения на концах предусматривают резьбовые участки.

Основные геометрические параметры прорезных пружин: D — наружный диаметр, a — ширина и b — толщина

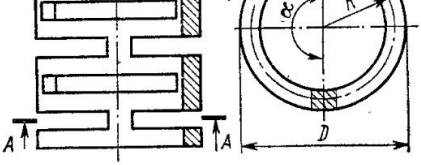


Рис. 3.49. Прорезная пружина

кольца, R — средний радиус, $R = 0{,}5\,(D - a)$. При числе прорезей z расчетный центральный угол одной прорези определяется без учета ширины перемычек как $\alpha = 2\pi/z$ (при двух прорезях $\alpha = \pi$).

Под действием осевой силы Q поперечное сечение кольца испытывает изгиб и кручение. С учетом моментов инерции поперечного сечения при изгибе и кручении $J_0 = ab^3/12$; $J_p = b^4\,(k - 0{,}63)/3$, где $k = a/b$, в расчетах соотношение жесткостей при $E/G = 2\,(1 + \mu) = 2{,}6$ представляется безразмерным коэффициентом

$$k_1 = C_и/C_{кр} = EJ_0/GJ_p = 0{,}65k/(k - 0{,}63).$$

Осевое перемещение торцов пружины с числом колец i под действием сжимающей или растягивающей силы Q рассчитывают по формуле

$$\lambda = \varkappa QR^3 i/(zC_и).$$

Здесь

$$\varkappa = k_1\,[(\alpha/4) - (1 - k_2)\,\mathrm{tg}\,(\alpha/4)\,],$$

где

$$k_2 = 1 - \frac{k_1 \sin(\alpha/2)\,[1 + \mathrm{tg}^2(\alpha/4)]}{(k_1 - 1)\,\mathrm{tg}(\alpha/4) + (k_1 + 1)\,[1 + \mathrm{tg}^2(\alpha/4)]\,(\alpha/4)}.$$

Оценка прочности прорезных пружин ведется по энергетической теории прочности

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma_и^2 + 3\tau_{кр}^2} \leqslant [\sigma].$$

Наиболее опасными являются сечения, расположенные в местах перехода кольца к перемычке, где действуют максимальные напряжения изгиба $\sigma_и = M_и/W_0$ и напряжения кручения $\tau_{кр} = M_{кр}/W_p$.

Изгибающие и крутящие моменты в опасных сечениях рассчитывают по формулам:

$$M_и = 0{,}5\,(1 - k_2)\,\mathrm{tg}\,(\alpha/4)\,QR/z;$$

$$M_{кр} = 0{,}5k_2QR/z.$$

Моменты сопротивления поперечного сечения кольца при изгибе и кручении равны:

$$W_0 = ab^2/6; \quad W_p = (k - 0{,}63)\,b^3/3.$$

Прорезные пружины по сравнению с винтовыми цилиндрическими пружинами при одинаковых габаритных

размерах и равных площадях поперечных сечений имеют в 10 и более раз бóльшую жесткость и обладают повышенной продольной устойчивостью.

Литература [29].

3.7. Витые фасонные пружины

Фасонные пружины выполняют функции упругих элементов переменной жесткости. В зависимости от формы поверхности, на образующей которой расположена ось витков, фасонные пружины подразделяются на конические (рис. 3.50, *а*) и параболоидные (рис. 3.50, *б*). Витки фасонных пружин часто имеют круглое поперечное сечение, но применяют также и телескопические пружины (рис. 3.50, *в*), навитые из ленты с вытянутым прямоугольным поперечным сечением.

Упругая характеристика винтовых цилиндрических пружин на рабочем участке *ОА* (кривая *I*, рис. 3.51) линейна. При достижении некоторой максимальной нагрузки Q_2 посадка всех витков друг на друга происходит одновременно. Упругая характеристика фасонных пружин на начальном участке *ОБ* (кривая *II*, рис. 3.51), когда витки не соприкасаются, близка к линейной. Сила Q_1 соответствует началу посадки витков. После посадки витки теряют способность деформироваться и жесткость пружины возрастает. Посадка витков происходит постепенно (участок *БВ*), при этом наибольшие перемещения имеют витки большего радиуса. Под действием силы Q_3 пружина сжата до предельного состояния. Для определения полного прогиба фасонных пружин необходимо учитывать монотонную посадку витков на затухающем участке упругой характеристики. Минимальная высота фасонных пружин в сжатом состоянии может быть равна диаметру проволоки (или ширине ленты). Это достигается в том случае, когда все витки при посадке на опорную поверх-

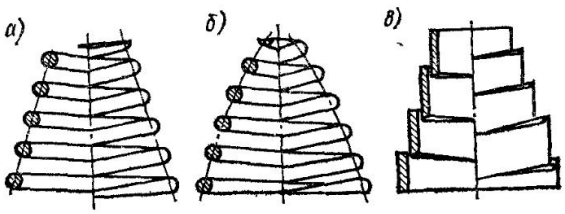


Рис. 3.50. Витые пружины переменной жесткости

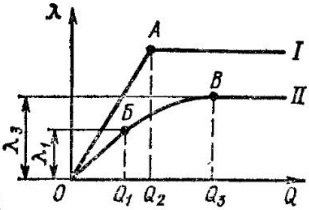


Рис. 3.51. Упругие характеристики витых цилиндрических и фасонных пружин

ность входят один в другой с небольшим зазором.

Конические пружины навивают в двух вариантах: с постоянным шагом и постоянным углом подъема винтовой линии.

Проекция оси витков конической пружины *с постоянным шагом* на опорную плоскость имеет вид архимедовой спирали (рис. 3.52), радиус которой зависит от полярного угла φ:

$$r = r_1 + [(r_2 - r_1)/(2\pi z)]\,\varphi,$$

где r_1 и r_2 — наименьший и наибольший средний радиус пружины. Развертка таких пружин на плоскости представляет собой квадратную параболу, длина которой с учетом переменного угла подъема винтовой линии α приближенно определяется по формуле

$$l = S/\cos\alpha_{ср},$$

где S — длина дуги архимедовой спирали, $S = (r_1 + r_2)\,\pi z$; $\alpha_{ср}$ — средний угол подъема винтовой линии.

При сжатии пружины, если $r_2 - r_1 \geqslant zd$, все витки последовательно садятся на опорную плоскость ($H_p = 0$). Если $r_2 - r_1 < zd$, то при сжатии пружины витки са-

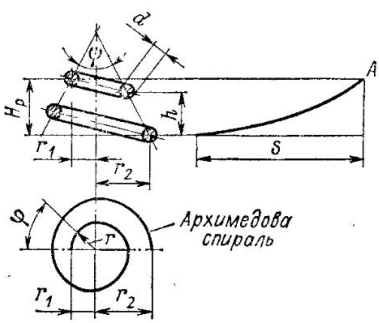


Рис. 3.52. Геометрические параметры конических пружин с постоянным шагом

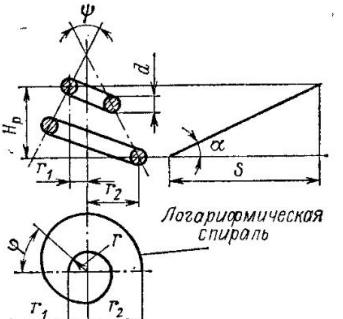


Рис. 3.53. Геометрические параметры конических пружин с постоянным углом подъема винтовой линии

3.48. Формулы для расчета параметров конических пружин с постоянным шагом (h = const)

Расчетный параметр	Условие посадки	
	$r_2 - r_1 > zd$	$r_2 - r_1 < zd$
Q_1	$\dfrac{GJ_p H_p}{2\pi z r_2^3}$	$\dfrac{GJ_p (H_p - H_c)}{2\pi z r_2^3}$
Q_3	$Q_1/\varkappa^3$	
λ (при $Q \leqslant Q_1$)	$\dfrac{\pi z Q (r_1 + r_2)(r_1^2 + r_2^2)}{2GJ_p}$	
λ_1	$0{,}25 (1 + \varkappa)(1 + \varkappa^2) \times H_p$	$0{,}25 (1 + \varkappa)(1 + \varkappa^2) \times (H_p - H_c)$
λ (при $Q_1 \leqslant Q \leqslant Q_3$)	$\dfrac{0{,}25 H_p}{1 - \varkappa}\left(4 - 3 \times \sqrt{\dfrac{Q_1}{Q}} - \dfrac{Q}{Q_1}\varkappa^4\right)$	$\dfrac{0{,}25 (H_p - H_c)}{1 - \varkappa}\left(4 - 3\sqrt{\dfrac{Q_1}{Q}} - \dfrac{Q}{Q_1}\varkappa^4\right)$
r_p	$r_2 \sqrt[3]{Q_1/Q}$	

дятся друг на друга. Расчетная высота предельно сжатой пружины в этом случае равна

$$H_c = \sqrt{(zd)^2 - (r_2 - r_1)^2}.$$

Условия посадки определяют различия в расчетах основных параметров фасонных пружин (табл. 3.48).

Развертка оси витков конической пружины *с постоянным углом подъема* винтовой линии представляет собой прямую (рис. 3.53), а проекция этой оси на опорную плоскость — логарифмическую спираль с радиусом

$$r = r_1 e^{\varepsilon\varphi},$$

где $\varepsilon = \ln (r_2/r_1)/(2\pi z)$.

Шаг пружины является переменной величиной и при угле образующего конуса $\operatorname{ctg}(\psi/2) = H_p/(r_2 - r_1)$ рассчитывается по формуле

$$h = r_1 e^{\varepsilon\varphi}\left(e^{2\pi\varepsilon} - 1\right)\operatorname{ctg}(\psi/2).$$

Длина проволоки развернутой пружины

$$l = H_p/\sin\alpha.$$

При расчете сил и перемещений конических пружин с постоянным углом подъема винтовой линии (табл. 3.49)

3.49. Формулы для расчета параметров конических пружин с постоянным углом подъема винтовой линии ($\alpha = \text{const}$)

Расчетный параметр	Соотношение радиусов		
	$r_1 > r_\varepsilon$	$r_1 \leqslant r_\varepsilon$	$r_2 \leqslant r_\varepsilon$
		$r_2 - r_1 > zd$ | $r_2 - r_1 < zd$	
Q_1	$\dfrac{GJ_p\varepsilon H_p}{r_2^2(r_2 - r_1)}$		$\dfrac{GJ_p\varepsilon}{r_2^2}\left[\dfrac{H_p}{r_2 - r_1} - \sqrt{\left(\dfrac{d}{2\pi\varepsilon r_2}\right)^2 - 1}\right]$
Q_3	$\dfrac{Q_1}{\varkappa^2}$	$\dfrac{GJ_p\varepsilon}{r_1^2}\left[\dfrac{H_p}{r_2 - r_1} - \sqrt{\left(\dfrac{d}{2\pi\varepsilon r_1}\right)^2 - 1}\right]$	
λ (при $Q \leqslant Q_1$)	$Q(r_2^3 - r_1^3)/(3GJ_p\varepsilon)$		
λ_1	$(1 - \varkappa^3) H_p/[3(1 - \varkappa)]$		$\dfrac{Q_1(r_2^3 - r_1^3)}{3G \cdot J_p\varepsilon}$
λ (при $Q_1 \leqslant Q \leqslant Q_3$)	$\dfrac{H_p}{3(1 - \varkappa)}\left(3 - 2\sqrt{\dfrac{Q_1}{Q}} - \dfrac{Q}{Q_1}\varkappa^3\right)$	—	$\dfrac{H_p - H_c}{3(1 - \varkappa)}\left(3 - 2\sqrt{\dfrac{Q_0}{Q}} - \dfrac{Q}{Q_0}\varkappa^3\right)$, $Q_0 = \dfrac{GJ_p\varepsilon(H_p - H_c)}{r_2^2(r_2 - r_1)}$
r_p	$r_2\sqrt{Q_1/Q}$	—	$r_2\sqrt{Q_0/Q}$

применяется радиус $r_\varepsilon = d/[2\pi\varepsilon(1 + \pi\varepsilon)]$, определяющий границы смены посадки.

Параболоидные пружины имеют постоянный угол подъема винтовой линии, проекция которой на опорную плоскость имеет вид архимедовой спирали. Шаг такой пружины является переменной величиной:

$$h = 2\pi\left(r + \frac{r_2 - r_1}{2z}\right)\operatorname{tg}\alpha.$$

Длина проволоки развернутой пружины

$$l = \pi z(r_1 + r_2)/\cos\alpha.$$

Формулы для расчета параметров параболоидных пружин даны в табл. 3.50. В табл. 3.48—3.50 приняты обо-

3.50. Формулы для расчета параметров параболоидных пружин

Расчетный параметр	Условие посадки	
	$r_2 - r_1 > zd$	$r_2 - r_1 < zd$
Q_1	$\dfrac{GJ_p H_p}{\pi z r_2^2 (r_1 + r_2)}$	$\dfrac{GJ_p}{\pi z r_2^2}\left(\dfrac{H_p}{r_1 + r_2} - \dfrac{H_c}{2r_2}\right)$
Q_3	$\dfrac{Q_1}{\varkappa^2}$	$\dfrac{GJ_p}{\pi z r_1^2}\left(\dfrac{H_p}{r_1 + r_2} - \dfrac{H_c}{2r_1}\right)$
λ (при $Q \leqslant Q_1$)	$\pi z Q (r_1 + r_2)(r_1^2 + r_2^2)/(2GJ_p)$	
λ_1	$0{,}5 (1 + \varkappa^2) H_p$	$\dfrac{\pi z Q_1 (r_1 + r_2)(r_1^2 + r_2^2)}{2GJ_p}$
λ (при $Q_1 \leqslant Q \leqslant Q_3$)	$\dfrac{0{,}5 H_p}{1 - \varkappa^2}\left(2 - \dfrac{Q_1}{Q} - \dfrac{Q}{Q_1}\varkappa^4\right)$	$\dfrac{0{,}5 (H_p - H_c)}{1 - \varkappa^2} \times$ $\times \left(2 - \dfrac{Q_0}{Q} - \dfrac{Q}{Q_0}\varkappa^4\right)$, $Q_0 = \dfrac{GJ_p (H_p - H_c)}{\pi z r_2^2 (r_1 + r_2)}$
r_p	$r_2\sqrt{Q_1/Q}$	$r_2\sqrt{Q_0/Q}$

значения: G — модуль сдвига, J_p — полярный момент инерции поперечного сечения, $J_p = \pi d^4/32$; $\varkappa$ — параметр, учитывающий соотношение радиусов, $\varkappa = r_1/r_2$.

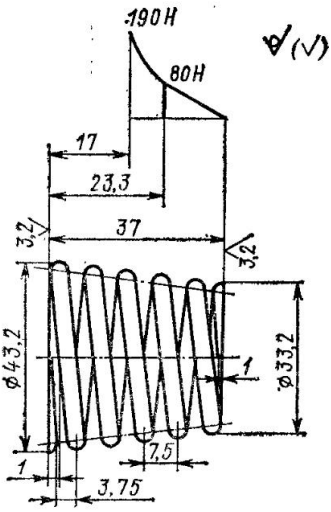
В расчетах на прочность фасонных пружин, изготовленных из проволоки, используются формулы для винтовых цилиндрических пружин сжатия (см. табл. 3.40), в которых вместо среднего диаметра D_0 применяют $2r_p$. Расчетный радиус r_p лежит в пределах $r_1 \leqslant r_p \leqslant r_2$ и зависит от приложенной нагрузки (табл. 3.48—3.50). При проверочных расчетах на прочность следует вычислять касательные напряжения, возникающие в сечениях витков наибольшего радиуса (r_2) и наибольшей кривизны (r_1).

Один из вариантов последовательности расчета фасонных пружин рассмотрен на примере расчета конической пружины с постоянным шагом (табл. 3.51). Исходные данные для расчета: наибольший радиус $r_2 = 20$ мм; сила,

3.51. Пример расчета конических пружин сжатия с постоянным шагом

Параметр	Обозначение	Формула, таблица	Численное значение
Отношение радиусов (принимается в пределах 0,5—0,9)	$\varkappa$	r_1/r_2	0,75
Наименьший радиус, мм	r_1	$\varkappa r_2$	$0{,}75 \cdot 20 = 15$
Предел прочности при растяжении проволоки, МПа	$\sigma_{пч}$	—	1500
Допускаемое напряжение, МПа	$[\tau]$	$0{,}5\sigma_{пч}$	$0{,}5 \cdot 1500 = 750$
Индекс пружины (принимается предварительно)	q	—	6
Коэффициент кривизны витка	k	$\frac{4q-1}{4q-4} + \frac{0{,}615}{q}$	$\frac{4 \cdot 6 - 1}{4 \cdot 6 - 4} + \frac{0{,}615}{6} = 1{,}2$
Диаметр проволоки, м	d	$1{,}6\sqrt{\frac{Q_3 kq}{[\tau]}}$	$1{,}6\sqrt{\frac{190 \cdot 1{,}2 \cdot 6}{750 \cdot 10^6}} \approx 2{,}5 \cdot 10^{-3}$
Наименьший индекс пружины	q_1	$\frac{2r_1}{d}$	$\frac{2 \cdot 15}{2{,}5} = 12$
Коэффициент кривизны витка	k	$\frac{4q_1-1}{4q_1-4} + \frac{0{,}615}{q_1}$	$\frac{4 \cdot 12 - 1}{4 \cdot 12 - 4} + \frac{0{,}615}{12} = 1{,}12$
Наибольшее напряжение, Па	τ_{max}	$\frac{8Q_3 k q_1}{\pi d^2}$	$\frac{8 \cdot 190 \cdot 1{,}12 \cdot 12}{3{,}14 \cdot (2{,}5 \cdot 10^{-3})^2} = 1040 \cdot 10^6$. Проверка прочности: $1040 > 750$
Диаметр проволоки (увеличенный), мм	d	—	3,2
Наименьший индекс пружины	q_1	$\frac{2r_1}{d}$	$\frac{2 \cdot 15}{3{,}2} = 9{,}38$
Коэффициент кривизны витка	k_1	$\frac{4q_1-1}{4q_1-4} + \frac{0{,}615}{q_1}$	$\frac{4 \cdot 9{,}38 - 1}{4 \cdot 9{,}38 - 4} + \frac{0{,}615}{9{,}38} = 1{,}16$
Напряжение в витках наибольшей кривизны, Па	τ_{max}	$\frac{8Q_3 k_1 q_1}{\pi d^2}$	$\frac{8 \cdot 190 \cdot 1{,}16 \cdot 9{,}38}{3{,}14 \cdot (3{,}2 \cdot 10^{-3})^2} = 514 \cdot 10^6$. Проверка прочности: $514 < 750$
Наибольший индекс пружины	q_2	$\frac{2r_2}{d}$	$\frac{2 \cdot 20}{3{,}2} = 12{,}5$
Коэффициент кривизны витка	k_2	$\frac{4q_2-1}{4q_2-4} + \frac{0{,}615}{q_2}$	$\frac{4 \cdot 12{,}5 - 1}{4 \cdot 12{,}5 - 4} + \frac{0{,}615}{12{,}5} = 1{,}12$
Напряжение в витках наибольшего радиуса, Па	τ_{max}	$\frac{8Q_3 k_2 q_2}{\pi d^2}$	$\frac{8 \cdot 190 \cdot 1{,}12 \cdot 12{,}5}{3{,}14\,(3{,}2 \cdot 10^{-3})^2} = 662 \cdot 10^6$. Проверка прочности: $662 < 750$
Наружный диаметр пружины, мм:			
наименьший	D_{min}	$2r_1 + d$	$2 \cdot 15 + 3{,}2 = 33{,}2$
наибольший	D_{max}	$2r_2 + d$	$2 \cdot 20 + 3{,}2 = 43{,}2$

Параметр	Обозначение	Формула, таблица	Численное значение
Модуль сдвига, ГПа	G	Табл. 3.41	87
Полярный момент инерции поперечного сечения, м^4	J_p	$\frac{\pi d^4}{32}$	$\frac{3{,}14\,(3{,}2\cdot10^{-3})^4}{32} = 10{,}29\cdot10^{-12}$
Сила, при которой начинается посадка витков, Н	Q_1	$\varkappa^3 Q_3$	$0{,}75^3\cdot190 = 80$
Рабочее число витков	z	$\frac{GJ_p\lambda_3}{2\pi r_2^3 Q_1}$	$\frac{87\cdot10^9\cdot10{,}3\cdot10^{-12}\cdot20\cdot10^{-3}}{2\cdot3{,}14\,(20\cdot10^{-3})^3\cdot80} = 4{,}5$
Высота пружины, мм:			
в предельно сжатом состоянии	H_c	$\sqrt{(zd)^2 - (r_2 - r_1)^2}$	$\sqrt{(4{,}5\cdot3{,}2)^2 - (20-15)^2} = 13{,}5$
расчетная в ненагруженном состоянии	H_p	$H_c + \lambda_3$	$13{,}5 + 20 = 33{,}5$
Шаг пружины, мм	h	H_p/z	$33{,}5/4{,}5 = 7{,}5$
Число витков:			
опорных	z_2	—	1,5
полное	z_0	$z + z_2$	$4{,}5 + 1{,}5 = 6$
Фактическая высота пружины в ненагруженном состоянии, мм	H_0	$zh + d$	$4{,}5\cdot7{,}5 + 3{,}2 = 36{,}95$
Осадка пружины, соответствующая началу посадки витков, мм	λ_1	$0{,}25\,(1+\varkappa)\times(1+\varkappa^2)\,\lambda_3$	$0{,}25\,(1 + 0{,}75)\,(1 + 0{,}75^2)\times 20 = 13{,}65$
Высота пружины, мм:			
в момент начала посадки витков	H_1	$H_0 - \lambda_1$	$36{,}95 - 13{,}65 = 23{,}3$
при полном сжатии витков	H_3	$H_0 - \lambda_3$	$36{,}95 - 20 = 16{,}95$
Угол подъема винтовой линии, град:			
наименьший	α_{min}	$\operatorname{arctg}\frac{h}{2\pi r_2}$	$\operatorname{arctg}\frac{7{,}5}{2\cdot3{,}14\cdot20} = 3°25'$
наибольший	α_{max}	$\operatorname{arctg}\frac{h}{2\pi r_1}$	$\operatorname{arctg}\frac{7{,}5}{2\cdot3{,}14\cdot15} = 4°35'$
средний	α_{cp}	$\frac{\alpha_{min} + \alpha_{max}}{2}$	$\frac{3°25' + 4°35'}{2} = 4°$
Длина развернутой проволоки, мм	l	$\frac{\pi z_0 (r_1 + r_2)}{\cos\alpha_{cp}}$	$\frac{3{,}14\cdot6\,(15+20)}{\cos 4°} = 661$
Плотность стали, г/см^3	ρ	—	7,8
Масса пружины, г	m	$0{,}785 d^2 l\rho$	$0{,}785\cdot0{,}32^2\cdot66{,}1\cdot7{,}8 = 40{,}5$



1. Модуль сдвига — 87 ГПа
2. Твердость — 47 $HRC_э$
3. Напряжение касательное при кручении (максимальное) — 514 МПа
4. Длина развернутой пружины — 661 мм
5. Число рабочих витков — 4,5
6. Число витков полное — 6
7. Направление навивки — правое
Проволока 60С2А—Е—Н—ХН—3,20 ГОСТ 14963—78
Масса — 40,5 г

Рис. 3.54. Пример оформления чертежа конической пружины

необходимая для предельного сжатия пружины, $Q_3 =$ $= 190$ Н; осадка пружины при действии силы Q_3 $\lambda_3 =$ $= 20$ мм; в состоянии предельного сжатия витки должны садиться друг на друга ($r_2 - r_1 \leqslant zd$); проволока из стали марки 60С2А по ГОСТ 14963—78*. Чертеж конической пружины с постоянным шагом на основе полученных расчетных значений представлен на рис. 3.54.

Литература [2, 29].

3.8. Разрезные кольца

Пружинные разрезные кольца широко применяют для закрепления деталей на валах, осях или в корпусах различных устройств (рис. 3.55). Они отличаются простотой конструкции, низкой стоимостью, удобством при сборке и разборке соединений. Сборку соединений осуществляют перемещением *внутреннего* разрезного кольца вдоль оси отверстия в корпусе (рис. 3.55, *а*) или перемещением *наружного* разрезного кольца вдоль оси цилиндрического стержня (рис. 3.55, *б*) до совмещения с соответствующей канавкой. В некоторых соединениях наружные кольца могут быть установлены в канавки валов при радиальном перемещении. Зазоры в соединениях кольца

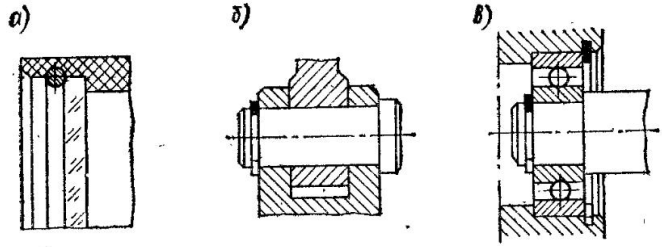


Рис. 3.55. Закрепления деталей с помощью пружинных разрезных колец

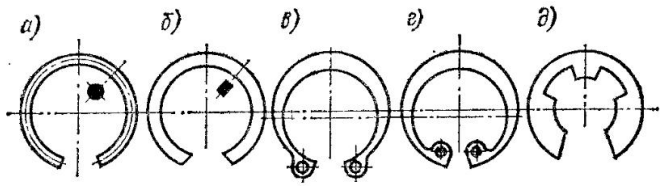


Рис. 3.56. Типы пружинных разрезных колец

с канавкой устраняются за счет упругих свойств материалов колец.

Конструкции пружинных колец подразделяются на два основных типа: *проволочные* с круглым поперечным сечением (рис. 3.56, *а*) и *плоские* с прямоугольными поперечными сечениями (рис. 3.56, *б*). Плоские кольца могут быть *концентрическими* (рис. 3.56, *б*), *эксцентрическими* (рис. 3.56, *в*, *г*), а также в виде фигурных шайб (рис. 3.56, *д*).

Проволочные кольца устанавливают в наружную (рис. 3.57, *а*) и во внутреннюю (рис. 3.57, *б*) канавки на глубину, равную половине диаметра проволоки *d*. Эта



Рис. 3.57. Геометрические параметры проволочных колец

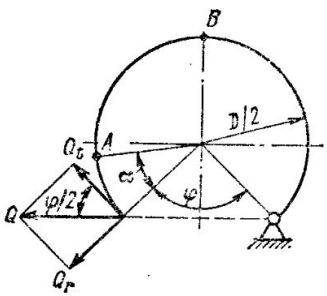


Рис. 3.58. Расчетная схема разрезного кольца

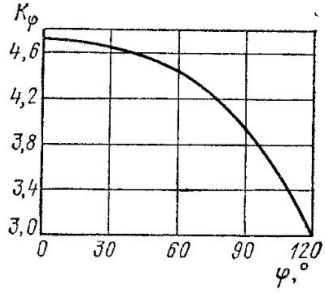


Рис. 3.59. График для определения коэффициента k_φ

глубина является оптимальной, так как при большей глубине трудно обеспечить точность относительного положения соединяемых деталей, а при меньшей глубине кольцо под действием осевой силы может выйти из канавки. Деформация проволочных колец при их рабочих перемещениях в процессе сборки и разборки определяется параметром $\varkappa = D/d$ и углом φ (рис. 3.57, *в*).

Составляющие полного перемещения незакрепленного конца пружины рассчитываются с помощью интеграла Мора: в радиальном направлении

$$\lambda_r = \int_l \frac{M_{ir} M_{1r}}{EJ_0}\, dz$$

и по касательной

$$\lambda_t = \int_l \frac{M_{it} M_{1t}}{EJ_0}\, dz,$$

где l — длина кольца; E — модуль упругости материала; J_0 — осевой момент инерции поперечного сечения, $J_0 = \pi d^4/64$; $M_и$ — изгибающие моменты в произвольном поперечном сечении (точка A) от действия сил Q_r и Q_t (рис. 3.58) $M_{ir} = Q_r 0{,}5D \sin\alpha$; $M_{it} = Q 0{,}5D\,(1 - \cos\alpha)$; M_1 — изгибающие моменты от действия единичной силы, $M_{1r} = 1 \cdot 0{,}5D \sin\alpha$; $M_{1t} = 1 \cdot 0{,}5D\,(1 - \cos\alpha)$.

После интегрирования получим размер полного перемещения незакрепленного конца, равный взаимному перемещению концов кольца:

$$\lambda = \sqrt{\lambda_r^2 + \lambda_t^2} = QD^3 k_1/(8EJ_0). \qquad (3.17)$$

Здесь коэффициент k_1 зависит только от угла φ:

$$k_1 = \sqrt{(3\pi - 1{,}5\varphi + 2\sin\varphi - 0{,}25\sin 2\varphi)^2\cos^2(0{,}5\varphi) + (\pi - 0{,}5\varphi + 0{,}25\sin 2\varphi)^2\sin^2(0{,}5\varphi)}.$$

При сжатии кольца изменяется только направление силы Q на противоположное, а линия ее действия остается прежней, поэтому зависимость (3.17) справедлива при установке кольца как в наружную, так и во внутреннюю канавку.

Наибольшие напряжения изгиба при деформации кольца возникают в сечении, соответствующем точке B, где действует максимальный момент

$$M_{max} = Q0{,}5D\ [1 + \cos(0{,}5\varphi)].$$

Подставляя в условие прочности на изгиб $\sigma_и = M_{max}/W_0 \leqslant [\sigma]_и$ величину Q, полученную из (3.17), выразим расчетные напряжения через перемещение

$$\sigma_и = 2E\lambda/(\varkappa D k_\varphi) \leqslant [\sigma]_и, \qquad (3.18)$$

где коэффициент k_φ можно определить по формуле $k_\varphi = k_1/[1 + \cos(0{,}5\varphi)]$ или по графику (рис. 3.59).

Анализ уравнения (3.18) показывает, что для отыскания оптимального значения параметра $\varkappa$ при различных вариантах сборки следует знать полное перемещение λ. При расчете требуемых для сборки перемещений концов кольца можно исходить из допущения, что жесткость кольца мала и, деформируясь, оно сохраняет свою концентричность. Тогда при сборке в осевом направлении в наружную проточку средний диаметр кольца увеличится до $(D + d)$, угол φ — до $\varphi_н$, а полное взаимное перемещение концов будет иметь некоторое значение $\lambda_н$ (рис. 3.60). При сборке во внутреннюю канавку кольцо сузится, средний

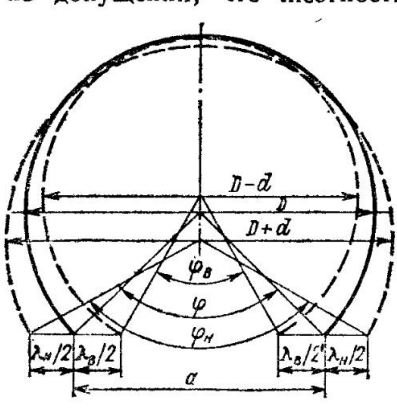


Рис. 3.60. Деформация разрезного кольца при сборке

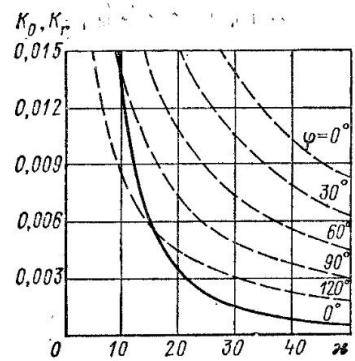


Рис. 3.61. Графики для определения параметра $\varkappa$:
——— — k_0; — — — — k_r

диаметр уменьшится до $(D-d)$, угол φ — до $\varphi_в$, а перемещение концов будет равно $\lambda_в$.

Из условия постоянства длины кольца

$$l = 0{,}5D\,(2\pi - \varphi) = 0{,}5\,(D+d)\,(2\pi - \varphi_н) = 0{,}5\,(D-d)\,(2\pi - \varphi_в)$$

определяются значения углов

$$\varphi_н = (2\pi + \varkappa\varphi)/(1+\varkappa);$$
$$\varphi_в = (2\pi - \varkappa\varphi)/(1-\varkappa),$$

и перемещений:

$$\lambda_{н\,(в)} = D\left[\frac{1 \pm \varkappa}{\varkappa}\sin\frac{2\pi \pm \varkappa\varphi}{2\,(1 \pm \varkappa)} \mp \sin(0{,}5\varphi)\right].$$

Верхний знак в этом уравнении принимается при определении перемещения $\lambda_н$, а нижний — при определении $\lambda_в$.

Подставляя в (3.18) значения $\lambda_{н\,(в)}$, получим напряжения изгиба в опасном сечении кольца

$$\sigma_и = \frac{2E}{\varkappa k_\varphi}\left[\frac{1 \pm \varkappa}{\varkappa}\sin\frac{2\pi \pm \varkappa\varphi}{2\,(1 \pm \varkappa)} \mp \sin(0{,}5\varphi)\right] \leqslant [\sigma]_и. \quad (3.19)$$

Расчеты по (3.19) показывают, что напряжения изгиба при сборке кольца в осевом направлении определяются в основном параметром $\varkappa$, а влияние варианта сборки и угла φ невелико. Это позволяет для ориентировочного выбора параметра $\varkappa$ использовать график (рис. 3.61), который построен с учетом принятых упрощений по зависимости (3.19), приведенной к виду

$$k_0 = \frac{[\sigma]_и}{E} = 0{,}425\,\frac{1+\varkappa}{\varkappa}\sin\frac{\pi}{1+\varkappa}.$$

Если кольцо устанавливают в наружную канавку в радиальном направлении, то взаимное перемещение его концов должно быть равно

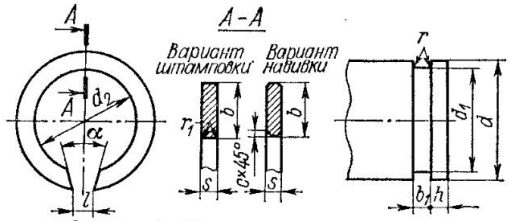
$$\lambda = (D-d) - (D-d)\sin(0{,}5\varphi) = D\,[1 - (1/\varkappa)]\,[1 - \sin(0{,}5\varphi)].$$

3.52. Пример расчета проволочных разрезных колец

Параметр	Обозначение	Формула, таблица, график	Численное значение
Диаметр проволоки *, мм	d	$\frac{D}{\varkappa}$	$\frac{10}{30} = 0{,}33$
Предел прочности, ГПа	$\sigma_{пч}$	Табл. 3.28	2,25—2,70
Допускаемое напряжение, ГПа	$[\sigma]_и$	$(0{,}6 \div 0{,}65)\,\sigma_{пч}$	$0{,}6 \cdot 2{,}25 = 1{,}35$
Модуль упругости, ГПа	E	Табл. 3.41	210
Коэффициент	k_r	$\frac{[\sigma]_и}{E}$	$\frac{1{,}35}{210} = 0{,}00643$
Параметр при угле $\varphi = 60°$	$\varkappa$	Рис. 3.61	34
Диаметр проволоки, мм	d	$\frac{D}{\varkappa}$	$\frac{10}{34} = 0{,}3$
Предел прочности, ГПа	$\sigma_{пч}$	Табл. 3.28	2,30—2,75
Допускаемое напряжение, ГПа	$[\sigma]_и$	$0{,}6\sigma_{пч}$	$0{,}6 \cdot 2{,}3 = 1{,}38$
Коэффициент	k_φ	Рис. 3.59	4,42
Максимальные напряжения, ГПа	$\sigma_и$	$\frac{2E}{\varkappa k_\varphi}\left(1 - \frac{1}{\varkappa}\right)\left(1 - \sin\frac{\varphi}{2}\right)$	$\frac{2 \cdot 210}{34 \cdot 4{,}42}\left(1 - \frac{1}{34}\right)\left(1 - \sin\frac{60°}{2}\right) = 1{,}35.$ Проверка прочности: $1{,}35 \leqslant 1{,}38$

* Ориентировочно принято значение $\varkappa = 30$.

3.53. Размеры наружных концентрических колец, канавок для них, мм, и допускаемые осевые нагрузки



$\alpha = 60° \pm 5°$ для $d \leq 58$ мм
$\alpha = 90° \pm 5°$ для $d > 58$ мм

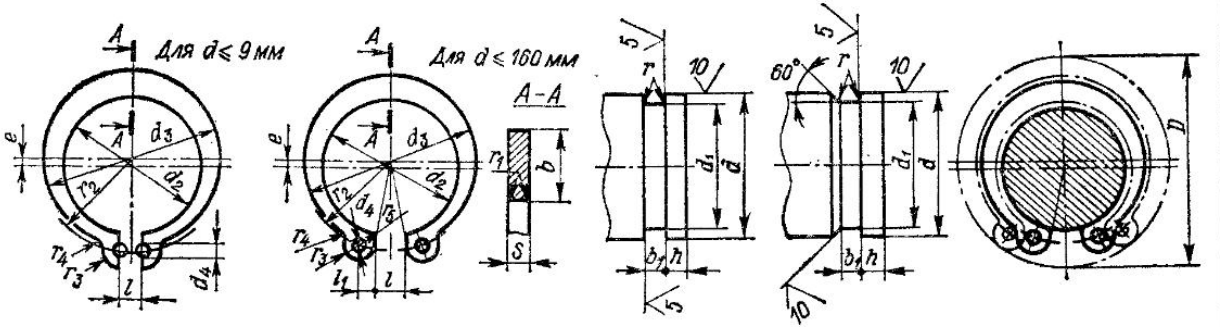
d	d_2 ном.	d_2 пред. откл.	s	b	l	d_1 ном.	d_1 пред. откл.	b_1	h	$[Q]$, кН	Масса 1000 шт., кг
4	3,5		0,4	0,8		3,6		0,5		0,59	0,03
5	4,5	+0,075	0,6	0,8	0,8	4,6	−0,075	0,7	0,6	0,74	0,06
6	5,4		0,7	1,2		5,6		0,8		0,89	0,13
7	6,4		0,8	1,2	0,8	6,6		0,9	0,9	1,04	0,17
8	7,2	+0,09	1,0	1,7	2,0	7,5		1,2	0,75	1,50	0,18
9	8,2		1,0	1,7	2,0	8,5	−0,09	1,2	0,75	1,65	0,38
10	9,2		1,0	1,7	2,0	9,5		1,2	0,75	1,92	0,42
12	11,0		1,0	2,0	3,0	11,3		1,2	1,1	3,32	0,58
13	11,9		1,0	2,0	4,0	12,2		1,2	1,2	3,88	0,61
14	12,9		1,0	2,0	4,0	13,2		1,2	1,2	4,19	0,66
15	13,8	+0,18	1,0	2,0	4,0	14,1	−0,18	1,2	1,4	5,04	0,71
16	14,7		1,2	2,5	4,0	15,0		1,4	1,5	5,96	1,08
17	15,7		1,2	2,5	4,0	16,0		1,4	1,5	6,35	1,16
18	16,5		1,2	2,5	5,0	16,8		1,4	1,8	7,99	1,18
19	17,5		1,2	2,5	5,0	17,8		1,4	1,8	8,50	1,40

d	d_2 ном.	d_2 пред. откл.	s	b	l	d_1 ном.	d_1 пред. откл.	b_1	h	$[Q]$, кН	Масса 1000 шт., кг
20	18,2			3,2	5,0	18,6			2,1	10,4	1,85
22	20,2			3,2	5,0	20,6			2,1	11,5	2,02
23	21,1			3,2	5,0	21,5			2,3	12,5	2,08
24	22,1			3,2	5,0	22,5			2,3	13,4	2,18
25	23,1	+0,21	1,2	3,2	5,0	23,5	—0,21	1,4	2,3	14,0	2,86
26	24,0			4,0	6,0	24,5			2,3	14,5	2,90
28	25,8			4,0	6,0	26,5			2,3	15,7	3,13
29	26,5			4,0	6,0	27,5			2,3	16,6	3,33
30	27,8			4,0	6,0	28,5			2,3	16,9	3,34
32	29,5	+0,21	1,2	4,0	6,0	30,2	—0,25	1,4	2,7	21,6	3,53
34	31,4		1,2	4,0	6,0	32,2		1,4	2,7	22,0	3,80
35	32,2		1,7	5,0	6,0	33,0		1,9	3,0	26,2	7,29
36	33,0		1,7	5,0	8,0	34,0		1,9	3,0	26,9	7,36
37	34,0		1,7	5,0	8,0	35,0		1,9	3,0	27,7	7,71
38	35,0	+0,25	1,7	5,0	8,0	36,0	—0,25	1,9	3,0	28,4	7,78
40	36,5		1,7	5,0	8,0	37,5		1,9	3,8	38,2	8,11
42	38,5		1,7	5,0	8,0	39,5		1,9	3,8	39,0	8,51
45	41,5		1,7	5,0	8,0	42,5		1,9	3,8	42,0	9,14
46	42,5		1,7	5,0	8,0	43,5		1,9	3,8	43,0	9,26
48	44,5		1,7	5,0	8,0	45,5		1,9	3,8	45,0	9,87

Примечания: 1. Кольца для диаметров валов $d \geqslant 50$ мм имеют на концах отверстия. 2. Предельные отклонения размеров: s — h12, b — h14, b_1 — H13. 3. Радиусы закруглений r и r_1 приведены ниже:

d	r	r_1
	не более	
4—7	0,05	0,1
8—34	0,10	0,2
35—62	0,20	0,3

3.54. Размеры наружных эксцентрических колец, канавок для них, мм, и допускаемые осевые нагрузки



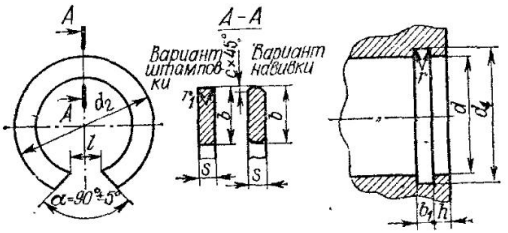
d	d_2 ном.	d_2 пред. откл.	d_3	s	r_2	$r_3 = l_1$	r_4	b	l	D	e	d_4	d_1 ном.	d_1 пред. откл.	b_1	h	[Q], кН	Масса 1000 шт., кг
4	3,7		5,06	0,4	3,0	1,7	1,6	0,9	0,6	9,0	0,22		3,8		0,5	0,30	0,294	0,022
5	4,7	+0,075	6,36	0,6	3,6	2,1	1,6	1,1	0,6	10,7	0,27	1,3	4,0	—0,075	0,7	0,30	0,363	0,066
6	5,6	—0,150	7,50	0,6	4,4	2,6	1,8	1,3	0,8	12,1	0,35		5,7		0,8	0,45	0,647	0,084
7	6,5		8,60		5,0	2,9		1,4	0,8	13,9	0,35		6,7			0,45	0,764	0,121
8	7,4	+0,09	9,50	0,8	5,7	3,1	2,0	1,5	0,8	15,1	0,45	1,4	7,6	—0,09	0,9	0,60	1,180	0,158
9	8,4	—0,18	10,90		6,2	3,2		1,7	1,0	16,1	9,45		8,6			0,60	1,370	0,240
10	9,3	+0,15	12,0	1,0	6,6	1,8	1,5	1,8	2,0	17,3	0,45	1,5	8,6	—0,09	1,2	0,60	1,470	0,340
11	10,2	—0,30	12,8		7,1		2,0		3,0	18,3	0,50		10,5	—0,18		0,75	2,060	0,410
12	11,0		13,6	1,0	7,6	1,8	2,0	1,8		19,4	0,5	1,7	11,5		1,2	0,75	2,160	0,500
13	11,9		14,9	1,0	8,1	1,8	2,0	2,0		20,6	0,5	1,7	12,4		1,2	0,90	2,840	0,530

14	12,9		16,1	1,0	8,6	1,8	2,0	2,1		21,8	0,5	1,7	13,4		1,2	0,90	3,040	0,640
15	13,8		17,2	1,0	9,1	1,8	2,0	2,2		23,0	0,5	1,7	14,3		1,2	1,1	3,820	0,670
16	14,7	+0,18	18,1	1,0	9,6	1,8	2,5	2,2	3,0	24,2	0,5	1,7	15,2	—0,18	1,2	1,2	4,600	0,700
17	15,7	—0,36	19,1	1,0	10,1	1,8	2,5	2,3		25,4	0,6	1,7	16,2		1,2	1,2	4,900	0,820
18	16,5		20,1	1,2	10,6	2,0	2,5	2,4		26,6	0,6	1,7	17,0		1,4	1,5	6,470	1,11
19	17,5		21,3	1,2	11,1	2,0	2,5	2,5		27,6	0,6	2,0	18,0		1,4	1,5	6,860	1,22
20	18,5		22,5	1,2	11,5	2,0		2,6		28,8	0,6	2,0	19,0	—0,21	1,4	1,5	7,250	1,30
22	20,5		24,7	1,2	12,5	2,0		2,8		31,4	0,7	2,0	21,0	—0,21	1,4	1,5	7,940	1,50
24	22,2		26,8	1,2	13,6	2,0		3,0		33,8	0,7	2,0	22,9	—0,21	1,4	1,7	9,640	1,77
25	23,2	+0,21	27,8	1,2	14,1	2,5	3,0	3,0	3,0	34,8	0,7	2,0	23,9	—0,21	1,4	1,7	10,0	1,90
26	24,2	—0,42	28,8	1,7	14,6	2,5		3,1		36,0	0,8	2,0	24,9	—0,21	1,4	1,7	10,4	1,96
28	25,9		30,7	1,7	15,5	2,5		3,2		38,4	0,8	2,0	26,6	—0,21	1,75	2,1	14,1	3,12
29	26,9		32,1	1,7	16,0	2,5		3,4		39,6	0,8	2,0	27,6	—0,21	1,75	2,1	14,7	3,54
30	27,9		33,1	1,7	16,5	2,5		3,5		41,0	0,9	2,0	28,6	—0,21	1,75	2,1	15,2	3,68
32	29,6		35,0	1,7	18,0	3,0		3,6		43,4	0,9	2,5	30,3	—0,25	1,75	2,6	19,6	3,78
34	31,5		37,3		19,0			3,8	3,0	45,8	0,9		32,3			2,6	20,9	4,06
35	32,2		38,0		19,4			3,9	6,0	47,2	1,0		33,0			3,0	25,2	4,27
36	33,2	+0,25	39,2	1,7	19,8	3,0	3,0	4,0	6,0	48,2	1,0	2,5	34,0	—0,25	1,75	3,0	25,9	5,03
37	34,2	—0,50	40,4		20,3			4,1	6,0	49,4	1,0		35,0			3,0	26,6	5,08
38	35,2		41,4		20,8			4,2	6,0	50,6	1,1		36,0			3,0	27,3	5,14
40	36,5		43,1	1,7	22,1	3,5		4,4		53,2	1,1		37,5				35,8	5,52
42	38,5	+0,39	45,3		23,1		3,0	4,5	6,0	56,2	1,1	2,5	39,5	—0,25	1,75	3,8	37,6	5,94
45	41,5	—0,78	48,5		24,6			4,7		59,6	1,2		42,5				40,5	6,85
48	44,5		52,1		26,1			5,0		63,0	1,2		45,5				43,1	7,23

Примечания: 1. Предельные отклонения размеров: s — h12; b, r_2 и d_3 — h14; d_4 и b_1 — H13; l — H14 2. Радиусы закруглений приведены ниже:

d	r	r_1	r_5
	не более		
4—6	0,05	0,1	1,0
7	0,1	0,1	1,0
8—30	0,1	0,2	1,0
32—34	0,1	0,2	2,0
35—62	0,2	0,3	2,0

3.55. Размеры внутренних концентрических колец, канавок для них, мм, и допускаемые осевые нагрузки



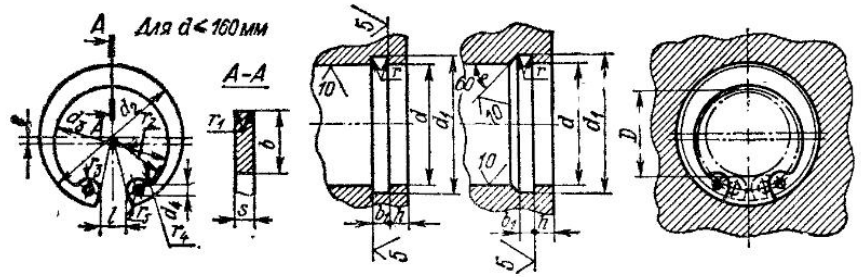
d	d ном.	d пред. откл.	s	b	l	d_1 ном.	d_1 пред. откл.	b_1	h	$[Q_0]$, кН	Масса 1000 шт., кг
8	8,8	−0,09	0,8	1,0	3,0	8,5	+0,09	0,9	0,75	1,65	0,14
9	9,8				3,5	9,5				1,73	0,18
10	10,8			1,3	3,5	10,5			0,75	1,92	0,29
11	11,8			1,3	4,0	11,5			0,75	2,13	0,32
12	13,0			1,7	4,0	12,7			1,1	3,27	0,36
13	14,1	−0,18	1,0	1,7	4,0	13,8	+0,18	1,2	1,2	4,00	0,40
14	15,1			1,7	4,5	14,8			1,2	4,24	0,43
15	16,2			1,7	4,5	15,9			1,4	5,20	0,48
16	17,3			1,7	5,0	17,0			1,5	6,34	0,51
17	18,4		1,0	1,7	5,0	18,0	+0,18	1,2	1,5	6,73	0,55
18	19,6		1,0	2,0	6,0	19,2	+0,21	1,2	1,8	7,71	0,67
19	20,6		1,0	2,0	6,0	20,2	+0,21	1,2	1,8	9,02	0,72
20	21,8		1,0	2,0	6,0	21,4	+0,21	1,2	2,1	10,70	0,76
21	22,8	−0,21	1,0	2,0	6,0	22,4	+0,21	1,2	2,1	11,50	0,81
22	23,8		1,0	2,0	6,0	23,4	+0,21	1,2	2,1	12,50	0,85
23	24,9		1,2	2,5	7,0	24,5	+0,21	1,4	2,3	13,40	1,20
24	25,9		1,2	2,5	7,0	25,5	+0,21	1,4	2,3	14,20	1,31
25	26,9		1,2	2,5	7,0	26,5	+0,21	1,4	2,3	14,40	1,42
26	28,0		1,2	2,5	7,0	27,5	+0,21	1,4	2,3	15,20	1,53
28	30,2		1,2	2,5	8,0	29,5	+0,21	1,4	2,3	16,90	1,64
29	31,2	−0,25	1,2	2,5	8,0	30,5	+0,25	1,4	2,3	17,30	1,69
30	32,2		1,2	2,5	8,0	31,5	+0,25	1,4	2,3	17,70	1,75
32	34,5		1,2	2,5	9,0	33,8	+0,25	1,4	2,7	23,00	1,85

d	d_2 ном.	d_2 пред. откл.	s	b	l	d_1 ном.	d_1 пред. откл.	b_1	h	$\lfloor Q_0 \rfloor$, кН	Масса 1000 шт., кг
34	36,5	—0,25	1,2	2,5	9,0	35,7	+0,25	1,4	2,7	23,00	1,97
35	37,8		1,2	3,2	10	37,0		1,4	3,0	27,70	2,50
36	38,8		1,2	3,2	10	38,0		1,4	3,0	28,40	2,62
37	39,8		1,2	3,2	10	39,0		1,4	3,0	29,20	2,73
38	40,8	—0,25	1,2	3,2	10	40,0	+0,25	1,4	3,0	31,00	2,84
40	43,5		1,7	4,0	12	42,5		1,9	3,8	39,70	5,00
42	45,5		1,7	4,0	12	44,5		1,9	3,8	42,20	5,40
45	48,5		1,7	4,0	14	47,5		1,9	3,8	44,40	5,80
46	49,5		1,7	4,0	14	48,5		1,9	3,8	44,85	5,90
47	50,6			4,0	14	49,5	+0,25		3,8	46,30	6,1
48	51,6			4,0	14	50,5	+0,30		3,8	47,3	6,4
50	54,2			4,0	14	53,0	+0,30		4,5	59,5	6,8
52	56,2			5,0	16	55,0	+0,30		4,5	61,7	8,0
54	58,2			5,0	16	57,0	+0,30		4,5	63,5	8,5
55	59,2			5,0	16	58,0	+0,30		4,5	65,2	8,8
56	60,2			5,0	16	59,0	+0,30		4,5	66,2	8,9
58	62,2	—0,30	1,7	5,0	16	61,0	+0,30	1,9	4,5	68,2	9,1
60	64,2			5,0	16	63,0	+0,30		4,5	71,1	9,9
62	66,2			5,0	16	65,0	+0,30		4,5	73,3	10,3
65	69,2			5,0	16	68,0	+0,30		4,5	76,7	10,9
68	72,5			5,0	16	71,0	+0,30		4,5	80,2	11,4
70	74,5			5,0	16	73,0	+0,30		4,5	82,6	11,8
72	76,5			5,0	18	75,0	+0,30		4,5	84,8	12,1
75	79,5			5,0	18	78,0	+0,30		4,5	88,3	12,8

Примечания: 1. Кольца для диаметров валов $d > 78$ мм имеют на концах отверстия. 2. Предельные отклонения размеров: s — h12, b — h14, b_1 — H13. 3. Радиусы закруглений r и r_1 приведены ниже:

d	r	r_1
	Не более	
8—38	0,1	0,2
40—100	0,2	0,3

3.56. Размеры внутренних эксцентрических колец, канавок для них, мм, и допускаемые осевые нагрузки



d	d_2 ном.	d_2 пред. откл.	d_3	d_4	s	r_2	$r_3=l_1$	r_4	b	l	D	e	d_1 ном.	d_1 пред. откл.	b_1	h	$[Q_0]$, кН	Масса 1000 шт. кг
8	8,7		7,1	1,0	0,8	2,9	1,5	1,5	1,1	3,0	2,8	0,30	8,4	+0,09	0,9	0,6	1,26	0,14
9	9,8		7,9	1,0	0,8	3,4	1,5	1,5	1,3	3,5	3,5	0,35	9,4	+0,09	0,9	0,6	1,42	0,15
10	10,8		8,9	1,2	1,0	3,8	1,6	1,6	1,4	3,5	3,1	0,45	10,4	+0,11	1,1	0,75	1,57	0,18
11	11,8	+0,36	9,8	1,2	1,0	4,3	1,6	1,6	1,5	4,0	3,9	0,5	11,4	+0,11	1,1	0,75	1,72	0,31
12	13,0	−0,18	10,6	1,5	1,0	4,7	1,8	1,6	1,7	4,0	4,7	0,5	12,5	+0,11	1,1	0,75	2,35	0,37
13	14,1		11,5	1,5	1,0	5,3	1,8	1,6	1,8	4,0	5,3	0,5	13,6	+0,11	1,1	0,9	3,08	0,42
14	15,1		12,3	1,7	1,0	5,7	1,9	1,8	1,9	4,5	6,0	0,5	14,6	+0,11	1,1	0,9	3,29	0,52
15	16,2		13,4	1,7	1,0	6,2	1,9	1,8	2,0	4,5	7,0	0,5	15,7	+0,11	1,1	1,1	4,14	0,56
16	17,3		14,3	1,7	1,0	6,8	1,9	1,8	2,0	5,0	7,8	0,5	16,8	+0,11	1,1	1,2	5,04	0,60
17	18,3		15,1	1,7	1,0	7,3	1,9	1,8	2,1	5,0	8,6	0,5	17,8	+0,11	1,1	1,2	5,36	0,65
18	19,5		16,1	2,0	1,0	7,7	2,1	2,0	2,2	6,0	9,2	0,5	19,0	+0,21	1,1	1,5	7,10	0,74

19	20,5		17,1	2,0	1,0	8,2	2,1	2,0	2,2	6,0	10,1	0,5	20,0	+0,21	1,1	1,5	7,49	0,83
20	21,5		18,1	2,0	1,0	8,7	2,1	2,0	2,3	6,0	10,9	0,6	21,0	+0,21	1,1	1,5	7,64	0,90
21	22,5	+0,42	18,9	2,0	1,0	9,2	2,1	2,0	2,4	6,0	11,9	0,6	22,0	+0,21	1,1	1,5	7,94	1,00
22	23,5	—0,21	19,7	2,0	1,0	9,7	2,1	2,0	2,5	6,0	12,9	0,6	23,0	+0,21	1,1	1,5	8,64	1,10
23	24,5		20,7	2,0	1,2	9,9	2,4	2,0	2,5	7,0	13,9	0,6	24,0	+0,21	1,3	1,8	9,03	1,26
24	25,9		22,1	2,0	1,2	10,6	2,4	2,0	2,6	7,0	14,5	0,7	25,2	+0,21	1,3	1,8	11,4	1,42
25	26,9		22,9	2,0	1,2	11,0	2,4	3,0	2,7	7,0	15,3	0,7	26,2	+0,21	1,3	1,8	11,80	1,50
26	27,0		23,7	2,0	1,2	11,6	2,4	3,0	2,8	7,0	15,9	0,7	27,2	+0,21	1,3	1,8	12,30	1,60
28	30,1		25,7	2,0	1,2	12,7	2,4		2,9	8,0	17,6	0,7	29,4	+0,21	1,3	2,1	15,4	1,80
29	31,1		26,7	2,0	1,2	13,2	2,4		2,9	8,0	18,6	0,7	30,4	+0,25	1,3	2,1	16,0	1,94
30	32,1		27,7	2,0	1,2	13,7	2,4		3,0	8,0	19,6	0,8	31,4	+0,25	1,3	2,1	16,5	2,06
32	34,4		29,6	2,5	1,2	14,5	2,7		3,2	9,0	20,4	0,8	33,7	+0,25	1,3	2,6	21,5	2,21
34	36,5	+0,50	31,5	2,5	1,5	15,5	2,8	3,0	3,3	9,0	22,4	0,8	35,7	+0,25	1,6	2,6	22,8	3,20
35	37,8	—0,25	32,6	2,5	1,5	16,1	2,8		3,4	10	23,4	0,8	37,0	+0,25	1,6	3,0	27,7	3,54
36	38,8		33,6	2,5	1,5	16,6	2,8		3,5	10	24,4	0,9	38,0	+0,25	1,6	3,0	28,4	3,70
37	39,8		34,4	2,5	1,5	17,1	2,8		3,6	10	25,2	0,9	39,0	+0,25	1,6	3,0	29,2	3,74
38	40,8		35,2	2,5	1,5	17,6	2,8		3,7	10	26,2	0,9	40,0	+0,25	1,6	3,0	30,0	3,90
40	43,5		37,7			18,9	2,9		3,9	12	27,6		42,5				39,6	4,70
42	45,5	+0,78	39,3	2,5	1,75	19,8	3,0	3,0	4,1	12	29,2	1,0	44,5	+0,25	1,85	3,8	41,5	5,40
45	48,5	—0,39	41,9			21,3	3,0		4,3	14	31,6		47,5				44,4	6,00
46	49,5		42,9	2,5	1,75	21,8	3,0	3,0	4,4	14	32,2	1,1	48,5	+0,25	1,85	3,8	45,4	6,05
47	50,5	+0,92	43,9	2,5	1,75	22,3	3,0	3,0	4,4	14	33,2	1,1	49,5	+0,25	1,85	3,8	46,3	6,1
48	51,5	—0,46	44,7	2,5	1,75	22,8	3,0	3,0	4,5	14	34,2	1,1	50,5	+0,3	1,85	3,8	47,3	6,7
50	54,2		47,2	2,5	2,0	23,7	3,4	3,0	4,6	14	36,0	1,1	53	+0,3	2,15	3,8	59,4	7,3

Продолжение табл. 3.56

d	d_2 ном.	d_2 пред. откл.	d_3	d_4	s	r_2	$r_3 = l_1$	r_4	b	l	D	e	d_1 ном.	d_1 пред. откл.	b_1	h	$[Q_0]$, кН	Масса 1000 шт., кг
52	56,2		49,0	2,5	2,0	24,7	3,4	3,0	4,7	14	37,6	1,1	55	+0,3	2,15	4,5	61,7	8,3
54	58,2		51,0	2,5	2,0	25,7	3,4	3,0	4,7	16	39,6	1,1	57	+0,3	2,15	4,5	64,0	8,4
55	59,2		51,2	2,5	2,0	26,2	3,4	4,0	5,1	16	40,4	1,1	58	+0,3	2,15	4,5	65,1	8,5
56	60,2	+0,92	52,6	2,5	2,0	26,7	3,4	4,0	5,1	16	41,4	1,3	59	+0,3	2,15	4,5	66,3	8,7
58	62,2	−0,46	54,4	2,5	2,0	27,7	3,4	4,0	5,2	16	43,2	1,3	61	+0,3	2,15	4,5	68,6	10,5
60	64,2		56,0	2,5	2,0	28,7	3,4	4,0	5,4	16	44,4	1,3	63	+0,3	2,15	4,5	70,9	11,1
62	66,2		57,8	2,5	2,0	29,7	3,4	4,0	5,5	16	46,4	1,3	65	+0,3	2,15	4,5	73,2	11,2
65	69,2		60,2	3,0	2,5	30,7	3,9	4,0	5,8	16	48,8	1,3	68	+0,3	2,65	4,5	76,7	14,3
68	72,5		63,3	3,0	2,5	32,4	3,9	4,0	6,1	16	51,2	1,5	71	+0,3	2,65	4,5	80,0	16,0
70	74,5		65,1	3,0	2,5	33,4	3,9	4,0	6,2	16	53,2	1,5	73	+0,3	2,65	4,5	82,4	16,5
72	76,5		66,7	3,0	2,5	34,4	3,9	4,0	6,4	18	55,2	1,5	75	+0,3	2,65	4,5.	84,7	18,1
75	79,5		69,3	3,0	2,5	35,9	3,9	4,0	6,6	18	58,2	1,5	78	+0,3	2,65	4,5	88,2	18,8

Примечания: 1. Предельные отклонения размеров: s — h12; b — h14; d_4 и b_1 — H13; d_3 и l — H14. 2. Радиусы закруглений приведены ниже:

d		r_1	r_3
	не более		
8—32	0,1	0,2	1,0
34—38	0,1	0,2	2,0
40—75	0,2	0,3	2,0

С учетом (3.18):

$$k_r = [\sigma]_и/E = 2[1 - (1/\varkappa)][1 - \sin(0{,}5\varphi)]/k_\varphi\varkappa. \quad (3.20)$$

По уравнению (3.20) построена номограмма (рис. 3.61).

При разработке конструкций разрезных проволочных колец для вала или отверстия заданного диаметра следует, исходя из физико-механических свойств материала, определить предварительно коэффициент k_0 или k_r по формуле

$$k_{0\,(r)} = [\sigma]_и/E.$$

Представленные графики и формулы позволяют рассчитать по известным значениям коэффициентов k_0 или k_r размеры кольца при разных сочетаниях заданных и искомых величин.

В табл. 3.52 дан пример расчета пружинного разрезного кольца из проволоки класса II по ГОСТ 9389—75*, устанавливаемого в наружную канавку оси диаметром $D = 10$ мм в радиальном направлении.

Проволочные кольца применяют для соединений, не требующих высокой точности относительного положения деталей и практически не передающих осевых нагрузок. Более устойчиво положение в канавках плоских разрезных колец, размеры которых регламентированы стандартами. Для валов и осей с диаметрами от 4 до 200 мм предусматриваются кольца наружные концентрические по ГОСТ 13940—86 (табл. 3.53) и эксцентрические по ГОСТ 13942—86 (табл. 3.54), для отверстий диаметрами от 8 до 320 мм — внутренние концентрические по ГОСТ 13941—86 (табл. 3.55) и эксцентрические по ГОСТ 13943—86 (табл. 3.56). В таблицах даны также допускаемые осевые нагрузки $[Q_0]$ для всех типов колец. Из этих данных следует, что концентрические кольца могут воспринимать несколько бóльшие осевые нагрузки, чем эксцентрические.

Наибольшее применение эксцентрические кольца имеют в опорных узлах валов. Их используют для фиксации положения подшипников качения на валах и в корпусных деталях. Установка эксцентрических колец в канавках валов и отверстий осуществляется при их осевом смещении. В табл. 3.54 и табл. 3.56 даны предельные размеры диаметров D (наименьший для отверстия в корпусе и наибольший для вала), позволяющие свободно установить кольца в соответствующие канавки.

Плоские концентрические и эксцентрические кольца изготавливают из сталей 65Г и 60С2А. Стандарт регламентирует для них три группы плоскостности: А, Б и В. Отклонения от плоскостности назначаются в зависимости от размеров колец и группы. Наименьшие допускаемые отклонения от плоскостности имеют кольца группы А. В условных обозначениях колец указывают: группы плоскостности (А), диаметр отверстия или вала (d = 10 мм), марку стали (сталь 65Г), покрытие (кадмиевое толщиной 15 мкм с хромированием) и номер стандарта:

Кольцо А10 65Г Кд 15 хр ГОСТ 13941—86.

Литература [12].

3.9. Тарельчатые пружины

Тарельчатые пружины (пружины Бельвилля) представляют собой кольцевые оболочки в виде усеченного конуса (рис. 3.62). Они характеризуются следующими геометрическими размерами: D и D_1 — наружный и внутренний диаметры; h_0 — высота пружины; f_3 — высота внутреннего конуса; s — толщина; b — ширина опорных шлифуемых плоскостей. Острые кромки пружин закругляют радиусом 0,1s.

В связи со сложностью точного расчета требуемый типоразмер пружины выбирают из рядов, предусмотренных стандартами. Стандарты регламентируют основные геометрические и функциональные параметры тарельчатых пружин общего и электротехнического назначений.

Пружины общего назначения по ГОСТ 3057—79* подразделяются по выносливости в условиях циклического нагружения на два класса: класс 1 — не менее $2 \cdot 10^6$ циклов, класс 2 — не менее 10^4 циклов; по конструктивному исполнению на два типа: с острыми кромками (рис. 3.62, *а*) — тип 1 и с опорными плоскостями (рис. 3.62, *б*) — тип 2; по точности в зависимости от пре-

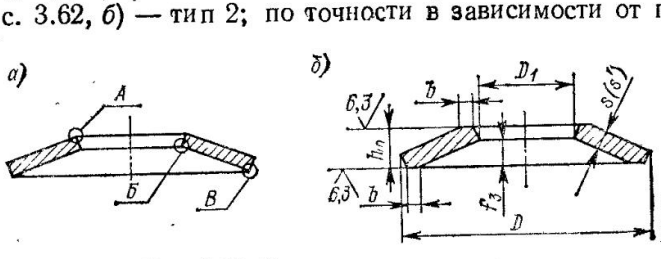


Рис. 3.62. Типы тарельчатых пружин

дельных отклонений для сил или деформаций на три группы: ±5 % (группа 1), ±10 % (группа 2) и ±20 % (группа 3). При этом пружины группы точности 1 имеют толщину $s \geqslant 3$ мм, а группы 2 — $s \geqslant 1$ мм.

Пружины электротехнического назначения изготавливаются только с опорными плоскостями и подразделяются на два типа: для поддержания контактного давления в соединениях жил, кабельных наконечников, зажимах аппаратов (тип К) и в соединениях шин (тип Ш).

Тарельчатые пружины получают штамповкой листовой стали марки 60С2А в холодном состоянии при $s \leqslant 6$ мм и в горячем при $s \geqslant 6$ мм. Применяют также стали марок 60С2, 50ХФА, 65С2ВА и 70С3А. Заключительной технологической операцией является заневоливание, при котором пружина нагружается усилием Q_{max} до полного сплющивания и выдерживается в этом положении не менее 12 ч. В результате заневоливания несущая способность пружин в пределах упругой зоны возрастает. Тарельчатые пружины применяют с антикоррозионными покрытиями или без них.

Максимальные силы Q_{max}, размеры, силы при различных деформациях и массы пружин общего назначения представлены в табл. 3.57, а электротехнического — в табл. 3.58. Ширина опорных поверхностей для пружин всех назначений дана в табл. 3.59. Допуски на размеры пружин общего назначения установлены в зависимости от группы точности (табл. 3.60). Отклонения размеров h_0, D и D_1 электротехнических пружин определяются по табл. 3.60 из ряда, предусмотренного для группы точности 3, а отклонения по толщине имеют следующие значения, мм:

s	До 1,0	Св. 1,0 до 1,5	Св. 1,5 до 2,0	Св. 2,0 до 2,5	Св. 2,5 до 3,0	Св. 3,0 до 6,0	Св. 6,0
Допуск . . .	±0,07	±0,11	±0,13	±0,15	±0,16	±0,20	±0,30

В условных обозначениях тарельчатых пружин общего назначения указывают класс (1), тип (1), группу точности (2), наружный диаметр ($D = 50$ мм), внутренний диаметр ($D_1 = 20$ мм), толщину ($s = 1{,}8$ мм), высоту внутреннего конуса ($f_з = 1{,}4$ мм), покрытие (кадмиевое толщиной 9 мкм) и номер стандарта:

*Пружина тарельчатая 1—1—2—50×20×1,8×1,4 Кд. 9 ГОСТ 3057—79**.

В сборочных единицах пружины устанавливают с предварительным сжатием при прогибе $\lambda_{пр} = 0{,}2f_з$. При боль-

3.57. Геометрические и функциональные параметры тарельчатых пружин общего назначения

Q_{max}, кН	Размеры, мм						Сила Q, кН, при деформации				Масса 100 шт., кг
	D	D_1	s	f_3	h_0	s'	$0{,}2f_3$	$0{,}4f_3$	$0{,}6f_3$	$0{,}8f_3$	
0,4	10,0	5,0	0,50	0,25	0,75	—	0,097	0,184	0,264	0,339	0,03
0,5	18,0	9,0	0,60	0,55	1,15	—	0,165	0,287	0,376	0,443	0,09
0,63	16,0	8,0	0,67	0,43	1,10	—	0,160	0,297	0,417	0,526	0,08
0,63	20,0	10,0	0,67	0,63	1,30	—	0,208	0,360	0,474	0,560	0,12
0,71	22,4	9,0	0,75	0,70	1,45	—	0,231	0,402	0,530	0,627	0,19
0,80	22,4	9,0	0,80	0,65	1,45	—	0,236	0,421	0,568	0,691	0,20
0,90	22,4	12,5	0,80	0,60	1,40	—	0,255	0,465	0,630	0,770	0,17
1,00	16,0	9,0	0,80	0,35	1,15	—	0,225	0,437	0,630	0,820	0,09
1,00	25,0	12,5	0,90	0,70	1,60	—	0,290	0,550	0,745	0,910	0,29
1,12	25,0	14,0	0,90	0,70	1,60	—	0,315	0,570	0,780	0,960	0,24
1,25	28,0	11,0	1,05	0,70	1,75	—	0,325	0,610	0,843	1,050	0,46
1,40	31,5	12,5	1,05	1,00	2,05	—	0,460	0,800	1,050	1,250	0,69
1,60	25,0	12,5	1,05	0,65	1,70	—	0,400	0,764	1,050	1,325	0,30
1,80	20,0	11,2	1,00	0,50	1,50	—	0,430	0,810	1,155	1,480	0,17
1,80	31,5	16,0	1,15	0,90	2,05	—	0,530	0,950	1,290	1,580	0,51
2,00	20,0	10,0	1,20	0,60	1,80	—	0,470	0,890	1,280	1,650	0,20
2,00	35,5	14,0	1,30	0,95	2,25	—	0,560	1,010	1,380	1,700	0,60
2,24	25,0	10,0	1,30	0,50	1,80	—	0,490	0,910	1,330	1,720	0,41
2,50	35,5	20,0	1,30	1,00	2,30	—	0,715	1,285	1,755	2,150	0,70
2,80	25,0	10,0	1,40	0,55	1,95	—	0,650	1,260	1,820	2,350	0,45
2,80	45,0	18,0	1,50	1,40	2,90	—	0,910	1,590	2,100	2,480	1,60
3,15	28,0	14,0	1,40	0,70	2,10	—	0,760	1,445	2,070	2,660	0,50
3,15	40,0	20,0	1,50	1,15	2,65	—	0,910	1,640	2,230	2,740	1,10
3,15	45,0	22,4	1,50	1,45	2,95	—	1,060	1,830	2,400	2,840	1,40
3,55	25,0	14,0	1,40	0,55	1,95	—	0,755	1,470	2,150	2,795	0,40
3,55	45,0	18,0	1,70	1,20	2,90	—	0,950	1,740	2,400	2,980	1,80
4,00	45,0	25,0	1,60	1,40	3,00	—	1,245	2,190	2,940	3,530	1,80
4,0	50,0	20,0	1,8	1,40	3,20	—	1,130	2,030	2,800	3,430	2,3

4,5	25,0	14,0	1,6	0,50	2,10	—	0,990	1,940	2,840	3,730	0,4
4,5	50,0	25,0	1,8	1,45	3,25	—	1,390	2,330	3,150	3,840	2,0
5,0	31,5	16,0	1,8	0,65	2,45	—	1,110	2,160	3,140	4,116	0,8
5,0	50,0	28,0	1,8	1,50	3,30	—	1,500	2,650	3,530	4,310	1,8
6,3	40,0	20,0	2,0	0,95	2,95	—	1,470	2,840	4,020	5,200	1,5
6,3	50,0	20,0	3,1	1,40	3,50	—	1,670	3,040	4,220	5,300	2,1
6,3	63,0	31,5	2,1	2,05	4,15	—	2,160	3,725	4,800	5,690	3,9
7,1	40,0	22,4	2,0	1,00	3,00	—	1,670	3,190	4,560	5,880	1,3
7,1	50,0	25,0	2,1	1,45	3,55	—	1,910	3,480	4,800	6,000	2,4
7,1	63,0	31,5	2,2	2,00	4,20	—	2,255	3,950	5,220	6,220	4,0
8,0	40,0	22,4	2,2	0,85	3,05	—	1,765	3,430	5,000	6,520	1,4
8,0	63,0	31,5	2,4	1,75	4,15	—	2,220	4,020	5,490	6,860	4,3
9,0	45,0	18,0	2,5	0,95	3,45	—	1,960	3,830	5,600	7,350	2,6
9,0	50,0	20,0	2,5	1,20	3,70	—	2,110	4,020	5,790	7,450	3,2
9,0	71,0	28,0	2,0	2,15	4,75	—	2,700	4,800	6,470	7,840	6,7
10,0	50,0	25,0	2,5	1,20	3,70	—	2,500	4,390	6,310	8,100	3,0
10,0	71,0	40,0	2,6	2,00	4,60	—	2,650	5,120	6,830	8,440	5,5
10,0	80,0	31,5	2,8	2,45	5,25	—	3,140	5,530	7,370	8,830	9,0
11,2	56,0	22,4	2,8	1,30	4,10	—	2,540	4,800	6,960	9,020	4,5
11,2	71,0	28,0	3,0	1,80	4,80	—	2,840	5,300	7,450	9,410	7,8
12,5	50,0	25,0	2,8	1,10	3,90	—	2,820	5,390	7,940	10,300	3,5
12,5	56,0	28,0	2,8	1,35	4,15	—	2,940	5,590	8,040	10,300	4,0
12,5	80,0	45,0	3,0	2,10	5,10	—	3,430	6,270	8,620	10,700	8,0
14,0	50,0	28,0	2,8	1,10	3,90	—	3,040	5,880	8,630	11,200	3,0
14,0	56,0	31,5	2,8	1,40	4,20	—	3,330	6,280	9,020	11,570	3,7
14,0	90,0	45,0	3,2	2,60	5,80	3,0	4,120	7,160	9,800	11,970	11,9
16,0	56,0	28,0	3,2	1,20	4,40	3,0	3,430	6,670	9,800	12,840	4,5
16,0	90,0	50,0	3,2	2,80	6,00	3,0	5,000	8,730	11,660	14,020	11,0
18,0	50,0	31,5	3,0	1,00	4,00	—	3,920	7,740	11,300	14,700	3,0
18,0	56,0	22,4	3,5	1,1	4,6	3,3	3,85	7,54	11,10	14,57	5,7
18,0	63,0	25,0	3,5	1,4	4,9	3,3	4,02	7,75	11,30	14,70	7,3
18,0	71,0	28,0	3,5	1,8	5,3	3,3	4,22	8,05	11,57	14,80	9,3
20,0	63,0	31,5	3,5	1,4	4,9	3,3	4,47	8,63	12,55	16,32	6,3
20,0	100,0	56,0	3,5	3,3	6,8	3,3	6,40	11,20	14,70	17,35	15,0

Продолжение табл. 3.57

Q_{max}, кН	Размеры, мм						Сила Q, кН, при деформации				Масса 100 шт., кг
	D	D_1	s	f_3	h_0	s'	$0{,}2f_3$	$0{,}4f_3$	$0{,}6f_3$	$0{,}8f_3$	
22,4	63,0	35,5	3,5	1,5	5,0	3,3	5,00	9,71	14,12	18,43	5,8
22,4	71,0	28,0	4,0	1,5	5,5	3,8	4,90	9,40	14,60	19,11	10,3
22,4	80,0	31,5	4,0	1,9	5,9	3,8	5,20	10,00	14,40	18,53	13,3
22,4	112,0	56,0	4,0	3,4	7,4	3,8	6,77	12,06	16,17	19,60	23,0
25,0	71,0	35,5	4,0	1,5	5,5	3,8	5,52	10,70	15,60	20,40	9,2
25,0	80,0	40,0	4,0	1,9	5,9	3,8	5,83	11,08	16,00	20,60	11,7
25,0	100,0	40,0	4,2	2,8	7,0	4,0	6,62	12,16	16,86	21,07	21,6
25,0	112,0	63,0	4,0	3,5	7,5	3,8	7,65	13,62	18,13	21,80	21,0
28,0	71,0	28,0	4,5	1,3	5,8	4,3	6,00	11,76	17,44	22,80	11,6
28,0	80,0	31,5	4,5	1,6	6,1	4,3	6,20	12,00	17,60	23,00	15,0
28,0	90,0	35,5	4,5	2,1	6,6	4,3	6,38	12,10	17,60	22,70	19,0
28,0	100,0	50,0	4,2	2,9	7,1	4,0	7,60	13,90	19,23	23,90	19,2
28,0	125,0	63,0	4,5	3,7	8,2	4,3	8,26	14,75	20,00	24,20	32,0
31,5	80,0	40,0	4,5	1,7	6,2	4,3	7,03	13,63	19,90	26,00	13,0
31,5	90,0	45,0	4,5	2,1	6,6	4,3	7,24	13,83	19,93	25,70	16,7
31,5	125,0	71,0	4,5	3,8	8,3	4,3	9,44	16,77	22,55	27,30	29,0
35,5	90,0	50,0	4,5	2,2	6,7	4,3	8,33	15,88	22,85	29,30	15,5
35,5	100,0	40,0	5,0	2,3	7,3	4,7	8,23	15,68	22,64	29,20	25,7
35,5	125,0	50,0	5,3	3,1	8,4	5,0	8,88	16,60	23,40	29,70	42,6
35,5	140,0	71,0	5,0	4,2	9,2	4,7	10,70	19,02	25,48	30,87	44,6
40,0	80,0	40,0	5,7	1,6	6,6	4,7	8,63	16,76	24,70	32,34	14,4
40,0	90,0	45,0	5,0	2,0	7,0	4,7	8,82	17,00	24,70	32,65	18,5
40,0	100,0	50,0	5,0	2,4	7,4	4,7	9,41	17,84	25,60	32,95	23,0
40,0	125,0	63,0	5,3	3,2	8,5	5,0	10,00	18,70	26,20	33,30	38,0
40,0	160,0	80,0	5,3	5,2	10,5	5,0	13,43	23,22	30,30	35,50	62,5
45,0	80	45	5,0	1,6	6,6	4,7	9,60	18,70	27,44	36,10	14,4
45,0	90	50	5,0	2,1	7,1	4,7	10,00	19,33	28,10	36,49	17,2
45,0	100	40	5,6	2,1	7,7	5,3	9,80	19,02	47,80	36,30	28,7

45,0	112	45	5,6	2,7	8,3	5,3	10,40	19,80	28,52	36,80	36,0
45,0	125	71	5,3	3,3	8,6	5,0	11,76	21,60	30,40	38,25	34,0
45,0	140	56	6,0	3,4	9,4	5,7	11,18	20,90	29,60	37,75	60,5
50,0	90	45	5,6	1,8	7,4	5,3	10,73	20,98	30,87	40,48	21,0
50,0	100	50	5,6	2,2	7,8	5,3	11,30	21,80	31,70	41,20	34,3
50,0	112	56	5,6	2,7	8,3	5,3	11,80	22,15	31,90	41,00	32,3
50,0	125	50	6,0	3,0	9,0	5,7	11,90	22,60	32,40	41,40	48,0
50,0	140	71	6,0	3,4	9,4	5,7	12,30	23,00	32,60	41,30	53,5
50,0	160	80	6,0	4,5	10,5	5,7	14,12	25,50	34,80	42,70	70,5
50,0	180	90	6,0	5,7	11,7	5,7	16,60	28,70	37,80	44,40	89,3
63,0	200	100	6,7	6,3	13,0	6,3	20,45	35,55	46,70	55,20	123,0
71,0	200	100	7,1	6,0	13,1	6,7	21,50	38,00	51,00	61,45	131,0
80,0	200	112	7,5	5,4	12,9	7,0	22,20	40,40	55,60	68,70	126,0
90,0	224	112	8,0	6,7	14,7	7,5	27,20	48,00	64,70	78,00	185,0
100,0	224	112	8,5	6,2	14,7	8,0	27,70	50,00	69,00	85,20	196,0
112,0	180	71	9,0	4,1	13,1	8,5	25,60	49,00	70,60	71,30	150,0
125,0	250	140	9,0	7,5	16,5	8,5	37,30	66,20	89,20	107,80	237,0
140,0	280	140	10,0	8,3	18,3	9,4	41,70	74,50	99,50	120,60	360,0
160,0	315	125	11,5	8,7	20,2	10,8	44,70	82,00	112,00	137,40	589,0
180,0	315	160	11,0	10,0	21,0	10,4	57,01	100,00	132,05	156,80	496,0
200,0	315	160	11,5	9,8	21,3	10,8	60,80	107,80	144,10	173,50	518,0
224,0	355	180	13,0	9,7	22,7	12,3	68,80	113,55	155,40	191,20	745,0
250,0	355	200	13,0	10,0	23,0	12,3	71,10	128,70	174,50	213,70	685,0
280,0	280	112	14,0	6,6	20,6	13,2	64,60	124,50	177,90	230,00	565,0
315,0	280	140	14,0	6,8	20,8	13,2	73,20	139,30	200,00	257,30	504,0
355,0	280	140	15,0	6,2	21,2	14,1	78,80	151,80	220,50	286,20	540,0
400,0	280	140	16,0	5,8	21,8	15,0	87,20	169,30	248,00	323,40	576,0
450,0	315	125	18,0	6,4	24,40	17,0	99,00	192,00	281,30	367,40	922,0
500,0	315	160	18,0	6,4	24,40	17,0	109,40	212,60	311,40	407,00	812,0
630,0	400	200	20,0	9,6	29,6	18,8	147,00	279,80	402,30	518,00	1470,0
710,0	400	224	20,0	10,0	30,0	18,8	167,60	318,00	455,79	585,10	1347,0

Примечания: 1. При $Q_{max} \geqslant 63$ кН стандарт предусматривает и другие типоразмеры тарельчатых пружин с меньшими наружными диаметрами. 2. Толщина s' относится к пружинам типа 2 первой группы точности.

3.58. Геометрические и функциональные параметры тарельчатых пружин электротехнического назначения

Тип пружины	Q_{max}, кН	Размеры, мм					Сила Q, кН, при деформации		Масса 100 шт., кг
		D	D_1	s	f_3	h_0	$0{,}8f_3$	$0{,}65f_3$	
К	0,65	8	4,3	0,55	0,20	0,75	0,5	0,40	0,015
	0,8	9	5,3	0,60	0,30	0,90	0,6	0,45	0,027
	1,3	12	6,4	0,75	0,35	1,10	0,9	0,6	0,036
	4,0	16	8,4	1,25	0,40	1,65	3,8	2,3	0,148
	5,0	19	10,5	1,40	0,45	1,85	3,9	3,2	0,210
	5,8	22	13,0	1,45	0,60	2,05	4,8	3,6	0,273
	7,7	26	15,0	1,80	0,60	2,40	6,0	5,0	0,497
	9,5	28	17,0	2,00	0,60	2,60	7,5	6,5	0,542
	14,0	35	21,0	2,50	0,80	3,30	11,5	8,5	1,201
Ш	12,5	28	10,5	2,40	0,60	3,00	10,0	7,8	1,084
	17,5	34	13,0	2,35	0,70	3,05	14,0	11,0	1,814
	32,0	45	17,0	4,00	0,80	4,80	25,0	20,0	3,822
	49,0	56	21,0	5,00	1,00	6,00	38,5	32,5	8,580
	30,0	67	25,0	4,50	1,30	5,80	24,0	19,0	10,647
	67,0	85	31,0	7,00	1,45	8,45	53,0	41,0	27,200
	56,0	95	37,0	7,00	1,80	8,80	45,0	36,5	32,700

3.59. Ширина опорных поверхностей тарельчатых пружин, мм

Диаметр D	Назначение пружин			
	электротехническое		общее	
	b_{min}	l_{max}	b_{min}	b_{max}
До 15	0,2	0,5	—	—
Св. 15 до 30	0,4	0,8	—	—
» 30 » 50	0,4	1,0	0,4	1,4
» 50 » 80	0,5	1,3	0,4	1,4
» 80 » 100	0,5	1,5	0,4	1,6
» 100 » 125	—	—	0,4	1,6
» 125 » 180	—	—	0,5	2,0
» 180 » 250	—	—	0,6	2,4
Св. 250	—	—	0,8	3,0

ших перемещениях жесткость пружины резко возрастает и упругая характеристика приобретает нелинейный вид, поэтому рабочие прогибы ограничивают $\lambda_{max} \leqslant 0{,}8 f_3$.

Упругая характеристика тарельчатых пружин, отражающая зависимость между действующей силой Q и рабочим прогибом λ, определяется уравнением

$$Q = 4E\lambda\,[(f_3 - \lambda)(f_3 - 0{,}5\lambda)\,s + s^3]/[(1 - \mu^2)\,\gamma D^2],$$

где при $k_D = D/D_1$

$$\gamma = [1 - (1/k_D)]^2/(\pi \ln k_D).$$

Жесткость пружины зависит от отношения f_3/s:

$$C = \frac{4Es^3}{(1-\mu^2)\,\gamma D^2}\left[\left(\frac{f_3}{s}\right)^2 - 3\frac{f_3\lambda}{s^2} + \frac{3}{2}\left(\frac{\lambda}{s}\right)^2 + 1\right].$$

Прочность пружин, работающих в условиях статического нагружения, оценивают по напряжениям, возникающим в точке A (рис. 3.62, *а*),

$$\sigma_A = \frac{4E\lambda}{(1-\mu^2)\,\gamma D^2}[-(f_3 - 0{,}5\lambda)\,k_1 - k_2 s] \leqslant [\sigma]_c, \quad (3.21)$$

а при циклическом нагружении в точке B

$$\sigma_B = \frac{4E\lambda}{(1-\mu^2)\,\gamma D^2}[-(f_3 - 0{,}5\lambda)\,k_1 - k_2 s] \leqslant [\sigma]_ц \quad (3.22)$$

и в точке C

$$\sigma_C = \frac{4E\lambda}{(1-\mu^2)\,\gamma D^2 k_D}[(2k_2 - k_1(f_3 - 0{,}5\lambda) + k_2 s] \leqslant [\sigma]_ц. \quad (3.23)$$

В расчетах напряжений пружин с опорными плоскостями типа 2 (рис. 3.62, *б*) в формулах (3.21—3.23) значение наружного диаметра D уменьшается на $2b$, а внутреннего D_1 увеличивается на $2b$. Коэффициенты k_1 и k_2 рассчитывают по формулам:

$$k_1 = 6\,(k_D - \ln k_D - 1)/(\pi \ln^2 k_D);$$

$$k_2 = 3\,(k_D - 1)/(\pi \ln k_D).$$

Оценки прочности пружин из стали 60С2А ведется с учетом допускаемых напряжений $[\sigma]_c = 2{,}94$ ГПа и $[\sigma]_ц = 1{,}76$ ГПа.

Одиночные тарельчатые пружины используют для создания силы прижатия одной детали к другой при их небольших смещениях, например для предварительного

Толщина s (s′), мм	s (s′)			h_0 при $\frac{f_s}{s} \leqslant 0{,}6$		
	Группы					
	1	2	3	1	2	3
От 0,5 до 1,0	—	—	IT12	—	j_s13	j_s14
Св. 1,0 » 1,5	—	IT11	IT14	—	j_s14	j_s14
» 1,5 » 2,0	—	IT12	IT14	—	j_s14	j_s15
» 2,0 » 3,0	—	IT13	IT14	—	j_s15	j_s16
» 3,0 » 6,0	IT12	IT13	IT15	j_s15	j_s16	j_s16
» 6,0 » 10,0	IT13	IT14	IT16	j_s16	j_s16	j_s17
» 10,0	IT13	IT15	IT16	j_s16	j_s16	j_s17

прижатия уплотнительного кольца к шаровой пробке крана (рис. 3.63, *а*). Составляя из нескольких пружин комплекты, можно получать упругие элементы с различной заданной жесткостью.

Параллельная схема сборки, при которой две или три пружины устанавливают конус в конус (рис. 3.63, *б*), повышает жесткость упругой системы. Последовательная схема сборки способствует увеличению рабочих перемещений деталей. Ее применяют, например, для обеспечения постоянства усилия затяга сальниковых или фланцевых соединений при удлинениях болтов под действием рабо-

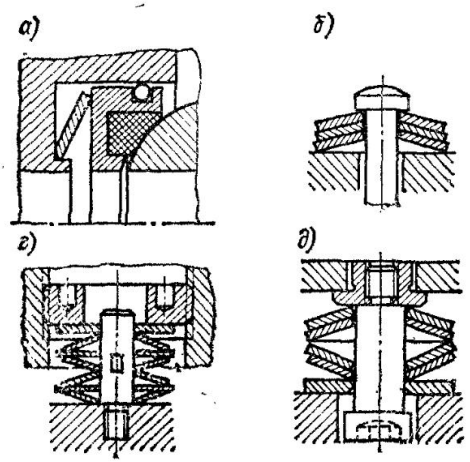


Рис. 3.63. Конструкции с применением тарельчатых пружин

пружин общего назначения

h_0 при $\frac{f_3}{s} > 0{,}6$			D			D_1		
точности								
1	2	3	1	2	3	1	2	3
—	j_s13	j_s14						
—	j_s15	j_s15						
—	j_s15	j_s16						
—	j_s16	j_s17	h13	h14	h15	H13	H14	H15
j_s16	j_s16	j_s17						
j_s17	j_s17	$\pm 1{,}10$						
j_s17	$\pm 1{,}1$	$\pm 1{,}35$						

чей нагрузки или в результате их температурных деформаций (рис. 3.63, *в*). Установка пружин исключает необходимость частой периодической подтяжки гаек.

В условиях циклического нагружения следует отдавать предпочтение последовательной сборке, так как при параллельной схеме в результате контактной и фрикционной коррозии циклическая прочность пружин снижается. В целях лучшего гашения энергии ударов в ряде конструкций между пружинами устанавливают плоские шайбы (рис. 3.63, *г*), которые за счет сил трения, возни-

3.61. Формулы для расчета параметров комплекта тарельчатых пружин

Параметр комплекта	Схема сборки		
	параллельная	последовательная	параллельно-последовательная
Сила при максимальной деформации	$kQ_{max}z_1$	Q_{max}	$kQ_{max}z_1$
Максимальная деформация	f_3	f_3z	f_3z
Высота в свободном состоянии	$h_0 + (z_1 - 1)\,s$	h_0z	$z\,[h_0 + (z_1 - 1)\,s]$

Примечания: 1. При параллельной сборке число пружин z_1, при последовательной — z. 2. При $z_1 = 2$ коэффициент, учитывающий влияние трения, $k = 1{,}06$, при $z_1 = 3$ $k = 1{,}09$.

кающих при скольжении кромок пружин по поверхностям шайб, способствуют повышению жесткости всего комплекта. При значительных нагрузках и требованиях больших перемещений применяют схему параллельно-последовательной сборки (рис. 3.63, *д*).

Формулы для расчета параметров комплекта при различных схемах сборки пружин представлены в табл. 3.61.

Для обеспечения равномерной деформации пружин высота комплекта в свободном состоянии должна удовлетворять условию $H_0 < 3D$. Односторонний зазор между направляющим стержнем и внутренним диаметром пружины назначается в пределах $\delta = (0{,}02 \div 0{,}03)\, D_1$.

Выбор стандартных тарельчатых пружин для комплектов осуществляют по таблицам без оценки прочности, так как размеры этих пружин получены с учетом допускаемых напряжений. Следует иметь в виду, что в отличие от пружин электротехнических и общего назначения класса 2 для пружин класса 1 предельный рабочий прогиб установлен меньше, $\lambda_{max} = 0{,}6 f_3$.

Литература [29].

3.10. Плоские мембраны

Плоские металлические мембраны используют главным образом в качестве чувствительных элементов первичных преобразователей давления с электрическими методами измерения механических перемещений (индуктивным, емкостным, тензометрическим и пр.). Это обусловлено тем, что упругая характеристика плоских мембран имеет затухающий вид. В области малых перемещений зависимость прогиба мембран от действующего давления близка к линейной, поэтому возможно применение только высокочувствительных методов измерений.

Изготавливают плоские мембраны из сталей, имеющих повышенные упругие свойства, дисперсионно-твердеющих сплавов, латуней и бронз. В сборочных единицах их припаивают или приваривают контактной сваркой к корпусным деталям (рис. 3.64, *а*) либо защемляют по наружному контуру с помощью резьбовых соединений (рис. 3.64, *б*). При пайке или сварке мембран большого диаметра возможно появление короблений, отклонений от плоскостности, поэтому в ряде конструкций для получения более стабильных характеристик мембраны натягивают на выступах корпусной детали с помощью дополнительных

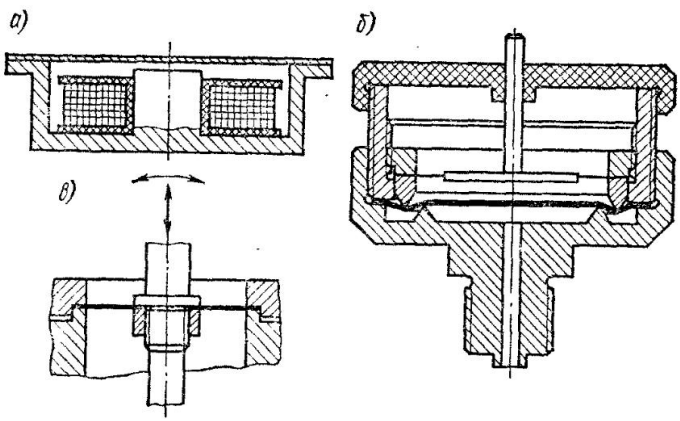


Рис. 3.64. Конструкции с применением плоских металлических мембран

колец (рис. 3.64, *б*). Плоские мембраны могут иметь жесткий центр в случаях, когда их применяют как гибкие уплотнительные элементы при передаче линейных или угловых перемещений между полостями с разными давлениями (рис. 3.64, *в*).

Характер деформации мембраны зависит от прогиба. При небольших прогибах λ, меньших толщины мембраны s ($\lambda \ll s$), мембрана испытывает изгиб. Радиальные и окружные изгибные напряжения

$$\sigma_{r\,и} = \pm 0{,}38p\,(R/s)^2\,[(3+\mu)\,(x/R)^2 - (1+\mu)]; \quad (3.24)$$

$$\sigma_{t\,и} = \pm 0{,}38p\,(R/s)^2\,[(3\mu+1)\,(x/R)^2 - (1+\mu)] \quad (3.25)$$

распределяются по толщине мембраны по линейному закону, и их максимальные значения будут в точках, расположенных в поверхностных слоях (рис. 3.65). В уравнениях (3.24) и (3.25) знак плюс ставится при определении напряжений для верхних поверхностных слоев, нагруженных давлением, знак минус — для нижних, x — координата точки, для которой рассчитывают напряжение.

В области больших прогибов ($\lambda \gg s$) мембрана испытывает растяжение. Напряжения растяжения в этом случае значительно превышают изгибные, поэтому в расчетах пренебрегают изгибной жесткостью мембраны. Радиальные и окружные напряжения растяжения

$$\sigma_{r\,р} = 0{,}25E\,(\lambda/R)^2\,\{[(3-\mu)/(1-\mu)] - (x/R)^2\}; \quad (3.26)$$

$$\sigma_{t\,р} = 0{,}25E\,(\lambda/R)^2\,\{[(3-\mu)/(1-\mu)] - (3x/R)^2\} \quad (3.27)$$

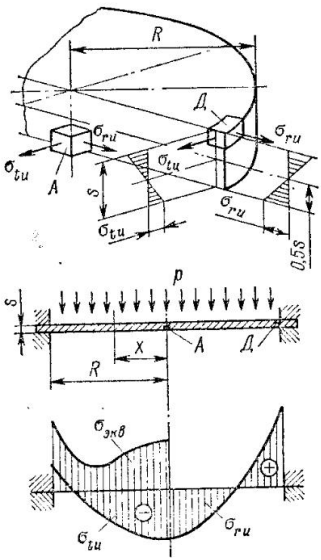


Рис. 3.65. Эпюры напряжений изгиба

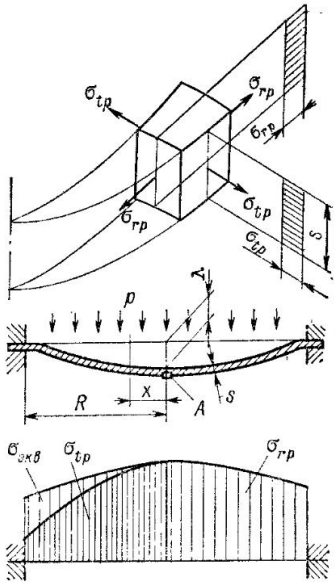


Рис. 3.66. Эпюры напряжений растяжения

распределяются по толщине мембраны равномерно (рис. 3.66).

Расчеты эквивалентных напряжений по энергетической теории прочности

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_t^2 - \sigma_r \sigma_t} \qquad (3.28)$$

показывают, что с учетом только изгибных напряжений наиболее опасными являются точки, расположенные по контуру заделки со стороны нагружения давлением (точка *Д*), а с учетом напряжений растяжения—центральные точки (точка *A*), где радиальные и окружные напряжения равны.

Уравнение плоской мембраны при произвольном прогибе отражает сумму сопротивлений деформациям изгиба и растяжения. При относительном прогибе $\varkappa = \lambda/s$ это уравнение может быть представлено в следующем виде:

$$p = E\,(s/R)^4\,(a\varkappa + b\varkappa^3), \qquad (3.29)$$

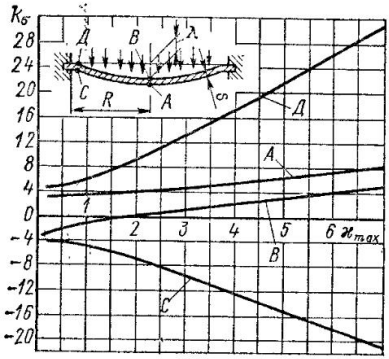


Рис. 3.67. Значения коэффициента k_σ для мембран без жесткого центра

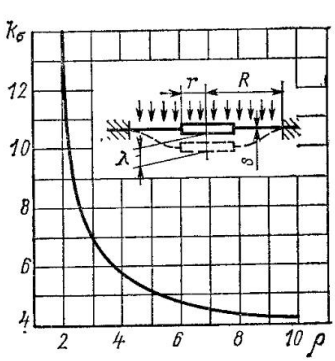


Рис. 3.68. Значения коэффициента k_σ для мембран с жестким центром

где для мембран без жесткого центра

$$a = 5{,}33/(1 - \mu^2);\ b = (7 - \mu)/[3\ (1 - \mu)]$$

и с жестким центром радиуса r $(\rho = R/r)$

$$a = 5{,}33\rho^4/[(1 - \mu^2)\ (\rho^4 - 1 - 4\rho^2 \ln \rho)];$$

$$b = \frac{\{(7 - \mu)\ [1 + (1/\rho)^2 + (1/\rho)^4]/3\} + (3 - \mu)^2/[(1 + \mu)\ \rho^2]}{(1 - \mu)\ [1 - (1/\rho)^4]\ [1 - (1/\rho)^2]^2}.$$

При малых значениях $\varkappa$ влияние кубического члена $b\varkappa^3$ в уравнении (3.29) невелико, поэтому упругая характеристика мембран в этих случаях близка к линейной. Нелинейность упругой характеристики плоских мембран η (в %) оценивается уравнением

$$\eta = -38{,}5\varkappa^2/[(a/b) + \varkappa^2]. \qquad (3.30)$$

Здесь знак минус указывает на затухающий вид упругой характеристики. Для мембран без жесткого центра параметр a/b является постоянной величиной. При $\mu = 0{,}3$ и уточненном значении b [2] $a/b = 1{,}64$. Для мембран с жестким центром при изменении ρ от 1,5 до 10 параметр a/b соответственно принимает значения от 2,08 до 1,92, поэтому с достаточной для практики точностью можно принять $a/b = 2$.

Максимальный относительный прогиб $\varkappa_{max}$ рассчитывают по заданному (или принятому) асболютному значению нелинейности $|\eta|$ (в %), исходя из уравнения (3.30)

$$\varkappa_{max} = \sqrt{|\eta|\,(a/b)/(38{,}5 - |\eta|)},$$



Рис. 3.69. Зависимость относительной начальной эффективной площади от параметра k_r

и затем определяют основные размеры мембраны: толщину $s = \lambda_{max}/\varkappa_{max}$, радиус окружности заделки по наружному контуру

$$R \geqslant s\sqrt{k_\sigma \varkappa_{max} E/[\sigma]}.$$

Для мембран без жесткого центра значения коэффициента k_σ следует выбирать по кривой, построенной для наиболее опасной точки $Д$ (рис. 3.67). Для мембран с жестким центром значения k_σ зависят от относительного радиуса ρ (рис. 3.68). После окончательного выбора размеров плоских мембран следует дать оценку их прочности с учетом максимальных эквивалентных напряжений

$$(\sigma_{экв})_{max} = k_\sigma \varkappa_{max} E\,(s/R)^2 \leqslant [\sigma].$$

Эффективная площадь плоских мембран при их прогибе под действием давления изменяется. В исходном положении, когда нагрузка отсутствует, эффективная площадь определяется уравнением

$$F_0 = f_0 \pi R^2,$$

где f_0 — относительная начальная эффективная площадь, зависящая от безразмерного параметра $k_r = 1/\rho = r/R$ (рис. 3.69). Для мембран без жесткого центра ($r = 0$) $f_0 = 0{,}25$. Эффективная площадь в зависимости от действующего давления

$$F_{эфф} = F_0\,[1 + (k_F/100)],$$

где коэффициент k_F выбирается по параметру (рис. 3.70 и 3.71)

$$k_p = pR^4/(Es^4).$$

Если на мембрану с жестким центром действует сосредоточенная сила Q (рис. 3.72), то ее перемещение рассчитывают по формуле

$$\lambda = 3\,(1 - \mu^2)\,\{[(\rho^2 - 1)/(4\rho^2)] - \ln^2 \rho/(\rho^2 - 1)\}\,QR^2/(\pi E s^3).$$

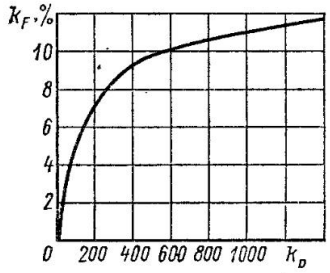


Рис. 3.70. График для определения коэффициента k_F мембран без жесткого центра

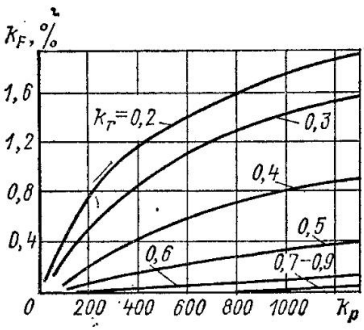


Рис. 3.71. Номограмма для определения коэффициента k_F мембран с жестким центром

Наибольшие радиальные напряжения для этого случая нагружения будут

$$\sigma_r = k_{в\,(н)} s\lambda E/R^2.$$

При расчете напряжений в точках внутреннего контура, расположенных по окружности радиуса r,

$$k_в = 2\rho^2 (2\rho^2 \ln \rho - \rho^2 + 1)/\{(1 - \mu^2)[(\rho^2 - 1)^2 - 4\rho^2 \ln^2 \rho]\},$$

а в точках наружного контура, расположенных по окружности радиуса R,

$$k_н = 2\rho^2 (\rho^2 - 1 - 2\ln \rho)/\{(1 - \mu^2)[(\rho^2 - 1)^2 - 4\rho^2 \ln^2 \rho]\}.$$

Окружные напряжения в рассматриваемых точках равны $\sigma_t = \mu\sigma_r$, а эквивалентные, по которым оценивается прочность мембран, определяют по формуле (3.28).

Угол поворота жесткого центра при действии на мембрану момента M (рис. 3.73)

$$\varphi = k_\varphi M/(Es^3),$$

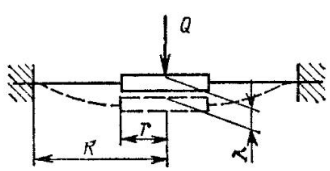


Рис. 3.72. Схема нагружения мембраны сосредоточенной силой

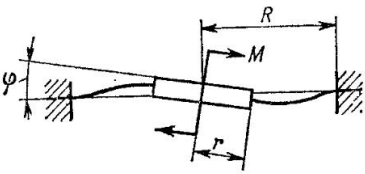


Рис. 3.73. Схема нагружения мембраны моментом

где

$$k_\varphi = 0{,}955\,(1 - \mu^2)\,\{\ln \rho - [(\rho^2 - 1)/(\rho^2 + 1)]\}.$$

Радиальные напряжения в точках наружного контура определены как

$$\sigma_{r\,н} = 3\,(\rho^2 - 1)\,\varphi E s/[\pi k_\varphi R\,(\rho^2 + 1)]$$

и внутреннего — как $\sigma_{r\,в} = \rho\sigma_{r\,н}$. Окружные напряжения в рассматриваемых точках $\sigma_t = \mu\sigma_r$, а эквивалентные находят по формуле (3.28).

Литература [2, 13, 29].

3.11. Гофрированные мембраны

Гофрированные мембраны — тонкие круглые пластины с концентрическими волнообразными складками (гофрами). Они широко применяются в качестве чувствительных элементов манометров, вакуумметров, тягомеров, напоромеров и других приборов. Гофрированные мембраны преобразуют давление в достаточно большие линейные перемещения λ, которые могут быть переданы отсчетным устройствам приборов с помощью рычажных механизмов.

Гофрированные мембраны изготавливают преимущественно из бронз бериллиевой БрБ2 и никель-титановой БрБНТ1,9, а при повышенных требованиях к коррозионной стойкости из дисперсионно-твердеющих сплавов 36НХТЮ, 36НХТЮ5М и 36НХТЮ8М.

Форма профиля гофрированной части оказывает малое влияние на вид упругой характеристики мембраны, поэтому выбор профиля обычно диктуется конструктивными и технологическими соображениями. *Пильчатый* профиль (рис. 3.74, *а*) наиболее прост в изготовлении, но не позволяет получать глубокую гофрировку из-за опасности разрыва материала в вершинах и впадинах гофров. Более глубокая гофрировка возможна для мембран с *трапецеидальным* (рис. 3.74, *б*) и *синусоидальным* (рис. 3.74, *в*) профилями, обеспечивающими меньшую концентрацию напряжений в местах перегиба. *Тороидальный* профиль (рис. 3.74, *г*) отличается высокой чувствительностью, поэтому применяются для мембран, предназначенных для измерения малых давлений. В случае перегрузки давлением, действующим с выпуклой стороны гофров, происходит посадка такой мембраны на плоскость, что предохраняет ее от разрыва. *Апериодический* профиль

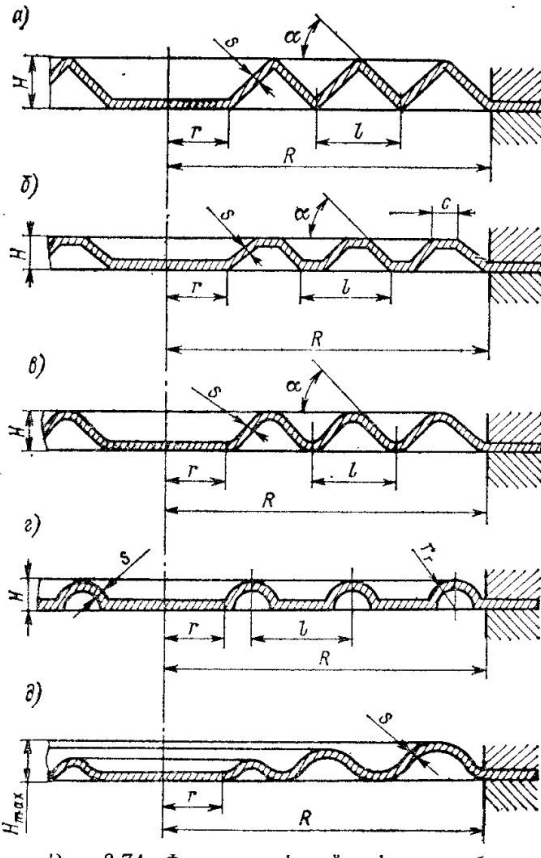


Рис. 3.74. Формы профилей гофров мембран

(рис. 3.74, *д*), переменный по глубине гофрировки, способствует более равномерному распределению напряжений в мембране, так как удаленные от центра гофры, испытывающие большие деформации, имеют меньшую кривизну.

Основные геометрические параметры гофрированных мембран (рис. 3.74): R — радиус окружности заделки по наружному контуру; r — радиус плоской центральной части, равный радиусу жесткого центра, устанавливаемого на ней с помощью пайки или сварки; $\rho = r/R$ — относительный радиус жесткого центра; s — толщина мембраны; H — глубина гофрировки; $\varepsilon = H/s$ — относительная глу-

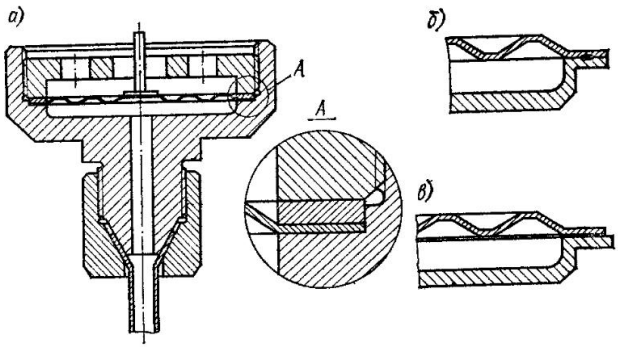


Рис. 3.75. Способы закрепления гофрированных мембран по наружному контуру

бина гофрировки; l — длина волны (шаг гофрировки); α — угол профиля.

Исследования [2] показывают, что наибольшее влияние на зависимость $\lambda = f(p)$ оказывают изменения глубины гофрирования и толщины мембран. Увеличение H при неизменных других параметрах приводит к существенному уменьшению прогиба λ, особенно на начальном участке характеристики, где она близка к линейной. Например, увеличение H в два раза может уменьшить прогиб в 2,8 раза. Однако в области больших перемещений влияние параметра H может быть обратным. Уменьшение s способствует значительнму увеличению чувствительности мембран по давлению. Влияние других геометрических параметров, в том числе и количества гофров, не столь существенно, поэтому требуемую характеристику получают, изменяя параметр ε.

В конструкциях чувствительных устройств мембраны устанавливают с помощью резьбовых соединений (рис. 3.75, *а*), электронно-лучевой или электроконтактной шовной сварки (рис. 3.75, *б*), а также с помощью пайки (рис. 3.75, *в*). Нагрев при пайке приводит к нарушению геометрической формы профиля, появлению остаточных температурных напряжений, которые могут изменить жесткость мембраны. Разъемное закрепление мембран требует высокой точности изготовления уплотнительных поверхностей деталей, обеспечивающих герметичность соединения. Указанные способы установки мембран соответствуют условиям жесткой заделки, исключающей линейные и угловые перемещения точек наружного контура.

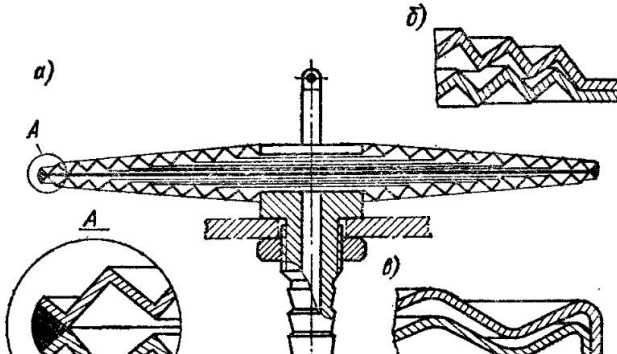


Рис. 3.76. Конструктивные виды мембранных коробок

Конструкции *мембранных коробок*, в которых две одинаковые мембраны соединены по наружному контуру пайкой или сваркой (рис. 3.76, *а*), более рациональны. Пайка и сварка в этом случае не вызывает значительных температурных напряжений, так как мембраны имеют равные толщины. Условия закрепления мембран в этих конструкциях соответствуют скользящей заделке, при которой возможны радиальные перемещения точек наружного контура, что способствует увеличению прогиба. К центральной плоской части одной мембраны присоединяют жесткий центр, а к другой — штуцер для подвода давления, который часто используют и для установки коробки в корпусной детали. При необходимости обеспечения минимального внутреннего объема применяют складывающиеся коробки (рис. 3.76, *б*). В случае перегрузки наружным давлением происходит посадка гофров друг на друга и мембраны сохраняют свои упругие свойства. В мембранных коробках грибкового типа (рис. 3.76, *в*) сварное соединение имеет повышениую прочность.

В целях увеличения прогиба в гофрированных мембранах наиболее удаленный от центра гофр выполняют большого размера. Увеличенный краевой гофр может быть цилиндрическим (рис. 3.77, *а*), а также тороидальным (рис. 3.77, *б*). Для закрепления этих мембран в корпусных деталях краевой гофр выполняют с плоским (рис. 3.77, *в*) или цилиндрическим (рис. 3.77, *г*) борти-

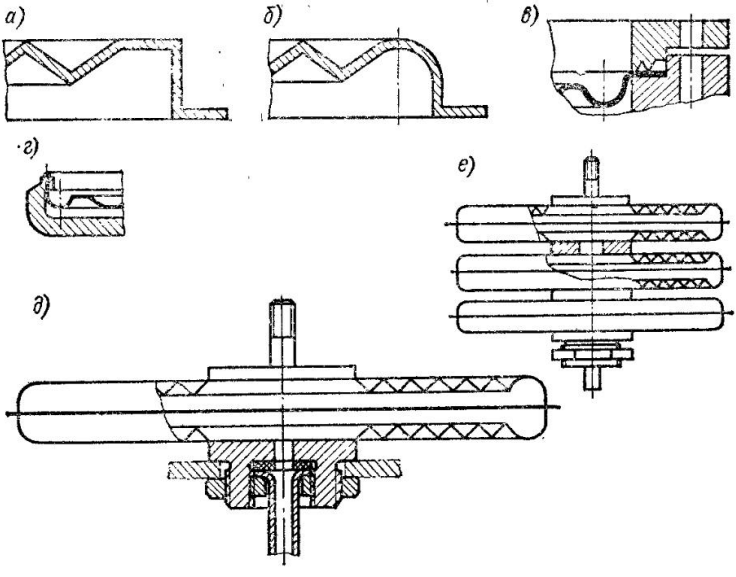
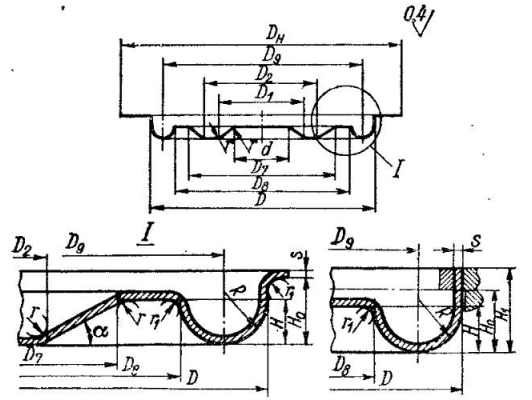


Рис. 3.77. Конструкции мембран с краевым гофром

ком. Краевой гофр влияет на прогиб мембраны, так как по отношению к центральной части он является упругой опорой. Цилиндрический гофр допускает небольшие перемещения в радиальном направлении, и прогиб мембраны за счет его деформации увеличивается незначительно (до 15 %). Тороидальный гофр позволяет увеличить прогиб мембраны в 1,5—2 раза благодаря возможности совершать сравнительно большие радиальные перемещения. Это обусловливает широкое применение мембран с тороидальным краевым гофром при изготовлении мембранных коробок (рис. 3.77, *д*) и *блоков мембранных коробок* (рис. 3.77, *е*), перемещение жестких центров которых равно сумме прогибов всех одиночных мембран, составляющих сборочную единицу.

Научно-исследовательским институтом теплоэнергетического приборостроения разработаны ряды мембран с тороидальным краевым гофром и трапецеидальным профилем гофров в средней части. Нелинейность и гистерезис упругой характеристики этих мембран не превышают соответственно 1,6 и 0,8 %. Размеры и номинальные значения основных параметров мембран с двумя гофрами даны в табл. 3.62 и 3.63, а с тремя гофрами — в табл. 3.64

3.62. Размеры мембран с двумя гофрами, мм



D	D_1	D_2	D_7	D_8	D_9	$D_н$	d	H		H_0		H_1	R
								Ном.	Пред. откл.	Ном.	Пред. откл.		
25	9,34	12,80	16,14	19,60	22,30	40	6	1,25	—0,08	2,2	—0,15	5,5	1,36
32	12,27	16,54	20,82	25,10	28,56	47	8	1,60	—0,10	2,6	—0,18	6,0	1,78
40	15,35	20,70	26,04	31,28	35,70	55	10	2,00	—0,12	3,2	—0,20	6,5	2,16
50	18,70	25,60	32,28	39,20	44,60	65	12	2,50	—0,15	4,0	—0,27	7,5	2,71
60	23,00	31,00	39,02	47,04	53,52	75	15	3,00	—0,18	4,6	—0,30	8,0	3,25
70	26,35	35,94	45,30	54,50	62,00	85	17	3,50	—0,20	5,4	—0,32	8,5	3,80

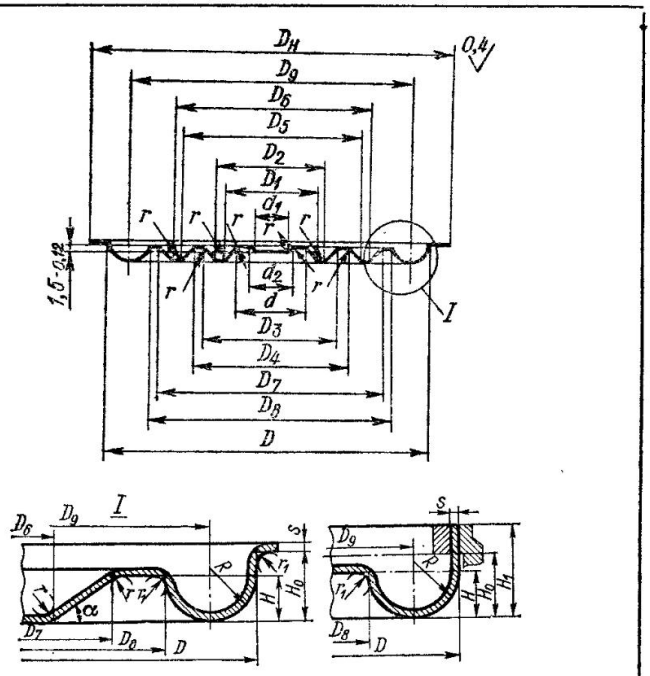
Примечания: 1. Предельные отклонения размеров $D_н$ и H_1 — h11. 2. Угол α — справочный размер, α = 37°. 3. Размеры без предельных отклонений обеспечиваются профилем штампа и контролю не подлежат.

3.63. Толщины и радиусы сопряжения мембран с двумя гофрами

Рабочий диаметр D, мм	Номинальное перемещение $λ_н$, мм	Номинальное давление $p_н$, МПа	Толщина мембран s, мм				Радиус сопряжения, мм	
			Сплав 36НХТЮ		Бронза БрБНТ1,9			
			Ном.	Пред. откл.	Ном.	Пред. откл.	r	r_1
25	0,4	0,6	0,12	—0,01	0,16	—0,02	0,4	0,5
		1,0	0,16	—0,02	0,22	—0,02	0,4	0,5
		1,6	0,22	—0,02	0,30	—0,03	0,4	0,5
		2,5	0,30	—0,03	0,40	—0,04	0,4	0,5
		4,0	0,40	—0,04	0,55	—0,05	0,4	0,5
		6,0	0,55	—0,05	—	—	0,4	0,5

Рабочий диаметр D, мм	Номинальное перемещение $\lambda_н$, мм	Номинальное давление $p_н$, МПа	Толщина мембраи s, мм				Радиус сопряжения, мм	
			Сплав 36НХТЮ		Бронза БрБНТ1,9			
			Ном.	Пред. откл	Ном.	Пред. откл.	r	r_1
32	0,5	0,6	0,18	—0,02	0,22	—0,02	0,4	0,5
		1,0	0,22	—0,02	0,30	—0,03	0,4	0,5
		1,6	0,30	—0,03	0,40	—0,04	0,4	0,5
		2,5	0,40	—0,04	0,50	—0,05	0,4	0,5
		4,0	0,55	—0,05	0,70	—0,05	0,6	0,8
		6,0	0,70	—0,05	—	—	0,6	0,8
40	0,63	0,4	0,18	—0,02	0,20	—0,02	0,4	0,5
		0,6	0,22	—0,02	0,25	—0,03	0,4	0,5
		1,0	0,28	—0,03	0,35	—0,04	0,4	0,5
		1,6	0,35	—0,04	0,48	—0,05	0,4	0,5
		2,5	0,50	—0,05	0,65	—0,05	0,4	0,5
		4,0	0,65	—0,05	0,85	—0,05	0,6	0,8
		6,0	0,90	—0,06	—	—	0,8	1,2
50	0,8	0,4	0,20	—0,02	0,25	—0,03	0,4	0,5
		0,6	0,25	—0,03	0,32	—0,03	0,4	0,5
		1,0	0,32	—0,03	0,45	—0,04	0,4	0,5
		1,6	0,45	—0,04	0,60	—0,05	0,4	0,5
		2,5	0,60	—0,05	0,75	—0,05	0,6	0,8
		4,0	0,80	—0,05	1,10	—0,07	0,8	1,2
		6,0	1,10	—0,07	—	—	0,8	1,2
60	1,0	0,4	0,23	—0,02	0,30	—0,02	0,4	0,5
		0,6	0,28	—0,02	0,40	—0,03	0,4	0,5
		1,0	0,40	—0,03	0,48	—0,04	0,4	0,5
		1,6	0,50	—0,04	0,70	—0,05	0,6	0,8
		2,5	0,70	—0,05	0,90	—0,05	0,6	0,8
		4,0	0,90	—0,06	1,25	—0,07	0,8	1,2
		6,0	1,20	—0,07	—	—	0,8	1,2
70	1,25	0,4	0,25	—0,03	0,32	—0,03	0,4	0,5
		0,6	0,35	—0,03	0,48	—0,04	0,4	0,5
		1,0	0,48	—0,04	0,55	—0,05	0,4	0,5
		1,6	0,60	—0,05	0,80	—0,06	0,6	0,8
		2,5	0,80	—0,06	1,00	—0,06	0,8	1,2
		4,0	1,10	—0,07	—	—	0,8	1,2

3.64. Размеры мембран с тремя гофрами, мм



D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	D_7	D_8	D_9
80	26,00	31,00	37,00	42,00	48,00	53,00	59,00	64,00	72,00
100	32,50	38,70	46,20	52,50	60,00	66,30	73,70	80,00	90,00
125	40,63	48,40	57,80	65,57	75,02	82,73	92,10	100,00	112,45

D	$D_н$	d	d_1	d_2	H		H_0		H_1	R	α, °
					Ном	Пред. откл.	Ном.	Пред. откл.			
80	95	20,00	11	15	2,6	—0,16	4,5	—0,27	7,5	4,45	41
100	115	25,00	11	15	3,0	—0,18	5,0	—0,30	8,0	5,56	39
125	140	31,25	11	15	3,7	—0,22	6,0	—0,37	9,0	7,01	39

Примечания: 1. Предельные отклонения размеров $D_н$ и H_1 — h11. 2. Размеры без предельных отклонений обеспечиваются профилем штампа и контролю не подлежат.

3.65. Толщины и радиусы сопряжения мембран с тремя гофрами

Рабочий диаметр D, мм	Номинальное перемещение $\lambda_н$, мм	Номинальное давление $p_н$, МПа	Толщина мембран s, мм				Радиус сопряжения, мм	
			Сплав 36НХТЮ		Бронза БрБНТ1,9			
			Ном.	Пред. откл	Ном.	Пред. откл.	r	r_1
80	1,6	0,04	0,10	—0,01	0,11	—0,01	0,3	0,5
		0,06	0,12	—0,01	0,16	—0,02	0,3	0,5
		0,10	0,16	—0,02	0,20	—0,02	0,3	0,5
		0,16	0,20	—0,02	0,28	—0,03	0,3	0,5
		0,25	0,28	—0,03	0,38	—0,04	0,3	0,5
		0,40	0,38	—0,04	0,50	—0,04	0,3	0,5
		0,60	0,50	—0,04	0,70	—0,05	0,5	0,6
		1,00	0,70	—0,05	1,0	—0,06	0,5	0,6
		1,60	1,00	—0,06	—	—	0,5	0,6
100	2,0	0,016	—	—	0,10	—0,01	0,3	0,5
		0,025	0,10	—0,01	0,12	—0,01	0,3	0,5
		0,04	0,12	—0,01	0,14	—0,01	0,3	0,5
		0,06	0,15	—0,01	0,16	—0,02	0,3	0,5
		0,10	0,18	—0,02	0,22	—0,02	0,3	0,5
		0,16	0,25	—0,02	0,35	—0,03	0,3	0,5
		0,25	0,35	—0,03	0,48	—0,04	0,3	0,5
		0,40	0,48	—0,04	0,65	—0,05	0,3	0,5
		0,60	0,65	—0,05	0,90	—0,06	0,5	0,6
		1,00	0,90	—0,06	—	—	0,5	0,6
125	2,5	0,01	—	—	0,10	—0,01	0,3	0,5
		0,016	0,11	—0,01	0,12	—0,01	0,3	0,5
		0,025	0,13	—0,01	0,14	—0,01	0,3	0,5
		0,04	0,15	—0,01	0,18	—0,02	0,3	0,5
		0,06	0,18	—0,02	0,22	—0,02	0,3	0,5
		0,10	0,25	—0,02	0,30	—0,03	0,3	0,5
		0,16	0,32	—0,03	0,45	—0,04	0,3	0,5
		0,25	0,45	—0,04	0,60	—0,05	0,3	0,5
		0,40	0,60	—0,05	—	—	0,3	0,5
		0,60	0,80	—0,06	—	—	0,5	0,6

3.66. Значения коэффициентов k_1 и k_2

Профиль гофрировки	k_1	k_2
Трапецеидальный (см. рис. 3.74, *б*)	$\frac{1-\frac{2c}{l}}{\cos\alpha}+\frac{2c}{l}$	$\varepsilon^2\left[\frac{1-\frac{2c}{l}}{\cos\alpha}+\frac{6c}{l}\right]+$ $+\left(1-\frac{2c}{l}\right)\cos\alpha+\frac{2c}{l}$
Пильчатый (см. рис. 3.74, *а*)	$\frac{1}{\cos\alpha}$	$\frac{\varepsilon^2}{\cos\alpha}+\cos\alpha$
Синусоидальный (см. рис. 3.74, *в*) при $\alpha < 15°$	1	$\frac{3}{2}\varepsilon^2+1$

и 3.65. Рабочее давление $p_р$ для мембран должно быть меньше номинального $p_н$, указанного в таблицах. Поскольку упругая характеристика близка к линейной, то максимальное рабочее перемещение $\lambda_р$ будет равно

$$\lambda_р = \lambda_н p_р / p_н.$$

Упругая характеристика мембран без краевого гофра описывается кубическим уравнением, которое, как и для плоских мембран, отображает сопротивление мембраны изгибу и растяжению. Уравнение гофрированных мембран имеет вид:

при действии давления

$$p = E\,(k_{р1} a_р \lambda s^3 + k_{р2} b_р \lambda^3 s)/R^4,$$

при действии сосредоточенной силы

$$Q = \pi E\,(k_{с1} a_с \lambda s^3 + k_{с2} b_с \lambda^3 s)/R^2.$$

В этих формулах коэффициенты зависят от параметра

$$k = \sqrt{k_1 k_2},$$

3.67. Значения коэффициентов, учитывающих влияние жесткого центра на прогиб гофрированных мембран

k	ρ							
	0,2	0,4	0,6	0,8	0,2	0,4	0,6	0,8
	k_{p1}				k_{c1}			
2	1,10	1,68	4,25	28,3	1,32	2,72	9,04	76,2
4	1,01	1,22	2,33	12,8	1,12	1,69	4,17	29,0
6	1,01	1,11	1,75	7,77	1,08	1,45	2,89	16,2
8	1,00	1,08	1,52	5,53	1,07	1,36	2,39	10,9
10	1,00	1,06	1,40	4,34	1,06	1,31	2,15	8,31
12	1,00	1,05	1,34	3,64	1,06	1,29	2,01	6,81
16	1,00	1,04	1,27	2,90	1,05	1,26	1,86	5,25
	k_{p2}				k_{c2}			
2	1,14	1,89	5,21	36,7	2,36	6,69	26,2	237
4	1,13	1,75	4,46	30,6	2,35	6,52	25,3	229
6	1,13	1,73	4,28	28,7	2,34	6,49	25,1	227
8	1,13	1,73	4,22	27,9	2,34	6,49	25,0	226
10	1,13	1,72	4,20	27,4	2,34	6,48	25,0	226
12	1,13	1,72	4,20	27,2	2,34	6,48	25,0	225
16	1,13	1,72	4,18	27,0	2,34	6,48	25,0	225

учитывающего геометрию гофрировки (табл. 3.66), и определяются по формулам:

$$a_p = 2(3 + k)(1 + k)/\{3k_1[1 - (\mu/k)^2]\};$$

$$b_p = 32k_1\,[k(k + 3) - \mu(k - 3) - 18]/[6(k^2 - 9)(k - \mu)(k + 3)];$$

$$a_c = (1 + k)^2/\{3k_1[1 - (\mu/k)^2]\};$$

$$b_c = k_1\,[0{,}5 - \{(1 - \mu)/(k - \mu)(k + 1)\}]/(k^2 - 1).$$

Значения коэффициентов k_{p1}, k_{p2}, k_{c1}, и k_{c2}, учитывающих влияние жесткого центра на прогиб мембраны, представлены в табл. 3.67.

Эффективную площадь гофрированных мембран рассчитывают по формуле, полученной приближенным способом,

$$F_{эфф} = \pi(R^2 + Rr + r^2)/3.$$

При одинаковых рабочих радиусах R эффективная площадь возрастает с увеличением радиуса жесткого

центра r и глубины гофрировки H, и уменьшается с увеличением толщины s.

Объем, вытесняемый гофрированной мембраной с линейной упругой характеристикой при прогибе λ, равен

$$V = 2{,}1\ (1 + k)\lambda R^2/(3 + k).$$

Конструирование гофрированных мембран при различных вариантах заданных исходных параметров представляет большие трудности, однако для некоторых частных конструктивных решений такая методика разработана.

Литература [2, 29].

3.12. Хлопающие мембраны

Хлопающая мембрана представляет собой тонкостенную *сферическую* (рис. 3.78, *а*) или *коническую* (рис. 3.78, *б*) оболочку, которая при нагружении до некоторого критического давления с выпуклой стороны скачком (хлопком) изменяет свой прогиб. Способность мембраны к проявлению этого эффекта определяется размером начальной выпуклости H. Сферическая мембрана скачкообразно изменяет свой прогиб при относительной высоте $H/s > 1{,}6$, а коническая — при $H/s > 1{,}85$.

Потеря устойчивости хлопающей мембраны может происходить только в области упругих деформаций, поэтому для изготовления таких мембран применяют материалы с высокими упругими свойствами: качественные углеродистые стали и бериллиевые бронзы.

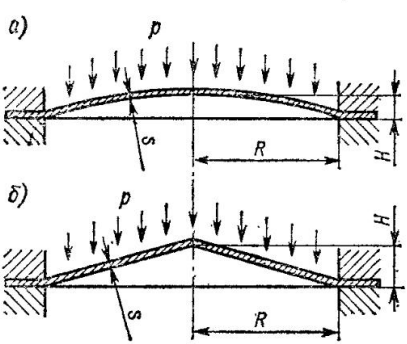


Рис. 3.78. Типы и размеры хлопающих мембран

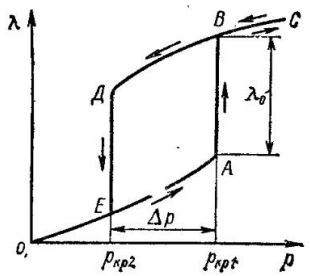


Рис. 3.79. Упругая характеристика хлопающей мембраны

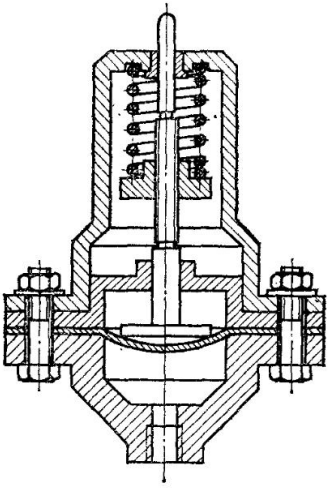


Рис. 3.80. Крепление хлопающей мембраны в реле сигнализации давления

В процессе нагружения хлопающей мембраны давлением ее прогиб на начальном участке OA (рис. 3.79) возрастает монотонно. К моменту достижения первого критического давления $p_{кр1}$ в срединной поверхности мембраны силы сжатия возрастают настолько, что мембрана теряет устойчивость и резко изменяет свою форму, скачком увеличив прогиб на λ_0 (участок AB). При дальнейшем повышении давления прогиб снова возрастает плавно (участок BC). Уменьшение прогиба после сброса давления происходит также скачком (участок $ДЕ$), но при меньшем значении критического давления $p_{кр2}$. Свойства хлопающих мембран широко используют в различных предохранительных устройствах, а также для сигнализации. Хлопающая мембрана реле сигнализации давления жидких и газообразных сред (рис. 3.80) при достижении критического давления резко воздействует на шток, который управляет контактами электрических или пневматических цепей. Необходимый предел срабатывания реле устанавливают регулировкой предварительной силы сжатия пружины.

Уравнение хлопающей мембраны имеет вид

$$pR^4/Es^4 = (k_1\lambda/s) \pm k_2\,(\lambda/s)^2 + k_3\,(\lambda/s)^3.$$

Знак «плюс» в этом уравнении соответствует нагружению мембраны давлением с вогнутой стороны, знак «минус» —

3.68. Значения коэффициентов k_1, k_2 и k_3

Тип мембраны	k_1	k_2	k_3
Сферическая	$5{,}86 + 4{,}88\,(H/s)^2$	$7{,}72H/s$	2,76
Коническая	$5{,}86 + 3{,}48\,(H/s)^2$	$6{,}52H/s$	

с выпуклой. Значения коэффициентов k_1, k_2 и k_3 при коэффициенте Пуассона $\mu = 0{,}3$ даны в табл. 3.68.

Критические давления, при которых происходит скачкообразное изменение прогиба мембраны, для глухой заделки по наружному контуру и при $\mu = 0{,}3$ определяются зависимостью

$$P_{кр} = Es^4 [5{,}46\,(H/s) + 0{,}08\,(H/s)^3 \pm \pm 2{,}85\,\{0{,}04\,(H/s)^2 - 1{,}1\}^{3/2}] / R^4.$$

Знак «плюс» соответствует первому критическому давлению $p_{кр1}$, а знак «минус» — второму $p_{кр2}$.

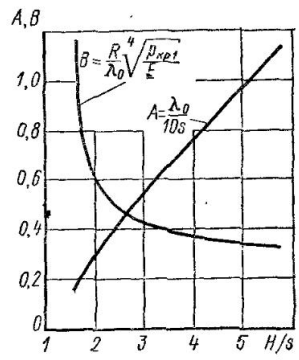


Рис. 3.81. Номограмма для определения размеров хлопающих мембран

Геометрические размеры хлопающих мембран удобно определять по номограмме (рис. 3.81), позволяющей производить расчеты при различных комбинациях заданных и искомых параметров. Часто исходными величинами являются: прогиб λ_0 и критическое давление $p_{кр1}$. Задаваясь относительной высотой H/s, по номограмме находят размеры s и R.

Литература [2].

3.13. Предохранительные мембраны

Предохранительные мембраны предназначены для защиты различных аппаратов от разрушения в случае превышения рабочего давления жидких или газообразных сред. При достижении критического давления мембраны разрушаются, обеспечивая сброс давления в аппарате. По сравнению с предохранительными клапанами мембраны имеют ряд преимуществ: в них нет подвижных частей, они обеспечивают более надежную герметичность при нормальной работе аппарата и имеют меньшую инерционность при срабатывании.

Важным рабочим параметром предохранительных мембран является коэффициент, характеризующий отношение разрушающего давления $p_{разр}$ к рабочему $p_{раб}$

$$k = p_{разр}/p_{раб}. \qquad (3.31)$$

Обычно значения этого коэффициента лежат в пределах от 1,2 до 1,3. Наибольшее применение получили следующие

3.69. Материалы разрывных предохранительных мембран

Материал	Марка	ГОСТ	Максимальная рабочая температура, °С	Рабочие среды
Фольга алюминиевая	АД1, АД0, А99, А97, А95, А7, А6, А5, А0	618—73*	100	Растворы перекиси водорода, уксусная кислота, глицерин, концентрированная азотная кислота, жидкий метан
Лента алюминиевая	А7, А6, А5, А0, АД00, АД, АД0, АД1, АМц	13726—78*	100	То же
Фольга медная	М1, М1р, М2, М2р, М3, М3р	5638—75*	160	Жидкий кислород
Лента никелевая	НП1, НП2, НП3, НП4, НК0,2	2170—73*	400	Окислительные среды, щелочи
Листы из титана и его сплавов	ВТ1-00, ВТ1-0, ОТ4-0, ОТ4-1, ОТ4	19807—74*	300	Азотная кислота, влажный хлор, уксусная и муравьиная кислоты, растворы соляной и серной кислот
Тонколистовая коррозионно- и жаростойкая сталь	Х18Н10Т	19904—74*	300	Азотная кислота и ее соли, фосфорная кислота, большинство органических продуктов
Листы свинцовые	С0, С1, С2, С3	9559—75*	70	Коррозионные среды

типы предохранительных мембран: разрывные, ломающиеся, срезные и отрывные.

Разрывные мембраны изготовляют из тонколистовых материалов, назначаемых с учетом свойств и температуры рабочих сред (табл. 3.69). После установки разрывной мембраны в держателях ей придают сферическую форму (рис. 3.82, *а*), нагружая давлением выпучивания $p_в$. Предварительное выпучивание способствует уменьшению разницы между разрушающими давлениями при статическом и динамическом нагружениях. Исследования [27] показывают: чем меньше разность ($p_{разр} - p_в$), тем выше скорость срабатывания мембран, поэтому для формообразования разрывных мембран желательно применять максимальные значения $p_в$. Однако в условиях пульсирующего давления с увеличением $p_в$ уменьшается число циклов нагружения, которое может выдержать мембрана [27].

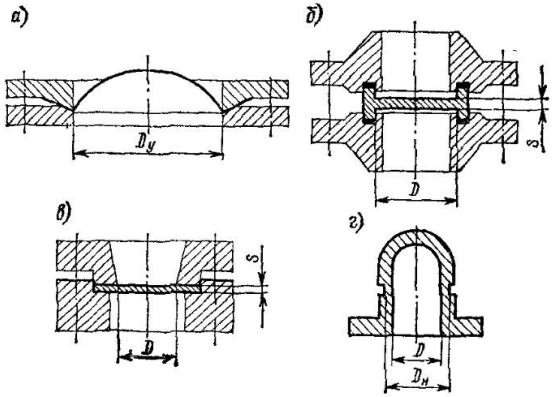


Рис. 3.82. Типы предохранительных мембран

В рабочих условиях давление $p_{разр}$ может увеличиться за счет вытяжки мембраны из-под держателей с плоскими уплотнительными поверхностями. Более надежное закрепление мембран по контуру можно достичь применением держателей с коническими уплотнительными поверхностями.

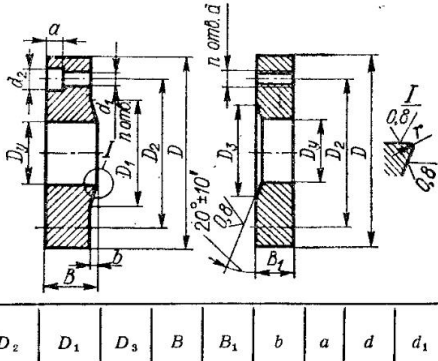
Размеры одного из вариантов конструктивного решения таких держателей даны в табл. 3.70. Держатели в сборке с разрывной мембраной устанавливают между стандартными фланцами с плоской уплотнительной поверхностью.

Конструирование разрывных мембран связано с применением вероятностных методов, так как изготовленные мембраны одного типоразмера имеют большой разброс по разрушающему давлению. Это объясняется несовершенством механических свойств материалов, неравномерностью толщин, различиями в затягах держателей и другими случайными факторами. Исходными данными для проектирования мембран являются разрушающее давление $p_{разр}$ и условный проход $D_у$, определяемый с учетом требуемой пропускной способности предохранительного устройства. При известном рабочем давлении $p_{разр}$ можно найти, пользуясь зависимостью (3.31).

Толщину мембраны рассчитывают ориентировочно по формуле

$$s = p_{разр} D_у / (k_р \sigma_{пч}), \qquad (3.32)$$

3.70. Размеры держателей для разрывных мембран, мм



D_y	D	D_2	D_1	D_3	B	B_1	b	a	d	d_1	d_2	n	r
25	78	60	42	34	18	15	3,1	6	М4	5	8	3	1
32	85	65	49	41	18	15	3,1	6	М4	5	8	3	1
40	96	78	60	52	18	15	3,6	6	М4	5	8	3	1
50	108	88	69	61	18	15	3,4	6	М4	5	8	3	1
65	132	110	91	83	18	15	4,7	6	М4	5	8	4	1
80	144	124	104	96	25	18	4,4	7	М6	7	11	4	1,5
100	172	150	129	121	25	18	5,3	7	М6	7	11	4	1,5
125	205	182	159	151	25	18	6,2	7	М6	7	11	4	1,5
150	240	215	186	178	25	18	6,6	7	М6	7	11	4	1,5
200	300	275	249	241	35	25	8,9	8	М8	10	14	6	2
250	355	330	304	296	35	25	9,8	8	М8	10	14	6	2
300	415	385	354	346	35	25	9,8	8	М8	10	14	6	2
350	475	440	404	396	35	25	9,8	8	М8	10	14	6	2
400	525	490	454	446	35	25	9,8	8	М8	10	14	6	2

Примечание. В таблице даны размеры держателей на условное давление 6,4 МПа.

где $k_р$ — коэффициент, принимаемый в различных источниках в пределах от 3,3 до 4,2; $\sigma_{пч}$ — предел прочности тонколистового материала, определяемый опытным путем в результате предварительных гидростатических испытаний.

Доверительные интервалы разрушающего давления устанавливают на основе испытаний партии мембран, доводя их до разрушения. За оптимальный объем выборки рекомендуется принимать $n = 20$, так как при больших значениях n доверительные интервалы существенно не сужаются. При среднем арифметическом выборки

$$\bar{p} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} p_i$$

и дисперсии

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{n}(p_i - \bar{p})^2}$$

предельные значения разрушающего давления будут равны

$$p_{\frac{\min}{\max}} = \bar{p} \mp 3{,}4\sigma.$$

Точность срабатывания разрывных мембран можно повысить за счет увеличения толщины. Чтобы сохранить при этом значение $p_{разр}$ в заданных пределах, необходимо увеличить условный проход $D_у$ до значений, определяемых зависимостью (3.32).

Ломающиеся мембраны (рис. 3.82, *б*) изготавливают из чугунов, графитов, стекла и других хрупких материалов. Их применяют главным образом для аппаратов, работающих при высоких температурах. Стеклянные мембраны используют при $p_{раб} \leqslant 0{,}2$ МПа, а графитовые — при $p_{раб} \leqslant 2$ МПа. Толщины мембран рассчитывают по эмпирической формуле

$$s = k_л p_{разр} D/(4\sigma_{пч}),$$

где $\sigma_{пч}$ — предел прочности на разрыв материала мембраны; $k_л$ — масштабный коэффициент, определяемый опытным путем. При $D/s = 10 \div 15$ $k_л = 0{,}32$.

Разрушение *срезных* мембран (рис. 3.82, *в*) происходит по контуру, который соответствует заостренной кромке прижимного фланца. Сбросная часть этого фланца расширена с тем, чтобы срезанный диск не смог перекрыть проходное сечение. Для изготовления срезных мембран применяют коррозионно-стойкие стали и неотожженный листовой алюминий АД. Толщины этих мембран рассчитывают с учетом предела прочности материала на срез $\tau_{пч}$:

$$s = p_{разр} D/(4\tau_{пч}).$$

Отрывные мембраны колпачковой формы разрушаются по ослабленному кольцевому сечению (рис. 3.82, *г*). Они предназначены для аппаратов, работающих при высоких давлениях ($p_{раб} \geqslant 25$ МПа). Расчет отрывных мембран связан с определением требуемого наружного диаметра ослабленного сечения

$$D_н = D\sqrt{(p_{разр}/\sigma_{пч}) + 1}.$$

Литература [27].

3.14. Эластичные мембраны

Мембраны из неметаллических материалов малой жесткости называют эластичными. Их изготавливают из высокоупругих сортов листовой резины, прорезиненных тканей и пластмасс. Наиболее широкое применение имеет мембранное полотно из прорезиненных тканей (табл. 3.71), которые могут работать в средах с примесями масла.

В различных устройствах эластичные мембраны часто используют в качестве следующих элементов: *чувствительных* — для измерения давления, *силовых*, преобразующих давление в сосредоточенную силу; *компенсационных*, обеспечивающих уравновешивание объемов жидкости или газа; *насосных*, предназначенных для перемещения заданного объема жидкости или газа.

3.71. Характеристики прорезиненных тканей для эластичных мембран

Тип ткани	Марка резины или клея	Толщина материала в вулканизованном виде, мм	Рабочая температура, °С	
			от	до
Хлопчатобумажная ткань:				
АМ-93	222Н	0,4	—40	+100
	225Н	0,8	—40	+100
	4327 (СКН)	1,0	—50	+100
ТД	4327	0,4	—50	+100
	3944	0,5	—50	+100
	СКН	0,7	—50	+100
$Б_2$	225Н	0,25	—45	+100
	Наирит	0,3	—45	+100
Капрон артикула:				
1516	4327 (СКН)	0,2	—50	+100
	Клей 2Н4 (НК)	0,3	—50	+100
	23СА	0,4	—50	+100
	Наирит	0,5	—50	+100
1520	ИРП-1024	0,4	—50	+120
	ИРП-1081	0,5	—50	+120
	СКН	0,7	—50	+120
Шелк артикула:				
1506	Клей № 6 (НК)	0,2	—50	+80
1611	Клей 224Н	0,17	—45	+100
Ткань «Доместик»	Любая маслостойкая резиновая смесь	1,5	—30	+100
Ткань Р-2-40	Клей КР-6-18 ИРП-1071 (СКН)	1,5	—50	+20

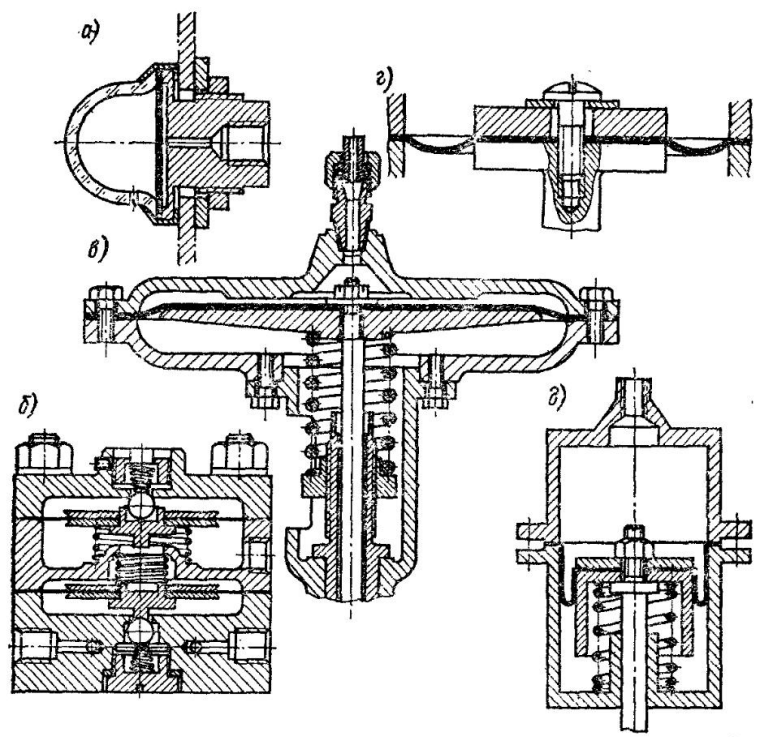


Рис. 3.83. Типы и примеры применения эластичных мембран

В зависимости от формы упругой поверхности в исходном положении эластичные мембраны подразделяются на плоские, гофрированные, манжетные и сферические.

В пневматических визуальных индикаторах (пневмолампах) систем телемеханики устанавливают ярко окрашенные *плоские* резиновые мембраны (рис. 3.83, *а*). При отсутствии пневмосигнала мембрана закрыта черными разрезными шторками, которые она раздвигает под действием давления и плотно прижимается к внутренней поверхности прозрачного колпака. *Плоские мембраны с жестким центром* являются основным функциональным преобразователем большинства устройств унифицированной системы промышленной пневмоавтоматики и других приборов (рис. 3.83, *б*).

Эластичные мембраны в исполнительных органах и регулирующих клапанах (рис. 3.83, *в*) имеют диаметры

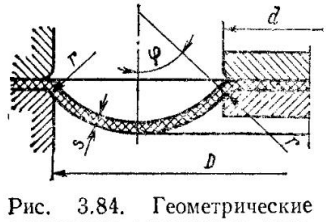


Рис. 3.84. Геометрические параметры эластичных мембран с жестким центром

заделки по наружному контуру от 160 до 500 мм и обеспечивают ход штока до 100 мм. В этих устройствах под действием пружины жесткий центр смещается в направлении, противоположном действию давления, поэтому плоскость жесткого центра в исходном положении не совпадает с плоскостью защемления мембраны. При нагружении давлением в рабочей кольцевой части мембраны образуется гофр за счет растяжения полотна и вытягивания его из мест защемления.

Упругая характеристика эластичных мембран будет более стабильной, если гофр образуется при сборке за счет установки мембранного полотна в корпусе с расслаблением (рис. 3.83, *г*). При подаче давления гофр приобретает тороидальную форму. *Гофрированные* мембраны позволяют получать существенно больший рабочий ход жесткого центра, чем плоские.

Строгое постоянство эффективной площади — одно из основных требований к эластичным мембранам. С увеличением перепада давления жесткость плоских и гофрированных мембран возрастает. Это обусловлено изменением эффективной площади при перемещениях жесткого центра. *Манжетные* мембраны (рис. 3.83, *д*), обеспечивая большой рабочий ход поршня, отличаются высоким постоянством эффективной площади, изменения которой при перемещениях поршня составляют не более 0,1 %. В этих устройствах желательно иметь наименьшую разность диаметров корпуса цилиндра D и жесткого центра d. Рекомендуется при толщине мембранного полотна s принимать $d \leqslant D - 10s$.

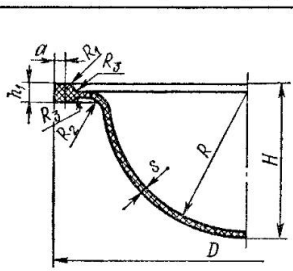
Стабильность рабочих характеристик эластичных мембран зависит также от размеров радиусов скругления на жестком центре и корпусных деталях (рис. 3.84). Минимальные значения радиусов скругления r назначают с учетом толщины мембранного полотна и условий работы эластичных мембран (табл. 3.72).

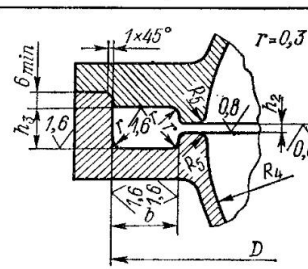
Размеры *сферических* резиновых мембран и мест для их установки регламентированы ГОСТ 25299—82* (табл. 3.73). Сферические мембраны предназначены для разделения полостей в сферических емкостях при перепаде

3.72. Минимальные радиусы скруглений деталей в местах защемления мембранного полотна

Условие работы	Радиус скругления по окружности защемления	
	в корпусе	в жестком центре
Плавное нагружение:		
без изменения направления перепада давления	0,3s	(0,3÷0,5) s
с изменением направления перепада давления	(1÷1,5) s	(1÷2) s
Резкие изменения перепада давления по значению и направлению	(3÷4) s	(3÷5) s

3.73. Параметры сферических резиновых мембран и размеры гнезд для их закрепления, мм





Вместимость, дм³	R		R_1	R_2	R_3 ном.	R_4 (H11)	R_5 $\left(\frac{1T14}{2}\right)$	D		H	
	Ном.	Пред. откл.						Ном.	Пред. откл.	Ном.	Пред. откл.
0,25	37	±0,3	2,5	4	1	40	4	102	±1,0	41	±0,3
0,40	43	±0,3	2,5	4	1	46	4	114	±1,1	47	±0,3
0,63	50	±0,4	2,5	4	1	53	4	128	±1,3	54	±0,4
1,00	59	±0,4	2,5	4	1	62	4	146	±1,5	63	±0,4
1,60	70	±0,4	2,5	4	1	73	4	168	±1,7	74	±0,4
2,50	81	±0,4	3,0	6	1	85	6	198	±2,0	86	±0,4
4,00	94	±0,4	3,0	6	1	98	6	224	±2,2	99	±0,4
6,30	111	±0,4	3,0	6	1	115	6	258	±2,6	116	±0,4
10,00	129	±0,5	4,0	8	2	135	8	306	±3,1	136	±0,5
16,00	149	±0,5	4,0	8	2	155	8	346	±3,5	156	±0,5
25,00	174	±0,5	5,0	10	2	180	10	404	±4,0	182	±0,5
40,00	204	±0,6	5,0	10	2	210	10	464	±4,6	212	±0,6
63,00	244	±0,6	6,0	10	2	250	10	548	±5,5	253	±0,6
100,00	284	±0,7	6,0	10	2	290	10	628	±6,3	293	±0,7

Вместимость, дм³	a	b (H9)	h_3 $\left(\frac{IT12}{2}\right)$	h_2 $\left(\frac{IT12}{2}\right)$	h_1		s		Масса мембраны, кг
					Ном.	Пред. откл.	Ном.	Пред. откл.	
0,25	2,5	5,3	3,6	1,5	5	±0,2	1,5		0,05
0,40	2,5	5,3	3,6	1,5	5	±0,2	1,5	+0,3	0,07
0,63	2,5	5,3	3,6	1,5	5	±0,2	1,5	−0,2	0,08
1,00	2,5	5,3	3,6	1,5	5	±0,2	1,5		0,10
1,60	2,5	5,3	3,6	1,5	5	±0,2	1,5		0,13
2,50	3,0	6,4	4,2	2,0	6	±0,2	2,0	+0,4	0,22
4,00	3,0	6,4	4,2	2,0	6	±0,2	2,0	−0,3	0,29
6,30	3,0	6,4	4,2	2,0	6	±0,2	2,0		0,36
10,00	4,0	8,5	5,7	3,0	8	±0,3	3,0		0,78
16,00	4,0	8,5	5,7	3,0	8	±0,3	3,0		0,90
25,00	5,0	10,3	7,2	3,0	10	±0,3	3,0	+0,5	1,24
40,00	5,0	12,4	8,5	3,0	10	±0,3	3,0	−0,4	1,62
63,00	6,0	12,4	8,5	3,0	12	±0,3	3,0		2,25
100,00	6,0	12,4	8,5	3,0	12	±0,3	3,0		3,00

Примечания: 1. Предельные отклонения для R_1, R_2, a ± ±0,1, для R_3 ±0,15 2. В таблице указаны предельные отклонения размера D для мембраны, для корпусных деталей — H8/f8.

давления до 3 МПа. Их используют в качестве насосных элементов. В рабочем процессе при нагружении мембраны с выпуклой стороны сжатым воздухом она вытесняет жидкость из другой полости. Устройства подобного типа широко применяются в летательных аппаратах для подачи топлива или его компонентов. В условных обозначениях сферических резиновых мембран указывают их номинальную вместимость. Например, мембрана вместимостью 6,3 дм³ имеет обозначение

*Мембрана 6,3 ГОСТ 25299—82**.

При конструировании сборочных единиц с плоскими и гофрированными мембранами заданными величинами часто являются рабочее давление p, эффективная площадь $F_{эфф}$ и перемещение λ. Исходя из этих параметров, можно определить геометрические размеры эластичных мембран.

Диаметр наружного защемления эластичной мембраны без жесткого центра можно получить из формулы, определяющей ее эффективную площадь,

$$F_{эфф} = \pi D^2/12.$$

Необходимую толщину такой мембраны рассчитывают с учетом заданного прогиба:

$$s \geqslant pD^4/58{,}7E\lambda^3.$$

Оценка прочности эластичных мембран без жесткого центра ведется по максимальным эквивалентным напряжениям, возникающим в центре мембраны,

$$\sigma_{max} = 4{,}33\,E(\lambda/D)^2 \leqslant [\sigma].$$

Для резинотканевого полотна $E = 30 \div 60$ МПа.

При проектировании плоских и гофрированных (рис. 3.84) мембран с жестким центром предварительно задаются параметром $\varepsilon = d/D$ в пределах 0,5—0,85 и рассчитывают основные параметры.

Диаметр наружного защемления

$$D = \sqrt{12F_{эфф}/[\pi(1 + \varepsilon + \varepsilon^2)]}.$$

Диаметр жесткого центра

$$d = \varepsilon D.$$

Длина дуги свободного провисания ненагруженного мембранного полотна для плоских мембран $l = 0{,}515\,(D - d)$ и для гофрированных (при условии, что гофры имеют полукруглую форму) $l = 0{,}785\,(D - d)$.

Угол φ (в рад) находят по коэффициенту $k_\varphi = 0{,}5 \times \times \sqrt{(D-d)^2 + 4\lambda^2}/l$. Значения угла φ приведены ниже:

k_φ	0,63	0,64	0,65	0,66	0,67	0,68	0,69	0,70	0,71
φ	1,59	1,56	1,54	1,51	1,49	1,46	1,44	1,41	1,38
k_φ	0,72	0,73	0,74	0,75	0,76	0,77	0,78	0,79	0,80
φ	1,36	1,33	1,30	1,28	1,25	1,22	1,19	1,16	1,13
k_φ	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86	0,87	0,88	0,89
φ	1,10	1,07	1,04	1,00	0,97	0,94	0,90	0,86	0,83
k_φ	0,900	0,905	0,910	0,915	0,920	0,925	0,930	0,935	
φ	0,79	0,77	0,75	0,72	0,70	0,68	0,66	0,63	
k_φ	0,940	0,945	0,950	0,955	0,960	0,965	0,970	0,975	
φ	0,60	0,58	0,55	0,52	0,49	0,46	0,42	0,39	
k_φ	0,980	0,981	0,982	0,983	0,984	0,985	0,986	0,987	
φ	0,35	0,34	0,33	0,32	0,31	0,30	0,29	0,28	
k_φ	0,988	0,989	0,990	0,991	0,992	0,993	0,994	0,995	
φ	0,27	0,26	0,25	0,23	0,22	0,21	0,19	0,17	
k_φ	0,996	0,997	0,998	0,999	0,9993	0,9996	0,99975	1,00	
φ	0,16	0,13	0,11	0,08	0,06	0,05	0,04	0,00	

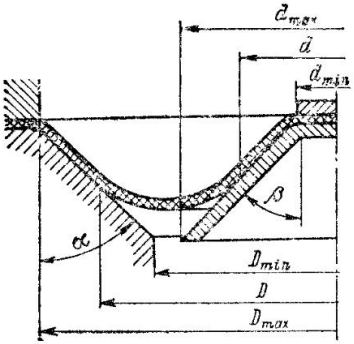


Рис. 3.85. Геометрические параметры эластичной мембраны с грибовидным жестким центром

Толщина мембран определяется из условия прочности для наиболее опасного сечения, расположенного по окружности защемления мембранного полотна в жестком центре:

$$s = pk_{\varphi} l\ [(D/d) + 2]/(6\ [\sigma] \sin \varphi).$$

При выборе допускаемых напряжений учитывают предел прочности на растяжение $[\sigma] = \sigma_{пч}/n$ (для резинотканевых материалов $\sigma_{пч} = 30$ МПа). Запас прочности n при плавном нагружении мембран давлением и незначительных ее перемещениях принимают в пределах $n = 4 \div 5$, а при динамическом нагружении и больших перемещениях жесткого центра $n = 8 \div 10$.

В нейтральном положении, при котором плоскости защемления мембранного полотна в жестком центре и в корпусных деталях совпадают, эффективная площадь мембран определяется выражением

$$F_{эфф} = \pi\ (D^2 + dD + d^2)/12.$$

С увеличением перепада давления и появлением перемещений жесткого центра эффективная площадь плоских и гофрированных мембран изменяется за счет деформации кольцевой рабочей части полотна. Закон изменения эффективной площади с учетом перемещения жесткого центра представляется уравнением

$$F_{эфф} = [\pi\ (D^2 + dD + d^2)/12] + [\pi\ (D + 2d)\ \lambda]/(6\ \mathrm{tg}\ \varphi).$$

В устройствах пневмоавтоматики широко применяются эластичные мембраны с переменной эффективной площадью. Для этого рабочие поверхности контакта жесткого центра с мембранным полотном выполняют в виде усеченных конусов (рис. 3.85). Углы конусов могут быть различными, однако практически чаще их назначают равными: $\alpha = \beta$. Установку заданного размера эффективной площади осуществляют предварительным смещением грибовидного жесткого центра. При смещении жесткого центра вниз диаметры линий контакта мембранного полотна с жест-

ким центром d и корпусной частью D уменьшаются, а при смещении вверх оба диаметра увеличиваются. Соответственно изменяется эффективная площадь.

Исходным параметром для конструирования таких мембран является диапазон изменения эффективной площади от F_{min} до F_{max}. Задаваясь предварительно ε в пределах от 0,3 до 0,5, рассчитывают основные размеры сборочной единицы:

минимальный диаметр корпусной детали $D_{min} = \sqrt{12F_{min}/[\pi(1+\varepsilon+\varepsilon^2)]}$;

минимальный диаметр жесткого центра $d_{min} = \varepsilon D_{min}$;

максимальный диаметр корпусной детали $D_{max} = 0{,}5(D_{min} - d_{min}) + \sqrt{(4F_{max}/\pi) - (D_{min} - d_{min})^2/12}$;

максимальный диаметр жесткого центра $d_{max} = D_{max} - D_{min} + d_{min}$;

угол конуса корпусной детали и жесткого центра ($\alpha = \beta$), при заданном максимальном перемещении жесткого центра λ_{max} $\alpha = \operatorname{arctg}[(D_{max} - D_{min})/\lambda_{max}]$;

толщину мембранного полотна $s = p(D_{max}^2 + D_{max}d_{max} - 2d_{max}^2)/(12d_{min}[\sigma]\cos\alpha)$.

При рабочих перемещениях жесткого центра λ эффективная площадь будет изменяться по следующему закону

$$F_{эфф} = F_{min} + \pi(D_{min} + d_{min})\operatorname{tg}\alpha\lambda/4 + \pi\operatorname{tg}^2\alpha\lambda^2/4,$$

где λ — рабочее перемещение жесткого центра, отсчитываемое от крайнего положения, при котором эффективная площадь минимальна. С учетом окончательно принятых размеров минимальная эффективная площадь рассчитывается по формуле

$$F_{min} = \pi(D_{min}^2 + D_{min}d_{min} + d_{min}^2)/12.$$

Литература [2, 7, 11].

3.15. Сильфоны

Назначение и основные типы. Сильфоны — тонкостенные оболочки цилиндрической формы с поперечными волнообразными складками (гофрами). По назначению они подразделяются на следующие виды:

измерительные, преобразующие давление или вакуум в механическое линейное перемещение или сосредоточенную силу и применяемые в качестве манометрических

чувствительных элементов измерительных приборов и различных функциональных преобразователей средств автоматики;

кинематические, используемые для ввода поступательного, вращательного или качательного движения в герметизируемые полости;

разделительные, применяемые в целях разделения двух сред;

компенсаторные, используемые в трубопроводных системах для компенсации осевых и угловых смещений, температурных деформаций, приращения объема рабочих сред, а также для гашения вибраций.

Конструкции сильфонов отличаются большим разнообразием.

Однослойный сильфон (рис. 3.86, *а*), формованный из трубки-заготовки, имеет общее назначение.

Многослойные сильфоны (рис. 3.86, *б*) имеют бо́льшую прочность и меньшую жесткость по сравнению с однослойными при одинаковых толщинах стенки. Их применяют для работы при больших перепадах давления и высоких требованиях к усталостной прочности. Из-за трения между слоями гистерезис этих конструкций больше, чем однослойных, поэтому их не используют в качестве измерительных элементов.

Сильфоны, *армированные наружными кольцами* (рис. 3.86, *в*), предназначены для работы при высоких внутренних давлениях. Их применяют при необходимости гибкого соединения двух трубопроводов, находящихся под внутренним давлением. Сильфон с кольцами образует неразъемное соединение. Кольца существенно ограничивают рабочий ход сильфона, поэтому его чувствительность по давлению сравнительно мала.

Сильфоны, *армированные внутренними кольцами* (рис. 3.86, *г*), способны работать при повышенных наружных давлениях. Рабочее давление таких сильфонов примерно в два раза больше, чем подобных однослойных сильфонов. Вершины гофров предохраняют от разрушения, устанавливая разрезные пружинные кольца. Этот тип сильфона можно использовать в качестве компенсаторного и измерительного элементов.

Мембранные сильфоны (рис. 3.86, *д*) состоят из отдельных штампованных полугофров (мембран), которые соединяют по наружному и внутреннему контурам с помощью сварки или пайки. Мембранные сильфоны обладают боль-

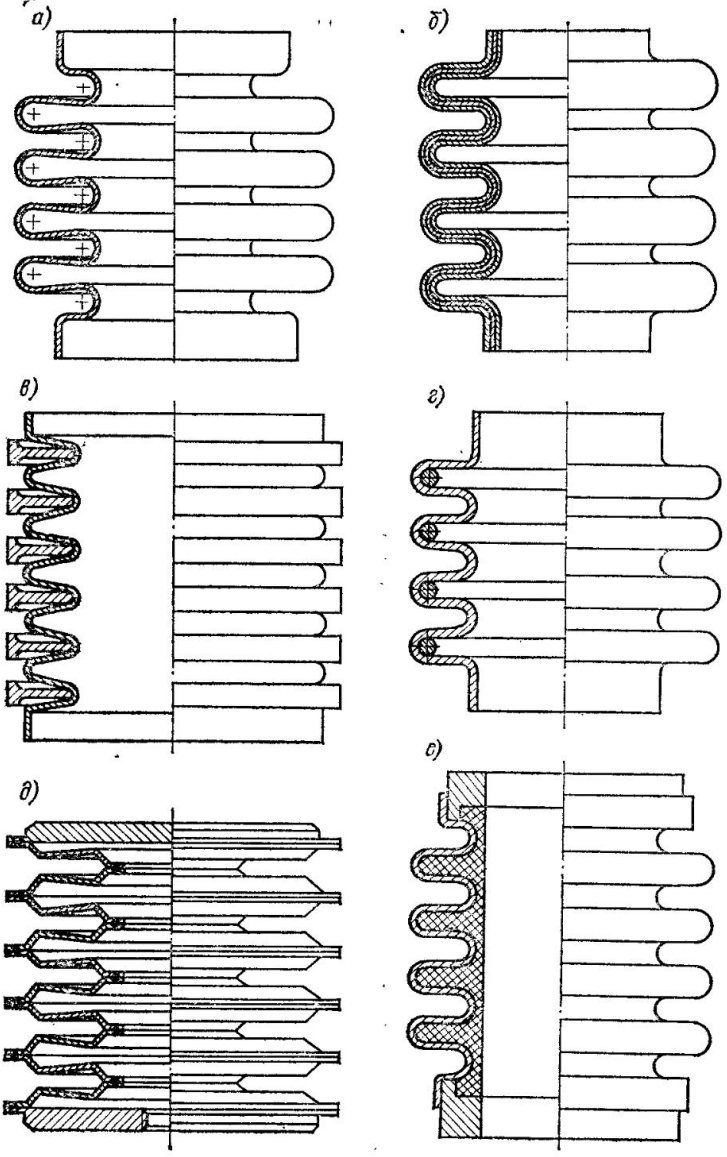


Рис. 3.86. Типы сильфонов

3.74. Характеристики стандартных сильфонов

ГОСТ	Тип и назначение	Наружный диаметр, мм, от	Наружный диаметр, мм, до	Марка материала	Диапазон рабочих температур, °С, от	Диапазон рабочих температур, °С, до
21482—76*	Однослойные измерительные	4,5	160	Сплав 36НХТЮ	—60	+200
				Бронза БрБ2	—60	+100
		11,0	160	Полутомпак Л80	—60	+100
				Сталь 12Х18Н10Т, или 08Х18Н10Т	—200	+400
22388—77* Е	Однослойные разделительные и компенсаторные	15,0	160	Сталь 12Х18Н10Т, 08Х18Н10Т	—200	+400
24553—81* Е	Однослойные армированные компенсаторные	27,0	174	Стали 08Х18Н10Т, 12Х18Н10Т и 06Х18Н10Т	—200	+400
21744—83	Многослойные разделительные	16,0	190	Стали 08Х18Н10Т, 12Х18Н10Т и 06Х18Н10Т	—260	+550
21754—81	Сварные измерительные	20,0	125	Сплав 36НХТЮ	—60	+200
				Сталь 12Х18Н10Т или 08Х18Н10Т	—60	+400

шей, чем формованные из трубок-заготовок, чувствительностью по давлению, так как глубина гофрирования практически не ограничена. Эти сильфоны широко применяют в качестве измерительных и разделительных элементов. Пониженная коррозионная стойкость и трудности контроля качества паяных и сварных швов являются недостатками мембранных сильфонов.

Обрезиненный сильфон (рис. 3.86, *е*) обеспечивает хорошее гашение вибраций, компенсирует угловые и линейные смещения в соединениях трубопроводов. Гладкая внутренняя поверхность таких сильфонов существенно

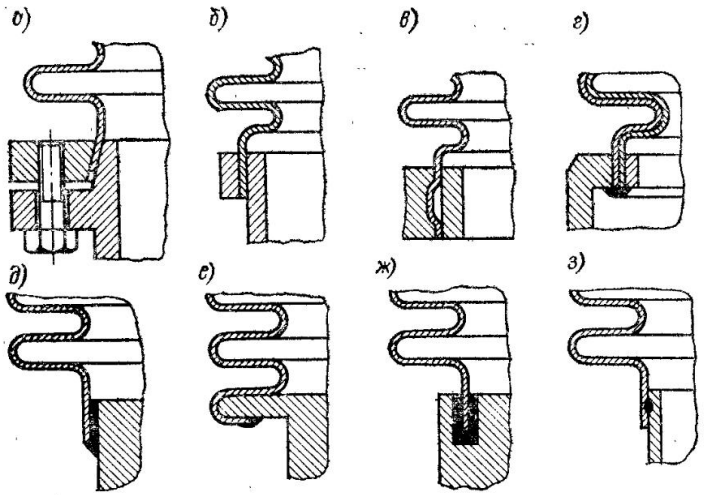


Рис. 3.87. Способы закрепления сильфонов

уменьшает гидравлическое сопротивление при прохождении рабочих сред.

Размеры, рабочие параметры, материалы и области применения наиболее распространенных в приборо- и машиностроении сильфонов регламентированы стандартами (табл. 3.74).

Формованные из трубки-заготовки сильфоны имеют на концах цилиндрические бортики, которые используют для соединения сильфонов с другими деталями. Все типы разъемных и неразъемных соединений должны обеспечивать достаточную прочность и полную герметичность при заданных нагрузках, рабочих средах и температурах. В соединениях цилиндрические бортики устанавливают так, чтобы давление прижимало их к стенкам детали арматуры.

При необходимости частой сборки и разборки цилиндрические бортики защемляют фланцами с коническими уплотнительными поверхностями (рис. 3.87, *а*). Прочное и плотное соединение создают металлические кольца (бандажи), которые устанавливают в нагретом состоянии (рис. 3.87, *б*). В некоторых конструкциях бортики вдавливают обкаткой роликами в углубление фланца и дополнительно запрессовывают распорное кольцо (рис. 3.87, *в*). Многослойные сильфоны соединяют

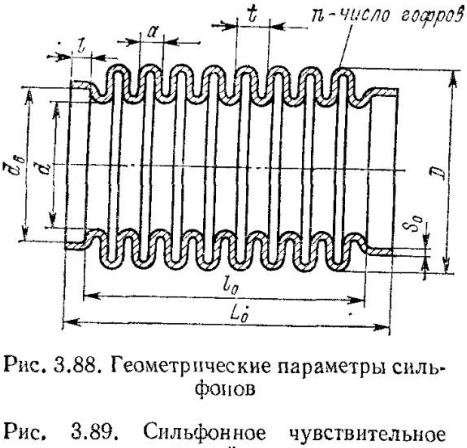


Рис. 3.88. Геометрические параметры сильфонов

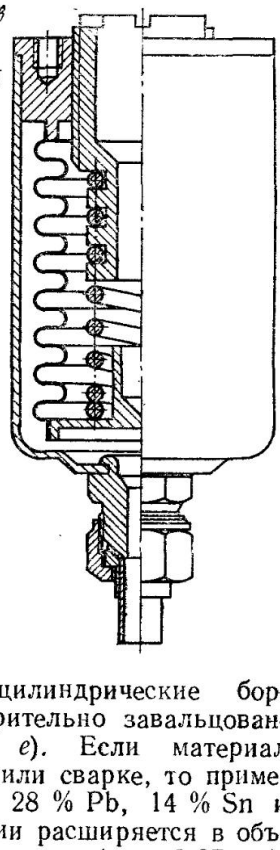


Рис. 3.89. Сильфонное чувствительное устройство

с арматурой оплавлением всех элементов аргонно-дуговой сваркой неплавящимся электродом, плазменной или электронно-лучевой сварками (рис. 3.87, *г*). С помощью пайки к деталям присоединяют непосредственно цилиндрические бортики (рис. 3.87, *д*) или предварительно завальцованный концевой гофр (рис. 3.87, *е*). Если материал арматуры трудно поддается пайке или сварке, то применяют заливку сплавом (49 % Bi, 28 % Pb, 14 % Sn и 9 % Sb), который при затвердевании расширяется в объеме и заклинивает бортик в пазе детали (рис. 3.87, *ж*). Наиболее прогрессивным способом соединения является роликовая короткоимпульсная сварка, позволяющая получать прочный и герметичный шов при сварке сильфонов из всех материалов (рис. 3.87, *з*).

Геометрические и функциональные параметры сильфонов. Геометрическая форма сильфонов характеризуется следующими параметрами (рис. 3.88): D — наружный диаметр, d — внутренний диаметр, $d_в$ — внутреиний диаметр цилиндрического бортика, a — толщина выступа гофра, t — шаг гофрировки, l_0 — длина гофрированной части ненагруженного сильфона, l — длина цилиндрического бортика, L_0 — полная длина ненагруженного сильфона, s_0 — толщина трубки—заготовки, n — число гоф-

3.75. Температурные коэффициенты материалов сильфонов, $°C^{-1}$

Марка материала	$\alpha_E \cdot 10^6$	$\alpha_l \cdot 10^6$
Сплав 36НХТЮ	3,9	13,9
Бронза БрБ2	3,1	16,6
Стали 12Х18Н10Т и 08Х18Н10Т	3,5	11,5
Полутомпак Л80	5,17	19,1

3.76. Нелинейность упругой характеристики сильфонов, %

Доля рабочего хода от максимального, %	Сплав марки 36НХТЮ и бронза БрБ2					Стали марок 12Х18Н10Т и 08Х18Н10Т, полутомпак Л80			
	Параметр s_0/t								
	0,02	0,05	0,08	0,11	0,14	0,04	0,06	0,08	0,10
25	1,0	0,3	0,05	0,01	0,01	—	—	—	—
50	4,0	1,2	0,20	0,05	0,02	6,5	2,0	1,0	0,50
75	8,9	2,6	0,50	0,10	0,04	8,0	2,7	1,2	0,65
100	15,5	5,5	0,80	0,20	0,07	9,5	3,2	1,5	0,80

ров, z — число слоев, $k = D/d$ — коэффициент гофрирования.

Площадь поверхности гофрированной части определяем как

$$F_г = 2\pi n \{A^2 - B^2 + \pi [(B - 0{,}64k_1) k_1 + (A + 0{,}64k_2) k_2]\},$$

где $A = 0{,}5 (D - a)$; $B = 0{,}5 (d + t - a) + t$; $k_1 = 0{,}5 (t - a + s_0)$; $k_2 = 0{,}5 (a - s_0)$.

Эффективную площадь в ненагруженном состоянии находим по формуле

$$F_{эфф} = \pi (D + d)^2/16. \qquad (3.33)$$

Установлено [36], что в связи с изменением геометрии сильфона в процессе нагружения внутренним давлением эффективная площадь уменьшается, а при нагружении наружным давлением — увеличивается. В условиях силовой компенсации, когда деформация сильфона ограничена, изменение эффективной площади проявляется мень-

3.77. Гистерезис однослойных сильфонов, %

Доля рабочего хода от максимального, %	Стали марок 12Х18Н10Т и 08Х18Н10Т	Полутомпак Л80
50	0,75	0,4
75	1,00	0,6
100	1,40	0,9

ше, чем при свободном ходе сильфона. Абсолютное изменение эффективной площади при перепаде температур ΔT зависит от температурного коэффициента линейного расширения материала α_l (табл. 3.75):

$$\Delta F_{эфф} = F_{эфф}\Delta T 2\alpha_l.$$

Деформация сильфонов характеризуется перемещениями торцов относительно друг друга: осевым Δ_x (ход), радиальным $\Delta_{сд}$ (сдвиг) и угловым $\Delta_{изг}$ (изгиб). При известном максимальном ходе одного гофра Δ_{x1} наибольший ход сильфона определяется числом гофров:

$$\Delta_{x\ max} = \Delta_{x1} n.$$

В целях увеличения долговечности, уменьшения нелинейности упругой характеристики (табл. 3.76) и гистерезиса (табл. 3.77) рабочий ход $\Delta_{x.p}$ принимают несколько меньшим, чем максимальный, в зависимости от длины гофрированной части и с учетом вида нагружения: при плавно изменяющихся нагрузках $\Delta x_{x.\ p} \approx (0{,}3 \div 0{,}4)\ l_0 < \Delta_{x\ max}$, а при пульсирующих $\Delta_{x.\ p} \approx (0{,}05 \div 0{,}1)\ l_0 < \Delta_{x\ max}$.

В сборочных единицах сильфоны устанавливают с предварительным смещением торцов на 1/3 рабочего хода, которое часто создается винтовыми цилиндрическими пружинами (рис. 3.89). Если сильфон предназначен для восприятия наружного рабочего давления, то его растягивают на этот размер, а если для внутреннего рабочего давления, то сжимают.

Изменение объема внутренней полости сильфона зависит от его хода

$$\Delta V = F_{эфф}\Delta_x.$$

Жесткость сильфонов, совершающих осевые перемещения, принято независимо от вида действующей нагрузки выражать через силу:

$$C = Q/\Delta_x = pF_{эфф}/\Delta_x.$$

При заданной жесткости одного гофра C_1 жесткость сильфона определяют с учетом числа гофров: $C = C_1/n$.

Отклонения в размерах, режимах технологии, несовершенства упругих свойств материалов и другие случайные факторы приводят к большому разбросу жесткости изготовленных сильфонов. ГОСТ 21482—76* устанавливает для однослойных измерительных сильфонов следующие предельные отклонения жесткости одного гофра:

Наружный диаметр D, мм	4,5—5,5	7—14	16—48	55—160
Предельные отклонения C_1, % . .	±40	±35	±30	±25

Для компенсации разброса жесткости в сильфонных чувствительных устройствах (рис. 3.89) предусматривают такие пружины, жесткость которых в несколько раз больше жесткости сильфона. Поскольку сильфон в этих устройствах работает с пружиной параллельно, то при суммарной жесткости чувствительного элемента $C_\Sigma = pF_{эфф}/\Delta_{х.р}$ требуемая жесткость пружины будет равна

$$C_п = C_\Sigma - C.$$

Оценку возможного разброса жесткости сильфона расчетным путем можно дать, используя формулу [14]

$$\frac{\Delta C}{C} = \pm \sqrt{\left(\frac{\Delta E}{E}\right)^2 + \left(\frac{\Delta D}{D}\right)^2 + \left(3\frac{\Delta s_0}{s_0}\right)^2 + \left(2{,}26\frac{\Delta D - \Delta d - \Delta t}{D - d - t}\right)^2 + \left(0{,}74\frac{\Delta t}{t}\right)^2},$$

где ΔD, Δd, Δs_0 и Δt — половины полей допусков соответствующих размеров. Вероятное рассеивание по модулю упругости, связанное с технологическими факторами, составляет $\Delta E/E = 0{,}34$. Абсолютное изменение жесткости с учетом перепада температур ΔT и температурного коэффициента модуля упругости α_E (табл. 3.75) рассчитывают по формуле

$$\Delta C = C\Delta T\alpha_E.$$

Сильфоны, работающие по схеме силовой компенсации и в качестве вводов при передаче поступательного движения, испытывают совместное действие давления p и сосредоточенной силы Q. В условиях ограничения хода ($\Delta_х = 0$) и действия внутреннего давления прямолинейность геометрической оси сильфона может быть нарушена. Минимальное внутреннее давление, при котором сильфон теряет осевую устойчивость и изгибается, называют критическим. Для однослойных формованных сильфонов, сохраняющих в процессе работы плоскости торцов парал-

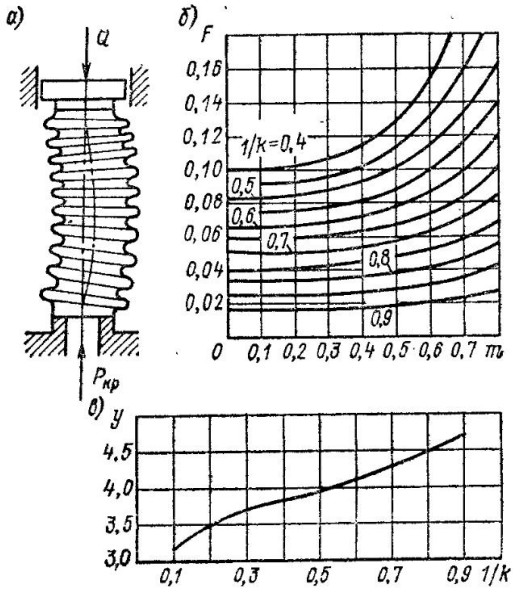


Рис. 3.90. Параметры, определяющие работу сильфона по схеме силовой компенсации

лельными (рис. 3.90, *а*), критическое давление при $s_0/t \leqslant \leqslant 0{,}06$ определяют по методу Андреевой

$$p_{кр} = 32\pi E s_{ср}^3/[A_\Phi n l_0 (D+d)^2],$$

а при $s_0/t > 0{,}06$ по методу Харингса

$$p_{кр} = 32 y E D s_{ср}^3/[x(1-\mu^2)(D-d)^3 n l_0].$$

В этих формулах: $s_{ср}^3 = s_0^3\{1 + [2/(1+k)]^3 + (1/k)^3\}/3$; $A_\Phi = 3(1-\mu^2)\{\ln k - [(k^2-1)/(k^2+1)]\}/\pi$; $x = 1 + [l/(FD)]$.

Параметр F выбирают по графику (рис. 3.90, *б*) в зависимости от $m = 0{,}25 l/\sqrt{0{,}5 D s_{ср}}$, а y в зависимости от $1/k$ (рис. 3.90, *в*).

При расчете критического давления учитывают номинальные значения размеров D, d, l_0 и минимальные значения толщины стенки s_0.

Определение напряжений. Положение наиболее опасной точки зависит от геометрии и условий нагружения сильфона. Она может быть на наружной или внутренней

поверхности, на вершине, впадине или плоской части гофра. В работе [2] получена система дифференциальных уравнений для незамкнутой оболочки вращения, решение которых численным методом на ЭВМ позволяет рассчитать напряжения в формованных и мембранных сильфонах произвольного профиля. По результатам этих вычислений может быть построен закон распределения напряжений в полугофре для каждой конкретной конструкции.

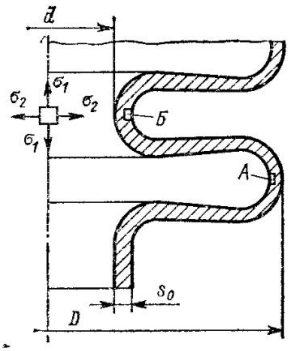


Рис. 3.91. Схема главных напряжений на поверхностях сильфонов

Опасную точку находят по максимальным эквивалентным напряжениям

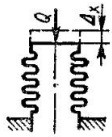
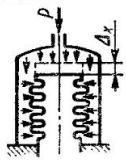
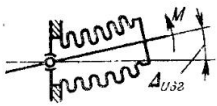
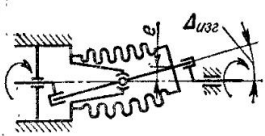
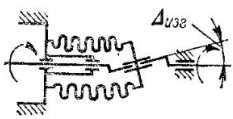
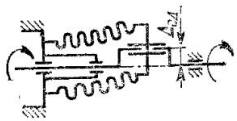
$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2}.$$

Здесь σ_1 — главные меридиональные напряжения (рис. 3.91), $\sigma_1 = \sigma_{1о} \pm \sigma_{1и}$; σ_2 — главные окружные напряжения, $\sigma_2 = \sigma_{2о} \pm \sigma_{2и}$, где $\sigma_{1о}$ и $\sigma_{2о}$ — мембранные, а $\sigma_{1и}$ и $\sigma_{2и}$ — изгибные напряжения.

Расчеты показывают [2], что при нагружении внутренним давлением и сжимающей силой $Q < pF_{эфф}$ (сильфон растягивается) наибольшие эквивалентные напряжения возникают на внутренней поверхности наружного закругления гофра (точка A), при $Q > pF_{эфф}$ (сильфон сжимается) опасная точка находится на наружной поверхности внутреннего закругления гофра (точка $Б$). В условиях силовой компенсации ($Q = pF_{эфф}$) положение опасной точки может быть на любом участке полугофра. Следует отметить, что напряжения в сильфонах, работающих в условиях силовой компенсации, на порядок меньше, чем в сильфонах, имеющих свободный ход под действием силы или давления.

Во всех случаях нагружения определяющими являются меридиональные изгибные напряжения $\sigma_{1и}$, так как другие составляющие главных напряжений в экстремальных сечениях сравнительно малы. Поэтому на практике для сравнительной оценки напряжений пользуются приближенными расчетными зависимостями для определения максимальных меридиональных напряжений $\sigma_{max}^{в\,(н)}$ (табл. 3.78). Значения коэффициентов, используемых при

3.78. Формулы для расчета перемещений и максимальных напряжений при различных схемах нагружения однослойных сильфонов

Схема нагружения	Линейное или угловое перемещение	Максимальное меридиональное напряжение в закруглениях гофров	
		внутренних $\sigma^{в}_{max}$	наружных $\sigma^{н}_{max}$
1 	$\Delta_x = A_1 n \frac{QD^2}{2Es_0^3}$	$2k_{1в}\frac{Es_0\Delta_x}{nD^2}$	$2k_{1н}\frac{Es_0\Delta_x}{knD^2}$
2 	$\Delta_x = A_2 n \frac{pD^4}{8Es_0^3}$	$2k_{2в}\frac{Es_0\Delta_x}{nD^2}$	$2k_{2н}\frac{Es_0\Delta_x}{knD^2}$
3 	$\Delta_{изг} = 2A_3 n \frac{M}{Es_0^3}$	$k_{3в}\frac{Es_0\Delta_{изг}}{nD}$	$k_{3н}\frac{Es_0\Delta_{изг}}{knD}$
4 	$\Delta_{изг}$ (задано)	$k_{0в}\frac{2eEs_0}{(1-\mu^2)nL_0d}$	$k_{0н}\frac{2eEs_0}{(1-\mu^2)\times knL_0d}$
5 		$k_{0в}\frac{8Es_0\Delta_{изг}}{(1-\mu^2)nd}$	$k_{0н}\frac{8Es_0\Delta_{изг}}{(1-\mu^2)knd}$
6 	$\Delta_{сд}$ (задано)	$k_{0в}\frac{12Es_0\Delta_{сд}}{(1-\mu^2)nL_0d}$	$k_{0н}\frac{12Es_0\Delta_{сд}}{(1-\mu^2)\times knL_0d}$

3.79. Значения коэффициентов A_i, $k_{i\,в}$ и $k_{i\,н}$.

$k=\frac{D}{d}$	A_1	$k_{1в}$	$k_{1н}$	A_2	$k_{2в}=k_{2н}$	A_3	$k_{3н}$	$k_{3в}$	$k_{0в}$	$k_{0н}$
1,30	0,00201	67,7	56,9	0,0049	62,1	0,0051	48,2	62,6	21,9	16,85
1,35	0,00290	54,4	44,6	0,0069	49,2	0,0076	36,8	49,7	16,8	12,44
1,40	0,00394	45,5	36,4	0,0091	40,6	0,0106	29,3	41,1	13,3	9,53
1,45	0,00510	39,0	30,5	0,0114	34,5	0,0141	24,1	34,9	10,9	7,56
1,50	0,00640	34,3	26,2	0,0139	29,9	0,0181	20,3	30,4	9,2	6,15
1,55	0,00782	30,6	22,9	0,0166	26,4	0,0226	17,4	26,9	7,9	5,10
1,60	0,00933	27,7	20,3	0,0193	23,7	0,0276	15,1	24,2	6,9	4,31
1,65	0,01093	25,5	18,3	0,0221	21,5	0,0331	13,4	22,0	6,1	3,72
1,70	0,01261	23,6	16,6	0,0249	19,7	0,0389	11,9	20,3	5,6	3,29
1,75	0,01436	22,0	15,2	0,0277	18,2	0,0451	10,9	18,8	4,9	2,80

расчете перемещений и напряжений однослойных формованных (бесшовных) сильфонов, даны в табл. 3.79.

При одинаковых линейных перемещениях свободного торца под действием силы (схема *1*) максимальные напряжения в закруглениях гофров несколько больше, чем при действии внутреннего или наружного давления (схема *2*). В механизмах для передачи качательного движения (схема *3*) более опасны напряжения во внутренних закруглениях гофров. В сильфонах, обеспечивающих вращательное движение, напряжения определяются характером перемещений незакрепленного торца. При работе механизмов торец сильфона может подвергаться поперечному сдвигу и изгибу (схема *4*), изгибу (схема *5*) и поперечному сдвигу (схема *6*).

В сильфонах-вводах вращательного движения возникают и касательные напряжения от действия крутящего момента $M_{кр}$, которые рассчитывают по формулам [25]:

для внутренних гофров

$$\tau_в = M_{кр}/(0{,}5\pi s_0 d^2),$$

для наружных

$$\tau_н = kM_{кр}/(0{,}5\pi s_0 D^2).$$

Оценку прочности в этих случаях ведут по эквивалентным напряжениям

$$\sigma_{экв}^{в\,(н)} = \sqrt{[\sigma_{max}^{в\,(н)}]^2 + 3\tau_{в\,(н)}^2}.$$

При определении расчетных напряжений и выборе допускаемых напряжений в целях оценки прочности силь-

3.80. Механические характеристики материалов сильфонов

Материал	E, ГПа	$\sigma_т$, МПа	$\sigma_{пч}$, МПа
Сплав 36НХТЮ	191	1300	1450
Бронза БрБ2	135	1100	1250
Стали 12Х18Н10Т и 08Х18Н10Т	210	200	510
Полутомпак Л80	115	500	620

фона рекомендуется принимать значения механических характеристик материалов, указанных в табл. 3.80.

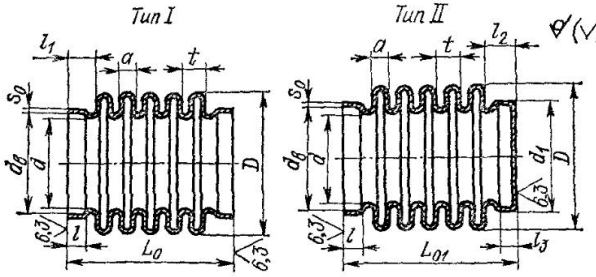
Типоразмеры стандартных сильфонов. Размеры (табл. 3.81), масса (табл. 3.82) и основные рабочие параметры (табл. 3.83—3.86) однослойных сильфонов общего назначения регламентированы ГОСТ 21482—87. В условных обозначениях этих сильфонов указывают наружный диаметр ($D = 28$ мм), число гофров ($n = 10$), толщину трубки-заготовки ($s_0 = 0{,}12$ мм), тип сильфона (тип I), марку материала (сталь 12Х18Н10Т) и номер стандарта:

Сильфон 28×10×0,12—I—12Х18Н10Т
ГОСТ 21482—87.

Важным параметром однослойных формованных сильфонов является циклическая прочность (ресурс) — число циклов нагружения, которое может выдержать сильфон до разрушения. В приложениях к стандарту даны номограммы, позволяющие определить ресурс сильфонов с учетом рабочего давления, рабочего хода и температуры. Сравнительная оценка циклической прочности измерительных сильфонов показывает, что наибольший ресурс при одинаковых условиях нагружения (без учета агрессивности рабочей среды) имеют сильфоны из полутомпака Л80 (табл. 3.87). Предпочтительным условием нагружения для всех сильфонов является работа по схеме силовой компенсации (переменное давление при постоянном ходе), которая способствует снижению уровня напряжений и повышению ресурса.

Размеры (табл. 3.88) и основные рабочие параметры (табл. 3.89) однослойных сильфонов, армированных наружными кольцами, устанавливает ГОСТ 24553—81*. Кольца изготавливают из сталей марок 12Х18Н10Т, 08Х18Н10Т или 12Х18Н9Т, а также из титановых сплавов. В случае применения титановых колец диапазон ра-

3.81. Размеры однослойных измерительных сильфонов, мм



D	d	$d_в$	l_1	l_2	t	a	Число гофров n	Толщина трубки-заготовки s_0 (пред. откл. ±10 %)
Предельные отклонения								
h15	H15	H11	h14	h14				
4,5	2,6	3,8	3,60	—	1,2	0,75	6; 10	0,10; 0,16
5,5	3,4	4,8	3,60	—	1,2	0,75	6; 10	0,10; 0,16
7,0	4,2	5,5	3,60	—	1,2	0,75	4; 6; 10	0,10; 0,16
9,0	5,5	7,0	3,60	—	1,2 1,4	0,75 0,95	4; 6; 10	0,08; 0,10; 0,12 0,16
11,0	6,5	8,5	3,60 3,75	5,10 5,25	1,2 1,6	0,75 1,05		0,08; 0,12 0,20
14,0	8,5	10,0	4,10 4,35	5,60 5,85	1,4 1,8	0,90 1,15		0,08; 0,12 0,20
16,0	9,5	11,5	4,15 4,40	5,65 5,90	1,5 1,9	0,95 1,20		0,08; 0,12 0,20
18,0	11,0	13,0	4,20 4,45	5,70 5,95	1,6 2,0	1,00 1,25		0,08; 0,12 0,20
20,0	12,0	14,0	4,25 4,45	5,75 5,95	1,7 2,1	1,05 1,35		0,08; 0,12 0,20
22,0	14,0	16,0	4,30 4,50	5,80 6,00	1,8 2,2	1,10 1,40		0,08; 0,12 0,20

D	d	$d_в$	l_1	l_2	t	a	Число гофров n	Толщина грубки-заготовки s_0 (пред. откл. ±10 %)
Предельные отклонения								
h15	H15	H11	h14	h14				
25,0	16,0	18,0	4,85 5,10	6,35 6,60	1,9 2,4	1,15 1,50	4; 6; 10	0,12 0,16; 0,20; 0,25
28,0	18,0	20,0	4,90 5,20	6,40 6,70	2,0 2,6	1,20 1,60		0,12 0,16; 0,20; 0,25
30,0	20,0	22,0	4,95 5,30	6,45 6,80	2,1 2,8	1,25 1,70		0,12 0,16; 0,20; 0,25
34,0	22,0	26,0	5,00 5,40	6,50 6,90	2,2 3,0	1,30 1,80	4; 6; 10; 16	0,12 0,16; 0,20; 0,25
38,0	26,0	30,0	5,10 5,50	6,60 7,00	2,4 3,2	1,40 1,90		0,12 0,16; 0,20; 0,25
42,0	28,0	32,0	6,05	7,55	3,4	2,05		0,16; 0,20; 0,25
48,0	32,0	36,0	6,15	7,65	3,6	2,15		
55,0	37,0	41,0	6,20	7,70	3,8	2,30		
60,0	42,0	46,0	6,30	7,80	4,0	2,40		0,16; 0,25
65,0	46,0	50,0	6,40	7,90	4,2	2,50		
75,0	52,0	56,0	7,05	8,55	4,5	2,65		
85,0	60,0	65,0	7,20	8,70	4,8	2,80		
105,0	75,0	80,0	7,35	8,85	5,2	3,05		
130,0	95,0	100,0	7,70	9,20	6,0	3,50		0,25
160,0	120,0	125,0	7,90	9,40	6,5	3,80		

Примечания: 1. Для сильфонов из сплава марки 36НХТЮ и бериллиевой бронзы марки БрБ2 ГОСТ 21482—87 предусматривает более широкий ряд типоразмеров. 2. Сильфоны с дном (тип II) изготавливают только из полутомпака марки Л80. 3. Полная длина сильфона типа I $L_0 = 2l_1 + t(n-1) + a$ и типа II $L_{01} = 2l_1 + t(n-1) + a + 1{,}5$. 4. Размеры l и l_3 зависят от наружного диаметра D, мм:

D	4,5—9,0	11	14—22	25—38	42—65	75—160
l	3,0	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
l_3	—	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5

3.82. Расчетная масса однослойных измерительных сильфонов

D, мм	Число гофров n	Масса 100 шт., кг, при толщине s_0, мм					
		0,08	0,10	0,12	0,16	0,20	0,25
4,5	6	—	0,018	—	0,030	—	—
	10	—	0,027	—	0,044	—	—
5,5	6	—	0,025	—	0,040	—	—
	10	—	0,037	—	0,060	—	—
7,0	4	—	0,026	—	0,041	—	—
	6	—	0,034	—	0,055	—	—
	10	—	0,052	—	0,084	—	—
9,0	4	0,029	0,036	0,043	0,059	—	—
	6	0,039	0,049	0,058	0,081	—	—
	10	0,059	0,074	0,089	0,124	—	—
11,0	4	0,042	—	0,063	—	0,105	—
	6	0,058	—	0,086	—	0,145	—
	10	0,090	—	0,134	—	0,225	—
14,0	4	0,060	—	0,090	—	0,151	—
	6	0,083	—	0,124	—	0,209	—
	10	0,130	—	0,194	—	0,325	—
16,0	4	0,080	—	0,119	—	0,199	—
	6	0,112	—	0,166	—	0,278	—
	10	0,177	—	0,261	—	0,437	—
18,0	4	0,095	—	0,142	—	0,238	—
	6	0,133	—	0,200	—	0,334	—
	10	0,210	—	0,314	—	0,527	—
20,0	4	0,114	—	0,170	—	0,284	—
	6	0,161	—	0,240	—	0,402	—
	10	0,255	—	0,381	—	0,638	—
22,0	4	0,130	—	0,194	—	0,325	—
	6	0,184	—	0,275	—	0,460	—
	10	0,291	—	0,436	—	0,730	—
25,0	4	—	—	0,246	0,330	0,411	0,513
	6	—	—	0,347	0,466	0,581	0,725
	10	—	—	0,550	0,738	0,921	1,150
28,0	4	—	—	0,307	0,408	0,513	0,640
	6	—	—	0,436	0,580	0,730	0,910
	10	—	—	0,695	0,925	1,160	1,450
30,0	4	—	—	0,335	0,453	0,565	0,705
	6	—	—	0,476	0,644	0,804	1,000
	10	—	—	0,758	1,030	1,280	1,600
34,0	4	—	—	0,462	0,627	0,783	0,977
	6	—	—	0,662	0,899	1,120	1,400
	10	—	—	1,060	1,440	1,800	2,250
	16	—	—	1,600	2,180	2,720	3,390
38,0	4	—	—	0,501	0,685	0,855	1,070

D, мм	Число гофров n	Масса 100 шт., кг, при толщине s_0, мм					
		0,08	0,10	0,12	0,16	0,20	0,25
38,0	6	—	—	0,718	0,982	1,230	1,530
	10	—	—	1,150	1,580	1,970	2,460
	16	—	—	1,800	2,470	3,080	3,850
42,0	4	—	—	—	0,898	1,120	1,400
	6	—	—	—	1,290	1,610	2,010
	10	—	—	—	2,070	2,590	3,230
	16	—	—	—	3,250	4,050	5,060
48,0	4	—	—	—	1,130	1,410	1,760
	6	—	—	—	1,620	2,030	2,530
	10	—	—	—	2,620	3,270	4,090
	16	—	—	—	4,120	5,140	6,420
55,0	4	—	—	—	1,380	1,720	2,150
	6	—	—	—	2,000	2,500	3,120
	10	—	—	—	3,230	4,040	5,040
	16	—	—	—	5,090	6,350	7,930
60,0	4	—	—	—	1,550	—	2,420
	6	—	—	—	2,250	—	3,510
	10	—	—	—	3,640	—	5,680
	16	—	—	—	5,730	—	8,930
65,0	4	—	—	—	1,77	—	2,77
	6	—	—	—	2,57	—	4,01
	10	—	—	—	4,17	—	6,50
	16	—	—	—	6,56	—	10,23
75,0	4	—	—	—	2,34	—	3,64
	6	—	—	—	3,40	—	5,30
	10	—	—	—	5,51	—	8,60
	16	—	—	—	8,69	—	13,55
85,0	4	—	—	—	2,88	—	4,50
	6	—	—	—	4,20	—	6,54
	10	—	—	—	6,82	—	10,64
	16	—	—	—	10,76	—	16,80
105,0	4	—	—	—	4,35	—	6,77
	6	—	—	—	6,35	—	9,91
	10	—	—	—	10,36	—	16,18
	16	—	—	—	16,39	—	25,58
130,0	4	—	—	—	—	—	9,90
	6	—	—	—	—	—	14,53
	10	—	—	—	—	—	23,80
	16	—	—	—	—	—	37,70
160,0	4	—	—	—	—	—	14,04
	6	—	—	—	—	—	20,67
	10	—	—	—	—	—	33,92
	16	—	—	—	—	—	53,81

3.83. Основные параметры однослойных измерительных сильфонов из полутомпака марки Л80

D, мм	Жесткость по силе одного гофра C_1, кН/м					Максимальный рабочий ход (сжатие или растяжение) одного гофра Δ_{x_1}, мм					Максимальное рабочее давление (внутреннее или наружное) p_{max}, МПа				
	при толщине трубки-заготовки s_0, мм														
	0,08	0,12	0,16	0,20	0,25	0,08	0,12	0,16	0,20	0,25	0,08	0,12	0,16	0,20	0,25
11	69	230	—	1050	—	0,11	0,08	—	0,04	—	1,55	3,20	—	7,80	—
14	36	120	—	640	—	0,20	0,12	—	0,08	—	0,72	1,40	—	5,00	—
16	26	92	—	390	—	0,28	0,18	—	0,11	—	0,51	1,00	—	3,20	—
18	24	90	—	330	—	0,33	0,20	—	0,13	—	0,44	0,90	—	2,70	—
20	17	57	—	230	—	0,43	0,27	—	0,16	—	0,32	0,63	—	1,80	—
22	21	59	—	330	—	0,44	0,27	—	0,17	—	0,33	0,66	—	1,95	—
25	—	50	105	190	395	—	0,36	0,28	0,22	0,17	—	0,54	0,90	1,40	2,30
28	—	41	84	175	315	—	0,45	0,36	0,28	0,22	—	0,41	0,71	1,20	1,75
30	—	29	99	205	340	—	0,45	0,36	0,28	0,22	—	0,44	0,77	1,35	1,95
34	—	34	61	162	255	—	0,60	0,50	0,38	0,30	—	0,32	0,64	0,99	1,40
38	—	30	69	142	275	—	0,66	0,55	0,42	0,33	—	0,29	0,57	0,88	1,35
42	—	—	60	93	182	—	—	0,68	0,54	0,42	—	—	0,47	0,67	1,05
48	—	—	36	69	145	—	—	0,95	0,73	0,56	—	—	0,31	0,48	0,75
55	—	—	28	52	104	—	—	1,20	0,92	0,72	—	—	0,22	0,34	0,53
60	—	—	32	—	125	—	—	1,20	—	0,73	—	—	0,23	—	0,56
65	—	—	33	—	128	—	—	1,30	—	0,80	—	—	0,22	—	0,52
75	—	—	20	—	79	—	—	1,70	—	1,35	—	—	0,13	—	0,31
85	—	—	19	—	69	—	—	1,85	—	1,40	—	—	0,11	—	0,27
105	—	—	14	—	52	—	—	2,00	—	2,00	—	—	0,08	—	0,18
130	—	—	—	—	44	—	—	—	—	2,35	—	—	—	—	0,13
160	—	—	—	—	39	—	—	—	—	2,35	—	—	—	—	0,10

3.84. Основные параметры одиослойных измерительных сильфонов из бериллиевой бронзы марки БрБ2

D, мм	Жесткость по силе одного гофра C_1, кН/м						Максимальный рабочий ход (сжатие или растяжение) одного гофра Δ_{x_1}, мм						Максимальное рабочее давление (внутреннее или наружное) p_{max}, МПа					
	при толщине трубки-заготовки s_0, мм																	
	0,08	0,10	0,12	0,16	0,20	0,25	0,08	0,10	0,12	0,16	0,20	0,25	0,08	0,10	0,12	0,16	0,20	0,25
4,5	—	600	—	3150	—	—	—	0,05	—	0,05	—	—	—	40,00	—	60,00	—	—
5,5	—	750	—	3000	—	—	—	0,08	—	0,05	—	—	—	30,00	—	50,00	—	—
7,0	—	330	—	1400	—	—	—	0,11	—	0,06	—	—	—	18,00	—	40,00	—	—
9,0	100	210	390	850	—	—	0,18	0,15	0,12	0,09	—	—	5,40	8,50	12,50	25,00	—	—
11,0	65	—	210	—	970	—	0,25	—	0,18	—	0,11	—	2,70	—	6,50	—	21,00	—
14,0	42	—	140	—	630	—	0,35	—	0,25	—	0,16	—	1,70	—	3,70	—	12,00	—
16,0	28	—	95	—	430	—	0,40	—	0,35	—	0,24	—	1,10	—	2,50	—	7,50	—
18,0	26	—	88	—	380	—	0,45	—	0,45	—	0,28	—	0,98	—	2,10	—	6,50	—
20,0	18	—	64	—	280	—	0,50	—	0,50	—	0,35	—	0,73	—	1,50	—	4,50	—
22,0	24	—	77	—	300	—	0,55	—	0,55	—	0,38	—	1,10	—	1,60	—	5,00	—
25,0	—	—	60	145	240	480	—	—	0,60	0,65	0,48	0,35	—	—	1,20	2,40	3,50	6,00
28,0	—	—	48	110	190	390	—	—	0,65	0,80	0,60	0,45	—	—	0,96	1,80	2,90	4,50
30,0	—	—	55	120	210	410	—	—	0,70	0,85	0,65	0,50	—	—	1,00	2,00	3,00	5,00
34,0	—	—	34	73	140	270	—	—	0,75	1,00	0,90	0,70	—	—	0,66	1,30	2,00	3,10
38,0	—	—	40	85	150	290	—	—	0,85	1,10	0,95	0,75	—	—	0,68	1,30	2,10	3,30
42,0	—	—	—	58	100	200	—	—	—	1,15	1,15	0,95	—	—	—	0,93	1,40	2,20
48,0	—	—	—	45	81	160	—	—	—	1,25	1,25	1,25	—	—	—	0,69	1,10	1,70
55,0	—	—	—	39	69	130	—	—	—	1,30	1,30	1,30	—	—	—	0,52	0,81	1,30
60,0	—	—	—	41	—	130	—	—	—	1,40	—	1,40	—	—	—	0,54	—	1,30
65,0	—	—	—	39	—	120	—	—	—	1,50	—	1,50	—	—	—	0,48	—	1,20
75,0	—	—	—	31	—	84	—	—	—	1,70	—	1,70	—	—	—	0,31	—	0,76
85,0	—	—	—	23	—	75	—	—	—	1,85	—	1,85	—	—	—	0,27	—	0,64
105,0	—	—	—	17	—	54	—	—	—	2,00	—	2,00	—	—	—	0,18	—	0,42
130,0	—	—	—	—	—	44	—	—	—	—	—	2,35	—	—	—	—	—	0,31
160,0	—	—	—	—	—	37	—	—	—	—	—	2,55	—	—	—	—	—	0,24

3.85. Основные параметры однослойных измерительных сильфонов из нержавеющей стали марок 12Х18Н10Т и 08Х18Н10Т

D, мм	Жесткость по силе одного гофра C_1, кН/м					Максимальный рабочий ход (сжатие или растяжение) одного гофра Δ_{x_1}, мм					Максимальное рабочее давление (внутреннее или наружное) p_{max}, МПа				
	при толщине трубки-заготовки s_0, мм														
	0,08	0,12	0,16	0,20	0,25	0,08	0,12	0,16	0,20	0,25	0,08	0,12	0,16	0,20	0,25
11	112	420	—	1700	—	0,12	0,09	—	0,05	—	2,40	5,00	—	12,00	—
14	55	220	—	930	—	0,22	0,14	—	0,09	—	1,10	2,20	—	7,80	—
16	46	160	—	650	—	0,30	0,20	—	0,13	—	0,80	1,70	—	5,10	—
18	41	150	—	640	—	0,37	0,23	—	0,14	—	0,70	1,50	—	4,40	—
20	39	95	—	420	—	0,49	0,31	—	0,18	—	0,50	1,00	—	2,90	—
22	30	110	—	530	—	0,50	0,32	—	0,19	—	0,53	1,10	—	3,10	—
25	—	80	185	370	700	—	0,40	0,32	0,25	0,19	—	0,85	1,50	2,30	3,50
28	—	64	150	300	550	—	0,51	0,41	0,31	0,24	—	0,65	1,40	1,95	2,70
30	—	59	170	320	600	—	0,51	0,42	0,32	0,25	—	0,69	1,30	2,10	3,00
34	—	55	105	225	430	—	0,68	0,57	0,44	0,34	—	0,50	1,00	1,55	2,20
38	—	42	120	210	470	—	0,75	0,63	0,48	0,38	—	0,46	0,90	1,35	2,15
42	—	—	105	160	320	—	—	0,77	0,62	0,48	—	—	0,75	1,05	1,65
48	—	—	66	120	160	—	—	1,08	0,83	0,63	—	—	0,49	0,75	1,15
55	—	—	44	90	180	—	—	1,35	1,04	0,82	—	—	0,35	0,54	0,84
60	—	—	48	—	225	—	—	1,37	—	0,83	—	—	0,37	—	0,88
65	—	—	45	—	215	—	—	1,50	—	0,91	—	—	0,34	—	0,82
75	—	—	27	—	139	—	—	1,72	—	1,36	—	—	0,21	—	0,49
85	—	—	33	—	123	—	—	1,85	—	1,60	—	—	0,18	—	0,42
105	—	—	25	—	92	—	—	2,00	—	2,00	—	—	0,12	—	0,28
130	—	—	—	—	77	—	—	—	—	2,35	—	—	—	—	0,21
160	—	—	—	—	69	—	—	—	—	2,35	—	—	—	—	0,16

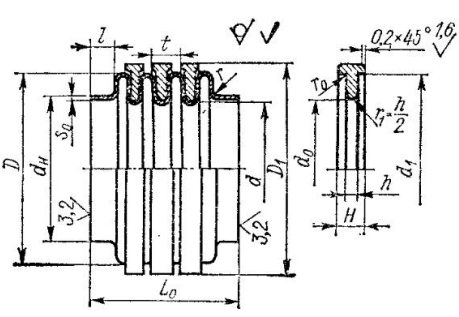
3.86. Основные параметры однослойных измерительных сильфонов из сплава марки 36НХТЮ

D, мм	Жесткость по силе одного гофра C_1, кН/м						Максимальный рабочий ход (сжатие или растяжение) одного гофра Δ_{x_1}, мм						Максимальное рабочее давление (внутреннее или наружное) p_{max}, МПа					
	при толщине трубки-заготовки s_0, мм																	
	0,08	0,10	0,12	0,16	0,20	0,25	0,08	0,10	0,12	0,16	0,20	0,25	0,08	0,10	0,12	0,16	0,20	0,25
4,5	—	950,0	—	4700	—	—	—	0,04	—	0,04	—	—	—	40,00	—	60,00	—	—
5,5	—	1100,0	—	4450	—	—	—	0,07	—	0,04	—	—	—	30,00	—	50,00	—	—
7,0	—	450,0	—	2050	—	—	—	0,09	—	0,05	—	—	—	19,50	—	40,00	—	—
9,0	150,0	300,0	420	1250	—	—	0,15	0,12	0,10	0,07	—	—	6,00	9,00	13,50	27,00	—	—
11,0	88,0	—	310	—	1500	—	0,20	—	0,14	—	0,09	—	3,00	—	7,00	—	22,50	—
14,0	57,0	—	210	—	960	—	0,32	—	0,22	—	0,13	—	1,80	—	4,00	—	13,00	—
16,0	38,0	—	140	—	650	—	0,40	—	0,34	—	0,22	—	1,20	—	2,70	—	8,00	—
18,0	37,0	—	130	—	590	—	0,45	—	0,40	—	0,24	—	1,00	—	2,30	—	7,00	—
20,0	27,0	—	95	—	440	—	0,50	—	0,45	—	0,30	—	0,75	—	1,60	—	5,00	—
22,0	33,0	—	110	—	460	—	0,55	—	0,55	—	0,32	—	0,80	—	1,70	—	5,50	—
25,0	—	—	88	200	360	710	—	—	0,60	0,55	0,40	0,30	—	—	1,30	2,60	3,80	6,50
28,0	—	—	69	150	290	580	—	—	0,65	0,65	0,50	0,40	—	—	1,00	2,00	3,20	5,00
30,0	—	—	77	170	310	600	—	—	0,70	0,70	0,55	0,40	—	—	1,10	2,20	3,30	5,50
34,0	—	—	50	110	200	410	—	—	0,75	0,95	0,75	0,55	—	—	0,72	1,40	2,20	3,30
38,0	—	—	56	120	220	420	—	—	0,85	1,00	0,80	0,60	—	—	0,70	1,40	2,20	3,40
42,0	—	—	—	84	160	300	—	—	—	1,15	0,95	0,80	—	—	—	1,00	1,50	2,40
48,0	—	—	—	65	120	240	—	—	—	1,25	1,20	1,05	—	—	—	0,75	1,20	1,90
55,0	—	—	—	55	100	210	—	—	—	1,30	1,30	1,20	—	—	—	0,56	0,88	1,40
60,0	—	—	—	59	—	190	—	—	—	1,40	—	1,40	—	—	—	0,56	—	1,40
65,0	—	—	—	55	—	180	—	—	—	1,50	—	1,50	—	—	—	0,51	—	1,30
75,0	—	—	—	45	—	120	—	—	—	1,70	—	1,70	—	—	—	0,33	—	0,82
85,0	—	—	—	33	—	110	—	—	—	1,85	—	1,85	—	—	—	0,29	—	0,68
105,0	—	—	—	24	—	79	—	—	—	2,00	—	2,00	—	—	—	0,19	—	0,45
130,0	—	—	—	—	—	65	—	—	—	—	—	2,35	—	—	—	—	—	0,33
160,0	—	—	—	—	—	54	—	—	—	—	—	2,55	—	—	—	—	—	0,26

3.87. Ресурс однослойных измерительных сильфонов в зависимости от условий нагружения, циклы

Рабочее давление (внутреннее или наружное)	Рабочий ход (при сжатии или растяжении)	Материал сильфонов			
		Сплав 36НХТЮ	Бронза БрБ2	Стали	Полутомпак Л80
Переменное от 0 до $0{,}5p_{max}$	Постоянный $\Delta_{x.\,p} = 0{,}5\Delta_{x\,max}$	25 000	30 000	45 000	70 000
	Переменный от 0 до $0{,}5\Delta_{x\,max}$	8 000	10 000	15 000	22 000
Постоянное $p_p = 0{,}5p_{max}$		17 000	20 000	25 000	60 000

3.88. Размеры сильфонов, армированных наружными кольцами, мм



D	D_1	d		$d_н$		d_1	H	h	r_0	t	l	
						Пред. откл.						
		Ном.	Пред. откл.	Ном.	Пред. откл.	H11	h11	h11			Ном.	Пред. откл.
27	30,0	17,5	±0,43	18	−0,11	28,0	2,8	1,2	0,30	3,70	5	
38	42,0	25,5	±0,52	26	−0,13	39,0	3,0	1,4	0,70	4,30	7	
45	50,0	33,5	±0,62	34	−0,16	46,0	2,8	1,2	0,80	3,70	5	
52	55,0	37,5	±0,62	38	−0,16	53,0	4,5	2,2	1,25	5,80	7	±0,5
63	66,0	47,5	±0,62	48	−0,16	64,0	3,6	2,0	0,80	4,50	7	
73	76,0	59,5	±0,74	60	−0,19	74,0	3,5	2,0	0,80	4,50	8	
92	95,0	75,0	±0,74	76	−0,19	93,0	4,6	2,5	1,40	5,85	9	
120	127,0	100,0	±1,40	101	±0,46	120,6	5,1	2,4	2,10	6,60	17	±0,7
145	148,0	115,0	±1,40	116	±0,46	146,0	7,5	4,0	2,50	10,00	10	±0,5
160	163,0	129,0	±1,60	130	±0,53	161,0	7,5	4,0	2,50	11,00	16	±0,7
174	177,5	149,0	±1,60	150	±0,53	174,6	7,0	3,4	2,60	8,60	16	±0,7

Примечания: 1. Номинальные размеры $d_н$ и d_0 равны. Для d_0 установлены предельные отклонения по h11. 2. Для сильфонов с $D \leqslant 100$ мм $r = 0{,}5 \div 1{,}0$ мм, если $D > 100$ мм, то $r = 2$ мм.

3.89. Параметры армированных сильфонов, зависящие от числа гофров

D, мм	Число гофров, n	Максимальная жесткость по силе C_Q, кН/м	Максимальный изгиб $\Delta_{изг}$, °	Максимальный рабочий ход на сжатие Δ_{max}, мм	Максимальное рабочее внутреннее давление p_{max}, МПа	Масса 1000 шт., кг, сильфонов с кольцами		L_0		s_0	
						из стали	из титанового сплава	Ном.	Пред. откл.	Ном.	Пред. откл.
27	6	110	1,2	1,8	5,5	3,25	2,10	31,0	—1,6	0,18	
	10	70	2,1	3,0		6,40	4,33	46,0	—1,6		
	12	60	2,5	3,6		8,10	5,57	53,0			
	16	45	3,3	4,		10,50	7,05	68,0	—1,9		
	18	40	3,7	5,4		12,70	8,79	75,5			
	21	35	4,4	6,3		13,30	8,70	86,5	—2,2		
	24	30	5,0	7,2		15,60	10,31	97,5	—2,2		
38	5	140	0,6	1,3	5,0	5,80	3,56	34,0	—1,6	0,22	+0,04 —0,02
	8	88	0,9	2,0		10,50	6,93	47,0	—1,6		
	15	53	1,8	3,8		18,30	11,16	77,0	—1,9		
45	24	26	3,3	8,3	3,5	38,56	24,53	97,5	—2,2	0,18	
52	4	180	0,5	1,6	4,0	9,30	5,91	35,0	—1,6	0,26	
	5	140	0,7	2,0	4,0	11,98	7,46	41,0	—1,6	0,26	
	10	773	1,4	4,0	4,0	25,20	15,03	70,0	—1,9	0,26	
	12	50	2,1	6,0	2,0	30,46	18,01	81,5	—2,2	0,22	

63	4 5 6 10 15	310 270 210 125 82	0,4 0,5 0,6 1,1 1,7	1,6 2,0 2,4 4,0 6,0	3,5	10,60 15,05 18,37 31,66 48,24	7,06 10,33 12,47 21,04 31,72	30,0 34,5 39,0 57,0 79,5	—1,3 —1,6 —1,6 —1,9 —1,9	0,25	
73	4 7 17	270 150 80	0,3 0,6 1,5	1,4 2,5 6,0	4,0	12,27 22,70 58,00	8,61 15,38 38,48	32,0 45,5 90,5	—1,6 —1,6 —2,2	0,25	
92	4 5 6 12	200 160 133 67	0,2 0,3 0,4 0,9	1,6 2,0 2,4 4,8	3,0	23,00 29,30 35,50 81,45	16,58 20,74 24,80 57,91	39,0 45,0 50,5 86,0	—1,6 —1,6 —1,9 —2,2	0,28	±0,03
120	10 24	480 190	0,6 1,4	4,0 9,6	4,0	144,00 358,00	97,47 249,09	100,0 192,0	—3,5 —4,6	0,50	±0,05
145	5 13	90 35	0,6 1,7	5,3 14,0	1,5	84,65 242,66	55,93 156,50	67,0 147,0	—3,0 —4,0	0,28	±0,04
160	14	—	1,5	14,0	1,0	388,40	242,02	167,0	—4,0		
174	11	—	0,6	6,0	1,8	256,40	162,00	126,5	—5,0	0,50	±0,05

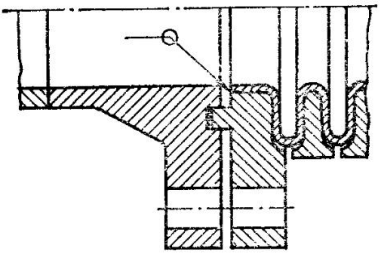


Рис. 3.92. Соединение арматуры с сильфоном, армированным наружными кольцами

бочих температур для сильфонов уменьшается от —50 до +150 °С. Каждый сильфон имеет число колец, равное n—1.

Форма и размеры поверхности присоединительного фланца, сопрягаемой с крайним полугофром, должна соответствовать форме и размерам армирующего кольца (рис. 3.92). Фланец или другая арматура привариваются к сильфону аргонно-дуговой сваркой. Размеры армирующих колец устанавливает ГОСТ 24554—81*.

Для сильфонов, армированных наружными кольцами, установлена вероятность безотказной работы при наработке 4000 циклов не менее 0,95 при доверительной вероятности 0,9.

В условных обозначениях указывают наружный диаметр гофрированной части (D = 27 мм), наружный диаметр цилиндрического бортика ($d_н$ = 18 мм), число гофров (n = 6), толщину трубки-заготовки (s_0 = 0,22 мм) и номер стандарта:

*Сильфон 27—18—6—0,22 ГОСТ 24553—81 *Е.*

То же для колец из титанового сплава:

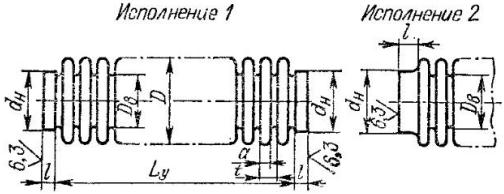
*Сильфон 27—18—6—0,22Т ГОСТ 24553—81 *Е.*

Многослойные сильфоны используют в качестве разделительных, компенсаторных и кинематических элементов. ГОСТ 21744—83 регламентирует их размеры (табл. 3.90), рабочие параметры и массу (табл. 3.91). Для многослойных сильфонов предусматривается дополнительный параметр—пробное давление $p_{пр}$, при котором испытывают сильфоны на прочность и герметичность. В зависимости от пробного давления назначают два рабочих: $p_{р1} = p_{пр}/1{,}5$ и $p_{р2} = p_{пр}/1{,}25$, определяющих ресурс работы сильфона.

Сильфоны, имеющие соотношение $L_у \leqslant D$, могут работать при действии внутреннего давления до $p_{р1}$, если $L_у > D$, то внутреннее рабочее давление ограничивают до $0{,}3p_{р1}$.

Многослойные сильфоны могут быть установлены в сборочных единицах с помощью дополнительных деталей

3.90. Размеры многослойных сильфонов, мм



D (пред. откл. по h17)	Число гофров n	Число слоев z	$D_в$	t	a	$d_и$	Толщина слоя $s_с$	
							Ном.	Пред. откл.
16	6, 8, 10, 12, 16, 20	2	10	1,6	1,2	11	0,16	±0,02
18		3	12	2,3	1,5	13		
		4	12	2,5	2,0	13		
22		2, 3	14,5	3,4	2,4	16		
		4	14,5	3,5	2,6	16		
		5	14,5	3,9	2,7	16		
28	4, 8, 10, 12, 16, 20, 25	2, 3	18,5	3,8	3,0	20		
		4, 5	18,5	3,9	3,0	20		
		6	18,5	4,0	3,0	20		
		7	18,5	4,3	3,3	20		
38	8, 10, 12, 16, 20	2, 3, 4	26	5,5	4,5	28	0,20	±0,02
		5	26	5,6	4,5	28		
		6	26	5,8	4,8	28		
		8	26	6,1	4,9	28		
48		2, 4, 6	36	5,1	3,5	38		
		8	36	6,2	4,6	38		
		10	36	7,0	5,4	38		
		12	36	7,8	5,8	38		
65	4, 6, 8, 10, 12, 16, 20	2, 4, 6	46	7,6	5,7	48		
		8	46	9,0	6,8	48		
		10	46	9,2	6,8	48		
		12	46	9,5	7,2	48		
75	4, 6, 8, 10, 12, 16	2, 3, 6	56	6,5	4,5	60		
95	4, 6, 8, 10, 12, 16, 20	2, 3	73	7,0	4,9	76	0,25	±0,025
		4, 6	73	8,0	5,9	76		
		8	73	9,0	7,0	76		
		10	73	9,5	7,5	76		

D (пред. откл. по h17)	Число гофров n	Число слоев z	$D_в$	t	a	$d_н$	Толщина слоя s_0	
							Ном.	Пред. откл.
125	4, 6, 8, 10, 12	2, 3, 4	92	12,5	7,4	96	0,30	±0,03
		6	92	12,5	8,0	96		
		8	92	12,5	8,5	96		
190	8	2, 3, 4	145	17,2	12,2	150		

Примечания: 1. Длина цилиндрического бортика при $D \leqslant 75$ мм $l = 6$ мм, при $D = 95$ мм $l = 8$ мм, при D, равном 125 и 190 мм $l = 10$ мм, для сильфонов с числом слоев $z = 12$ и наружными диаметрами 48 и 65 мм $l = 9$ мм. 2. Размер гофрированной части $L_у$ для максимального рабочего хода указан в табл. 3.91.

3.91. Основные параметры многослойных сильфонов

D, мм	Число гофров n	Число слоев z	$L_у$ (пред. откл. по H16), мм	Жесткость C, кН/м	Наружное пробное давление $p_{пр}$, МПа	Рабочий ход при сжатии Δ_x, мм	Масса 100 шт., кг	Наработка при $p_{р2}$, циклы
16	6	2	10	75	15	0,7	0,37	3000
	8		13	56		1,0	0,49	
	10		16	45		1,2	0,61	
	12		20	38		1,5	0,78	
	16		26	28		2,0	0,98	
	20		32	23		2,5	1,22	
18	6	3	15	150	20	0,7	0,68	
	6	4	17	200	25	0,7	0,92	
	8	3	19	122	20	1,0	0,90	
	8	4	21	150	25	1,0	1,22	
	10	3	24	90	20	1,2	1,13	
	10	4	28	122	25	1,2	1,53	
	12	3	29	75	20	1,5	1,38	
	12	4	34	101	25	1,5	1,84	
	16	3	38	56	20	2,0	1,80	
	16	4	44	80	25	2,0	2,40	
	20	3	47	45	20	2,5	2,25	
	20	4	55	61	25	2,5	3,00	
22	6	2	21	56	8	2,5	0,74	400
		3	21	88	12	2,5	1,11	
		4	22	108	20	2,5	1,50	
		5	25	138	25	2,5	1,90	

D, мм	Число гофров n	Число слоев z	L_y (пред. откл. по H16), мм	Жесткость C, кН/м	Наружное пробное давление $p_{пр}$, МПа	Рабочий ход при сжатии Δ_x, мм	Масса 100 шт., кг	Наработка при p_{p_2}, циклы
22	8	2	28	43	8	3,0	1,07	4000
		3	28	67	12	3,0	1,61	
		4	29	80	20	3,0	2,15	
		5	32	103	25	3,0	2,69	
	10	2	35	34	8	3,7	1,28	
		3	35	53	12	3,7	1,92	
		4	36	64	20	3,7	2,56	
		5	40	82	25	3,7	3,23	
	12	2	42	28	8	4,5	1,50	
		3	42	44	12	4,5	2,25	
		4	44	54	20	4,5	3,00	
		5	48	69	25	4,5	3,79	
	16	2	56	22	8	6,0	1,98	
		3	56	33	12	6,0	2,97	
		4	58	40	20	6,0	3,96	
		5	63	52	25	6,0	4,98	
	20	2	69	17	8	7,5	2,46	
		3	69	27	12	7,5	3,69	
		4	71	32	20	7,5	4,92	
		5	79	41	25	7,5	6,16	
28	4	2	16	60	3,8	2,4	0,82	3000
		3	16	188	10	2,4	1,23	
		4	16	240	15	1,9	1,64	
		5	16	290	20	1,9	2,04	
		6	17	350	25	1,5	2,48	
		7	18	500	30	1,5	2,87	
	8	2	32	30	3,8	4,8	1,65	
		3	32	94	10	4,8	2,47	
		4	32	120	15	3,8	3,30	
		5	32	145	20	3,8	3,79	
		6	33	175	25	3,0	4,98	
		7	35	250	30	3,0	5,78	
	10	2	40	24	3,8	6,0	2,06	
		3	40	75	10	6,0	3,09	
		4	40	97	15	4,7	4,12	
		5	40	120	20	4,7	5,15	
		6	41	140	25	3,7	6,20	
		7	44	200	30	3,7	7,21	

D, мм	Число гофров n	Число слоев z	L_y (пред. откл. по H16), мм	Жесткость C, кН/м	Наружное пробное давление $p_{пр}$, МПа	Рабочий ход при сжатии Δ_x, мм	Масса 100 шт., кг	Наработка при p_{p_2}, циклы
28	12	2	45	20	3,8	7,2	2,48	3000
		3	45	63	10	7,2	3,72	
		4	48	80	15	5,7	4,96	
		5	48	97	20	5,7	6,20	
		6	49	117	25	4,5	7,44	
		7	54	167	30	4,5	8,68	
	16	2	64	15	3,8	9,6	3,30	
		3	64	47	10	9,6	4,95	
		4	64	60	15	7,6	6,61	
		5	64	72	20	7,6	8,27	
		6	65	88	25	6,0	9,92	
		7	71	125	30	6,0	11,55	
	20	2	77	12	3,8	12,0	4,12	
		3	77	38	10	12,0	6,18	
		4	79	48	15	9,5	8,23	
		5	79	58	20	9,5	10,33	
		6	81	70	25	7,5	12,40	
		7	88	100	30	7,5	14,42	
	25	2	96	10	3,8	15,0	5,16	
		3	96	30	10	15,0	7,74	
		4	99	35	15	11,9	10,32	
		5	99	47	20	11,9	12,92	
		6	101	56	25	9,4	15,50	
		7	110	80	30	9,4	18,06	
38	8	2	45	60	3,8	4,8	3,58	3000
		3	45	82	7,5	4,8	5,37	4000
		4	45	125	10	4,8	7,18	4000
		5	46	139	15	4,0	10,95	3000
		6	48	180	25	4,0	13,11	3000
		8	50	300	30	4,0	17,52	3000
	10	2	56	48	3,8	6,0	4,50	3000
		3	56	65	7,5	6,0	6,70	4000
		4	56	100	10	6,0	9,00	4000
		5	57	111	15	5,0	13,74	3000
		6	59	140	25	5,0	16,48	3000
		8	62	240	30	5,0	21,98	3000

D, мм	Число гофров n	Число слоев z	L_y (пред. откл. по H16), мм	Жесткость C, кН/м	Наружное пробное давление $p_{пр}$, МПа	Рабочий ход при сжатии Δ_x, мм	Масса 100 шт., кг	Наработка при $p_{р}$, циклы
38	12	2	66	40	3,8	7,2	5,17	3000
		3	66	54	7,5	7,2	7,82	4000
		4	66	84	10	7,2	10,34	4000
		5	68	93	15	7,2	15,09	3000
		6	70	120	25	6,0	18,56	3000
		8	75	200	30	6,0	24,15	3000
	16	2	89	30	3,8	9,6	6,79	3000
		3	89	40	7,5	9,6	10,27	4000
		4	89	63	10	9,6	13,58	4000
		5	91	69	15	9,6	18,36	3000
		6	94	90	25	8,0	22,04	3000
		8	99	150	30	8,0	29,38	3000
	20	2	111	24	3,8	12,0	8,41	3000
		3	111	33	7,5	12,0	12,71	4000
		4	111	50	10	12,0	16,82	4000
		5	113	56	15	12,0	23,60	3000
		6	117	72	25	10,0	28,36	3000
		8	123	120	30	10,0	37,76	3000
48	8	2	42	38	3,8	6,8	5,21	4000
		4	42	88	7,5	6,0	10,27	4000
		6	42	125	10	5,2	15,32	3000
		8	51	225	15	5,2	20,42	3000
		10	58	375	25	5,2	27,09	3000
		12	64	625	30	5,0	32,30	3000
	10	2	52	30	3,8	8,5	6,79	4000
		4	52	70	7,5	7,5	12,64	4000
		6	52	100	10	6,5	15,80	3000
		8	64	180	15	6,5	21,06	3000
		10	72	300	25	6,5	33,33	3000
		12	80	500	30	6,2	40,12	3000
	12	2	63	25	3,8	10,2	7,74	4000
		4	63	58	7,5	9,0	15,32	3000
		6	63	84	10	7,8	22,75	3000
		8	76	150	15	7,8	30,30	3000
		10	86	260	25	7,8	38,53	3000
		12	96	417	30	7,5	46,27	3000

D, мм	Число гофров n	Число слоев z	L_y (пред. откл. по H16), мм	Жесткость C, кН/м	Наружное пробное давление $p_{пр}$, МПа	Рабочий ход при сжатии Δ_x, мм	Масса 100 шт., кг	Наработка при p_{p3}, циклы
48	16	2	82	19	3,8	13,6	9,95	4000
		4	82	44	7,5	12,0	19,75	4000
		6	82	63	10	10,4	29,30	3000
		8	101	113	15	10,4	39,10	3000
		10	114	188	25	10,4	52,11	3000
		12	127	312	30	10,0	62,06	3000
	20	2	104	15	3,8	17,0	12,32	4000
		4	104	35	7,5	15,0	24,49	4000
		6	104	50	10	13,0	36,34	3000
		8	126	90	15	13,0	48,40	3000
		10	142	150	25	13,0	62,48	3000
		12	158	250	30	12,5	74,80	3000
65	4	2	32	45	2,5	5,0	4,89	3000
		4	32	110	5	4,0	9,71	3000
		6	32	170	10	4,0	13,74	4000
		8	38	200	15	3,4	20,61	4000
		10	39	300	19	3,4	25,51	3000
		12	40	363	25	3,2	30,40	3000
	6	2	48	30	2,5	7,5	7,07	3000
		4	48	74	5	6,0	13,19	3000
		6	48	112	10	6,0	19,59	4000
		8	56	134	15	5,1	29,78	4000
		10	58	200	19	5,1	35,31	3000
		12	59	241	25	4,8	42,38	3000
	8	2	63	23	2,5	10,0	9,24	3000
		4	63	55	5	8,0	18,32	3000
		6	63	84	10	8,0	25,58	4000
		8	74	100	15	6,8	39,02	4000
		10	76	150	19	6,8	48,34	3000
		12	78	180	25	6,4	57,58	3000
	10	2	78	18	2,5	12,5	11,37	3000
		4	78	44	5	10,0	22,67	3000
		6	78	67	10	10,0	31,62	4000
		8	92	80	15	8,5	48,19	4000
		10	95	120	19	8,5	59,72	3000
		12	97	145	25	8,0	71,09	3000

D, мм	Число гофров n	Число слоев z	L_y (пред. откл. по H16), мм	Жесткость C, кН/м	Наружное пробное давление $p_{пр}$, МПа	Рабочий ход при сжатии Δ_x, мм	Масса 100 шт., кг	Наработка при p_{p_2}, циклы
65	12	2	92	15	2,5	15,0	14,06	3000
		4	92	37	5	12,0	27,88	3000
		6	92	56	10	12,0	37,60	4000
		8	110	67	15	10,2	57,35	4000
		10	112	100	19	10,2	71,10	3000
		12	116	120	25	9,6	85,16	3000
	16	2	124	12	2,5	20,0	17,93	3000
		4	124	28	5	16,0	37,33	3000
		6	124	42	10	16,0	47,49	4000
		8	146	50	15	13,6	76,31	4000
		10	150	75	19	13,6	93,22	3000
		12	154	90	25	12,8	111,15	3000
	20	2	155	9	2,5	25,0	22,27	3000
		4	155	22	5	20,0	44,16	3000
		6	155	34	10	20,0	54,97	4000
		8	182	40	15	17,0	94,87	4000
		10	186	60	19	17,0	117,39	3000
		12	192	73	25	16,0	139,66	3000
75	4	2	28	63	1,5	5,0	7,10	3000
		3	28	75	2,5	5,0	10,60	
		6	28	125	6,4	5,0	21,20	
	6	2	41	42	1,5	7,5	10,13	
		3	41	50	2,5	7,5	15,20	
		6	41	83	6,4	7,5	30,40	
	8	2	54	31	1,5	10,0	13,30	
		3	54	38	2,5	10,0	19,90	
		6	54	63	6,4	10,0	39,80	
	10	2	67	25	1,5	12,5	16,30	
		3	67	30	2,5	12,5	24,50	
		6	67	50	6,4	12,5	49,00	
	12	2	80	21	1,5	15,0	19,50	
		3	80	25	2,5	15,0	29,20	
		6	80	42	6,4	15,0	58,30	

Продолжение табл. 3.91

D, мм	Число гофров n	Число слоев z	L_y (пред. откл. по H16), мм	Жесткость C, кН/м	Наружное пробное давление $p_{пр}$, МПа	Рабочий ход при сжатии Δ_x, мм	Масса 100 шт., кг	Наработка при $p_{рз}$, циклы
75	16	2	106	16	1,5	20,0	26,10	
		3	106	19	2,5	20,0	39,10	3000
		6	106	31	6,4	20,0	77,80	
95	4	2	30	122	1,5	6,5	8,70	3000
		3	30	150	2	6,5	13,10	3000
		4	34	188	3	6,0	17,50	4000
		6	34	276	6,4	5,4	27,00	4000
		8	38	380	10	5,4	34,90	3000
		10	40	500	15	3,6	45,00	3000
	6	2	44	81	1,5	9,8	13,10	3000
		3	44	100	2	9,8	19,70	3000
		4	50	125	3	9,0	26,20	4000
		6	50	184	6,4	8,1	40,30	4000
		8	56	253	10	8,1	52,32	3000
		10	59	334	15	5,4	67,00	3000
	8	2	58	61	1,5	13,0	18,10	3000
		3	58	75	2	13,0	27,10	3000
		4	66	94	3	12,0	36,10	4000
		6	66	138	6,4	10,8	53,72	4000
		8	74	190	10	10,8	69,76	3000
		10	78	250	15	7,2	89,20	3000
	10	2	72	49	1,5	16,2	21,80	3000
		3	72	60	2	16,2	32,70	3000
		4	82	75	3	15,0	43,60	4000
		6	82	110	6,4	13,5	66,80	4000
		8	92	150	10	13,5	87,50	3000
		10	98	200	15	9,0	109,80	3000
	12	2	86	41	1,5	19,5	26,90	3000
		3	86	50	2	19,5	40,30	3000
		4	98	63	3	18,0	53,70	4000
		6	98	92	6,4	16,2	79,30	4000
		8	110	125	10	16,2	104,20	3000
		10	116	167	15	10,8	130,30	3000
	16	2	114	30	1,5	26,0	34,90	3000
		3	114	37	2	26,0	52,30	3000
		4	130	47	3	24,0	68,30	4000
		6	130	69	6,4	21,6	104,20	4000
		8	146	94	10	21,6	137,50	3000
		10	154	125	15	14,4	171,40	3000

D, мм	Число гофров n	Число слоев z	L_y (пред. откл. по H16), мм	Жесткость C, кН/м	Наружное пробное давление $p_{пр}$, МПа	Рабочий ход при сжатии Δ_x, мм	Масса 100 шт., кг	Наработка при p_{p2}, циклы
95	20	2	142	24	1,5	32,5	42,30	3000
		3	142	30	2	32,5	63,40	3000
		4	162	38	3	30,0	84,50	4000
		6	162	55	6,4	27,0	128,70	4000
		8	182	75	10	27,0	170,00	3000
		10	192	100	15	18,0	212,50	3000
125	4	2	55	70	1,25	13,3	28,30	3000
		3		102	2		42,50	
		4		120	2,4		56,70	
		6		166	4		74,70	
		8		240	6		116,20	
	6	2	80	45	1,25	20,0	45,50	
		3		68	2		68,25	
		4		80	2,4		91,00	
		6		110	4		118,00	
		8		160	6		174,50	
	8	2	105	35	1,25	26,6	56,50	
		3		51	2		85,05	
		4		60	2,4		113,40	
		6		83	4		136,70	
		8		120	6		232,40	
	10	2	130	30	1,25	33,3	67,90	
		3		41	2		101,90	
		4		48	2,4		135,80	
		6		66	4		182,20	
		8		96	6		290,30	
	12	2	155	22	1,25	40,0	79,13	
		3		34	2		118,70	
		4		40	2,4		158,20	
		6		55	4		224,00	
		8		80	6		348,30	
190	8	2	142	30	0,75	30,0	106,00	
		3		42	1,25		159,00	
		4		55	1,90		212,00	

Примечания: 1. Предельные отклонения жесткости составляют ±50 %. 2. Для всех типоразмеров сильфонов при давлении p_{p1} установлен ресурс 5000 циклов.

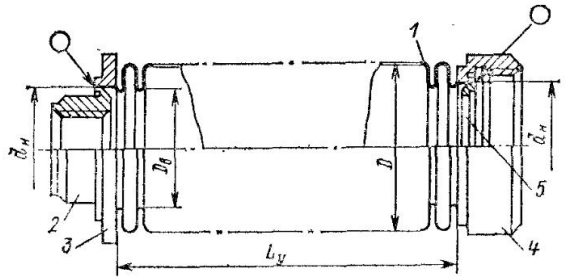


Рис. 3.93. Концевые детали:

1 — сильфон; *2* — внутренняя резьбовая втулка; *3* — наружное кольцо; *4* — наружная резьбовая втулка; *5* — внутреннее кольцо

в виде втулок и колец, которые предварительно соединяют с помощью сварки с цилиндрическими бортиками сильфонов (рис. 3.93). ГОСТ 21557—83 регламентирует размеры концевых деталей: внутренних резьбовых втулок (табл. 3.92), наружных колец (табл. 3.93), наружных резьбовых втулок (табл. 3.94) и внутренних колец (табл. 3.95). Втулки и кольца изготавливают из тех же марок сталей, что и сильфоны, а также из стали марки 12Х18Н9Т. Стандарт предусматривает изготовление втулок и колец технологического назначения типа 2, которые применяют при формовании сильфонов и затем срезают.

В условных обозначениях втулок и колец указывают тип (втулка типа 3), исполнение (А), номер (втулка № 14 для сильфона с $D = 65$ мм и $z = 8$), материал (сталь 08Х18Н10Т) и номер стандарта:

Втулка 3А—14 08Х18Н10Т ГОСТ 21557—83.

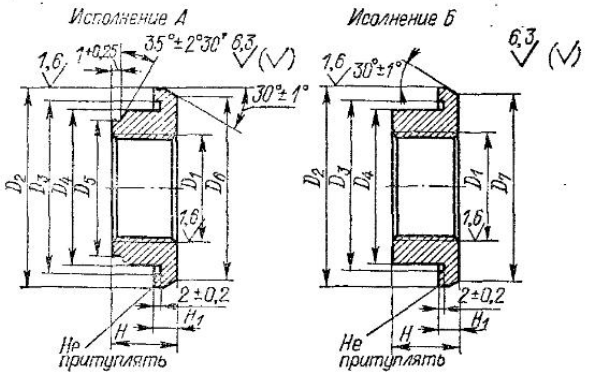
В зависимости от требуемого способа крепления дополнительные детали могут быть приварены на одном или на двух концах сильфона. В последнем варианте возможно присоединение разнотипных деталей.

В условных обозначениях многослойных сильфонов указывают наружный диаметр ($D = 48$ мм), число гофров ($n = 10$), толщину одного слоя ($s_0 = 0{,}2$ мм), число слоев ($z = 6$), типы втулок и колец, номер стандарта на сильфон. Например, этот сильфон с наружной втулкой и внутренним кольцом типа 1 на одном конце имеет обозначение:

Сильфон 48—10—0,2×6—1ГОСТ 21744—83;

то же с наружными втулками и внутренними кольцами типа 1 на двух концах:

3.92. Размеры, мм, и масса стальных внутренних втулок типа 3



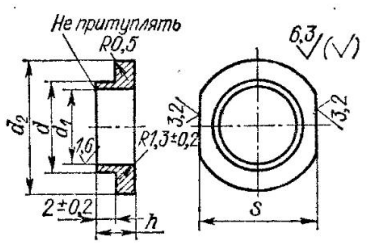
Номер втулки	Параметры сильфонов		D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	D_7	H	H_1	Масса втулки, кг, исполнения	
			Предельное отклонение										
	D	z	Поле допуска 7Н	h11	H11	h14	h12	h14	H14	h14	h14	А	Б
1	48	2	М22×1	37,10	35,00	31,0	27	35,6	35,6	17	5	0,067	0,075
3		4	М22×1	36,10	33,90	30,0	27	34,9	34,9	17	5	0,059	0,068
5		6	М22×1	35,30	33,00	29,0	27	34,0	34,0	17	5	0,053	0,061
6		8	М22×1	34,50	32,00	28,0	25	33,2	33,2	17	5	0,045	0,052
7		10	М22×1	33,50	30,70	27,0	25	31,0	32,3	17	5	0,038	0,045
8		12	М22×1	32,60	29,60	26,0	25	29,0	30,5	21	7	0,042	0,043

Продолжение табл. 3.92

Номер втулки	Параметры сильфонов		D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	D_7	H	H_1	Масса втулки, кг, исполнения	
			Предельное отклонение										
	D	z	Поле допуска 7H	h11	H11	h14	h12	h14	H14	h14	h14	А	Б
9	65	2	M27×1,5	47,10	45,10	41,0	32	45,6	45,6	17	5	0,122	0,125
11		4	M27×1,5	46,20	44,00	40,0	32	44,8	44,8	17	5	0,117	0,121
13		6	M27×1,5	45,30	43,00	39,0	32	44,0	44,0	17	5	0,110	0,116
14		8	M27×1,5	44,40	41,80	38,0	32	43,0	43,0	17	5	0,100	0,103
15		10	M27×1,5	43,60	40,80	37,0	32	41,0	41,3	17	5	0,080	0,085
16		12	M27×1,5	42,70	39,10	36,0	32	39,0	40,5	21	7	0,093	0,086
18	75	2	M42×2	59,10	57,00	53,0	48	56,4	57,6	17	5	0,119	0,135
19		3	M42×2	58,65	56,40	52,0	48	57,6	57,2	17	5	0,118	0,134
21		6	M42×2	57,30	54,85	51,0	48	56,0	56,0	17	5	0,115	0,130
26	95	2	M56×3	74,90	72,70	69,0	62	73,0	73,0	16	6	0,195	0,244
27		3	M56×3	74,38	72,00	68,5	62	72,0	72,0	16	6	0,194	0,241
28		4	M56×3	73,85	71,40	68,0	62	72,0	72,0	16	6	0,192	0,239
30		6	M56×3	72,80	70,20	67,0	62	71,0	71,0	16	6	0,186	0,214
31		8	M56×3	71,80	68,80	65,0	60	70,0	70,0	16	6	0,188	0,200
32		10	M56×3	70,80	67,60	64,0	60	69,0	69,0	16	6	0,157	0,188
33	125	2	M60×2	94,60	92,00	85,9	76	91,0	91,0	16	8	0,300	0,300
34		3	M60×2	93,80	91,00	85,0	76	90,0	90,0	16	8	0,285	0,290
35		4	M60×2	93,20	90,20	84,0	74	89,0	89,0	16	8	0,275	0,278
36		6	M60×2	91,70	88,40	82,1	74	87,0	87,0	16	8	0,255	0,258
37		8	M60×2	90,30	86,50	79,5	68	85,0	85,0	16	8	0,234	0,239
39	190	2	M120×2	148,60	146,00	140,0	128	146,0	146,0	16	8	0,320	0,530
40		3	M120×2	147,90	145,00	139,0	128	145,0	145,0	16	8	0,310	0,515
41		4	M120×2	147,20	144,00	138,4	128	144,4	144,4	16	8	0,300	0,500

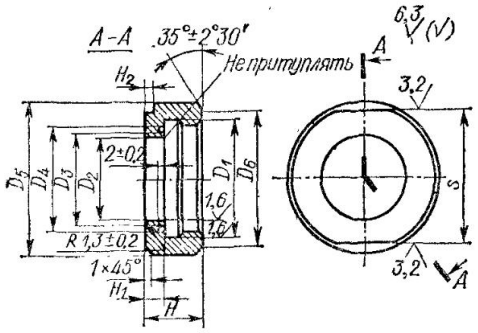
Примечание. В таблицу включены номера втулок для сильфонов, размеры которых даны в табл. 3.91.

3.93. Размеры, мм, и масса стальных наружных колец типа 3



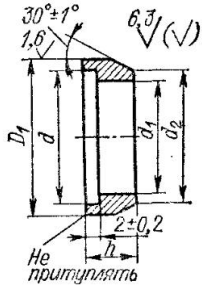
Номер кольца	Параметр сильфона		d	d_1	d_2	s	h	Масса, кг
			Предельное отклонение					
	D	z	h11	H9	h14	h12	h14	
1	16	2	13	11	18	15	6	0,006
2	18	3, 4	15	13	20	17	6	0,007
3	22	2, 3, 4, 5	18	16	24	22	6	0,009
4	28	2, 3, 4, 5, 6, 7	22	20	30	25	6	0,013
5	38	2, 3, 4, 5, 6, 8	30	28	40	35	6	0,021
6	48	2, 4	40	38	52	50	6	0,029
7	48	6, 8, 10	41	38	55	50	6	0,029
8	48	12	41	38	55	50	9	0,040
9	65	2, 4	50	48	70	65	6	0,060
10	65	6, 8, 10	52	48	70	65	6	0,060
11	65	12	52	48	70	65	9	0,075
12	75	2, 3	62	60	78	75	6	0,064
13	75	6	64	60	81	75	6	0,064
14	95	2, 3, 4	78	76	100	95	8	0,145
15	95	6, 8, 10	80	76	100	95	8	0,145
16	125	2, 3, 4, 6	99	96	130	125	10	0,361
17	125	8	101	96	130	125	10	0,361
18	190	2, 3, 4	153	150	195	190	10	0,720

3.94. Размеры, мм, и масса стальных наружных втулок типа 1



Номер втулки	Параметр сильфона		D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	H	H_1	H_2	s	Масса, кг
			Предельное отклонение										
	D	z	Поле допуска 7Н	H9	h11	H14	h14	$\frac{IT15}{2}$ ±	h14	h14	H14	h12	
1	16	2	М18×1,5	11	13	16,0	25	22	16	6	3	19	0,032
2	18	2, 3, 4	М20×1,5	13	15	18,0	25	22	16	6	3	22	0,018
3	22	2, 3, 4, 5	М24×1,5	16	18	21,0	32	29	16	6	3	27	0,062
4	22	2, 3, 4, 5	М27×1,5	16	18	21,0	35	28	16	6	3	27	0,062
5	28	2, 3, 4, 5	М27×1,5	20	22	25,0	32	29	16	6	3	27	0,038
6	28	6, 7	М27×1,5	20	22	25,0	35	29	16	6	3	27	0,042
7	38	2, 3, 4, 5	М36×1,5	28	30	33,0	42	38	16	6	3	36	0,064
8	38	6, 8	М36×1,5	28	30	33,0	45	38	16	6	3	36	0,070
9	48	2, 3, 4, 5	М45×1,5	38	40	43,0	52	47	18	6	3	46	0,096
10	48	6, 8, 10	М45×1,5	38	41	43,0	55	47	18	6	3	46	0,110
11	48	12	М45×1,5	38	41	43,0	55	47	22	9	6	46	0,119
12	65	2, 3, 4, 5	М60×2	48	50	53,0	70	63	22	6	3	65	0,225
13	65	6, 8, 10	М60×2	48	52	56,0	75	63	22	6	3	65	0,240
14	65	12	М60×2	48	52	56,0	75	63	26	9	6	65	0,270
15	75	2, 3, 4, 5	М68×2	60	62	65,0	78	72	22	6	3	75	0,198
16	75	6, 8, 10	М68×2	60	64	66,5	81	72	24	8	5	75	0,210
17	95	2, 3, 4, 5	М85×2	76	78	82,0	100	90	26	8	5	95	0,350
18	95	6, 8, 10	М85×2	76	80	83,5	103	90	26	8	5	95	0,360
19	125	2, 3, 4	М120×2	96	99	104,0	130	122	30	10	8	125	0,790
20	125	6, 8, 10	М120×2	96	101	106,0	140	122	30	10	8	125	1,150
21	190	2, 3, 4	М170×2	150	153	159,0	195	172	35	10	8	190	1,860

3.95. Размеры, мм, и масса стальных внутренних колец типа 1



Номер кольца	Параметр сильфона		D_1	d	d_1	d_2	h	Масса, кг
			Предельное отклонение					
	D	r	h11	H11	H11	h14	h14	
1	16	2	10,30	9,00	7,5	8,5		0,0011
3	18	3	11,95	10,60	9,0	10,0		0,0013
4		4	11,60	10,20	8,7	9,7		0,0012
5	22	2	15,26	13,76	13,0	14,0		0,0026
6		3	15,05	13,50	12,6	13,6		0,0026
7		4	14,65	13,00	12,2	13,2		0,0027
8		5	14,30	12,60	12,0	13,0		0,0020
12	28	2	19,25	17,70	16,5	17,8		0,0028
13		3	18,90	17,30	16,5	17,5		0,0027
14		4	18,50	16,80	16,0	17,0		0,0025
15		5	18,11	16,40	16,0	16,8	5	0,0023
16		6	17,80	16,00	15,6	16,8		0,0019
17		7	17,50	15,60	15,2	16,8		0,0020
18	38	2	27,10	25,40	24,0	25,6		0,0045
19		3	26,70	24,80	24,0	25,3		0,0038
20		4	26,20	24,30	24,0	25,0		0,0037
21		5	25,80	23,70	23,2	24,1		0,0034
22		6	25,30	23,00	22,5	24,0		0,0033
23		8	24,40	21,80	21,0	22,8		0,0031
24	48	2	37,10	35,00	32,0	35,6		0,0101
26		4	36,10	33,90	31,0	34,9		0,0097
28		6	35,30	33,00	31,0	34,0		0,0079
29		8	34,50	32,00	30,0	33,2		0,0074
30		10	33,50	30,70	28,0	31,0		0,0064
31		12	32,60	29,60	27,0	29,0	7	0,0067

Продолжение табл. 3.95

Номер кольца	Параметр сильфона		D_1	d	d_1	d_2	h	Масса, кг
			Предельное отклонение					
	D	z	h11	H11	H11	h14	h14	
32	65	2	47,10	45,10	41,0	45,6	5	0,0180
34		4	46,20	44,00	40,0	44,8		0,0163
36		6	45,30	43,00	39,0	44,0		0,0152
37		8	44,40	41,80	38,0	43,0		0,0148
38		10	43,60	40,80	38,0	41,0	7	0,0140
39		12	42,70	39,10	37,0	39,0		0,0190
41	75	2	59,10	57,00	53,0	58,0	5	0,0225
42		3	58,65	56,40	52,0	57,6		0,0220
44		6	57,30	54,85	51,0	56,0		0,0200
49	95	2	74,90	72,70	65,0	73,0	6	0,0476
50		3	74,38	72,00	65,0	72,0		0,0470
51		4	73,85	71,40	65,0	72,0		0,0440
53		6	72,80	70,20	65,0	71,0		0,0410
54		8	71,80	68,80	63,0	70,0		0,0346
55		10	70,80	67,60	63,0	69,0		0,0340
56	125	2	94,60	92,00	85,9	91,0	8	0,0540
57		3	93,80	91,00	85,0	90,0		0,0520
58		4	93,20	90,20	84,0	89,0		0,0500
59		6	91,70	88,40	82,1	87,0		0,0460
60		8	90,30	86,50	80,2	85,0		0,0420
62	190	2	148,60	146,00	142,0	146,0		0,1280
63		3	147,90	145,00	141,0	145,0		0,1240
64		4	147,20	144,00	140,0	144,4		0,1200

Примечание. В таблицу включены номера колец для сильфонов, размеры которых даны в табл. 3.91.

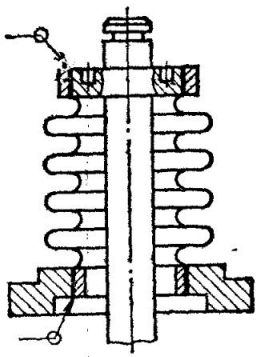
Сильфон 48—10—0,2×6—1,1 ГОСТ 21744—83;
то же с наружной втулкой и внутренним кольцом типа 1 на одном конце, наружным кольцом типа 3 и внутренней втулкой типа 3А на другом конце:

Сильфон 48—10—0,2×6—1, 3А ГОСТ 21744—83.

Размеры и их предельные отклонения присоединительных поверхностей втулок и колец, предусмотренные стандартом, можно использовать при разработке нетиповых конструкций для установки многослойных сильфонов (рис. 3.94).

Сварные сильфоны, выпускаемые по ГОСТ 21754—81, применяют главным образом в измерительных приборах

Рис. 3.94. Соединение многослойного сильфона с нестандартными деталями



в качестве чувствительных элементов. Они состоят из нескольких штампованных мембран, соединенных по внутреннему и наружному контурам электронно-лучевой, лазерной, плазменной, или газовой сваркой (рис. 3.95). Крайние мембраны имеют удвоенную толщину по сравнению со средними и предназначены для присоединения к сильфону различной арматуры. Число гофров в этих конструкциях определяется без учета крайних мембран.

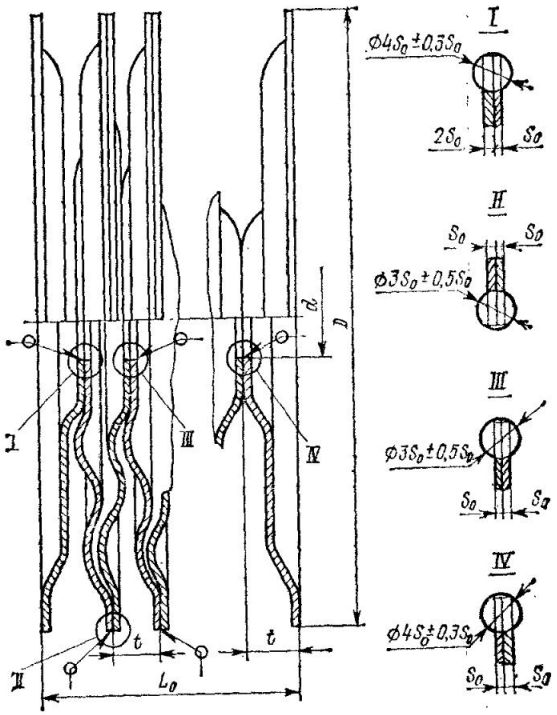


Рис. 3.95. Конструкция сварного сильфона

3.96. Размеры, мм, и масса сварных сильфонов типа 1

D		d		t	s_0	n	L_0 (пред. откл. ±1T16/2)	Масса 100 шт., кг
ном.	пред. откл.	ном.	пред. откл.					
20	—0,280	5,3	+0,235 —0,140	1,30	0,10	4 6 10	7,8 10,4 15,6	0,28 0,37 0,56
22	—0,280	6,7	+0,235 —0,140	1,34	0,10	4 6 10	8,0 10,7 16,1	0,33 0,44 0,66
	—0,400	6,7	+0,360 —0,195	1,44	0,15	4 6 10	8,6 11,5 17,3	0,50 0,66 1,00
25	—0,280	7,1	+0,235 —0,140	1,54	0,10	4 6 10	9,2 12,3 18,5	0,43 0,58 0,86
	—0,400	7,1	+0,360 —0,195	1,64	0,15	4 6 10	9,8 13,1 19,7	0,65 0,87 1,30
28	—0,280	8,0	+0,235 —0,140	1,70	0,10	4 6 10	10,2 13,6 20,4	0,54 0,72 1,08
	—0,400	8,0	+0,360 —0,195	1,80	0,15	4 6 10	10,8 14,4 21,6	0,81 1,08 1,63
32	—0,280	8,0	+0,235 —0,140	2,00	0,10	4 6 10	12,0 16,0 24,0	0,72 0,96 1,44
	—0,400	8,0	+0,360 —0,195	2,10	0,15	4 6 10	12,6 16,8 25,2	1,08 1,44 2,16
36	—0,280	9,0	+0,235 —0,140	2,22	0,10	4 6 10	13,3 17,8 26,6	0,91 1,21 1,82
	—0,400	9,0	+0,360 —0,140	2,32	0,15	4 6 10	13,9 18,6 27,8	1,37 1,82 2,74

D		d		t	s_0	n	L_0 (пред. откл. ± IT16/2)	Масса 100 шт., кг
ном.	пред. откл.	ном.	пред. откл.					
40	−0,280	10,0	$^{+0,280}_{-0,140}$	2,46	0,10	4 6 10	14,8 19,7 29,5	1,12 1,50 2,24
	−0,400	10,0	$^{+0,360}_{-0,195}$	2,56	0,15	4 6 10	15,4 20,5 30,7	1,69 2,25 3,37
45	−0,280	12,0	$^{+0,235}_{-0,140}$	2,68	0,10	4 6 10	16,1 21,4 32,2	1,41 1,88 2,81
	−0,400	12,0	$^{+0,360}_{-0,195}$	2,78	0,15	4 6 10	16,7 22,2 33,4	2,11 2,82 4,23
50	−0,280	14,0	$^{+0,235}_{-0,140}$	2,90	0,10	4 6 10	17,4 23,2 34,8	1,72 2,30 3,45
	−0,400	14,0	$^{+0,360}_{-0,195}$	3,00	0,15	4 6 10	18,0 24,0 36,0	2,59 3,45 5,80
	−0,640	14,0	$^{+0,595}_{-0,310}$	3,20	0,25	4 6 10	19,2 25,6 38,4	4,33 5,78 8,67
56	−0,280	16,0	$^{+0,235}_{-0,140}$	3,20	0,10	4 6 10	19,2 25,6 38,4	2,15 2,87 4,31
	−0,400	16,0	$^{+0,360}_{-0,195}$	3,30	0,15	4 6 10	19,8 26,4 39,6	3,24 4,31 6,47
	−0,640	16,0	$^{+0,595}_{-0,310}$	3,50	0,25	4 6 10	21,0 28,0 42,0	5,41 7,22 10,83

Продолжение табл. 3.96

D		d		f	s_r	n	L_0 (пред. откл. $\pm$ IT16/2)	Масса 100 шт., кг
ном.	пред. откл.	ном.	пред. откл.					
63	—0,280	18,0	$^{+0,235}_{-0,140}$	3,58	0,10	4 6 10	21,5 28,6 43,0	2,72 3,63 5,45
	—0,400	18,0	$^{+0,360}_{-0,195}$	3,68	0,15	4 6 10	22,1 29,4 44,2	4,09 5,46 8,18
	—0,640	18,0	$^{+0,595}_{-0,310}$	3,88	0,25	4 6 10	23,3 31,0 46,6	6,85 9,12 13,68
71	—0,280	20,0	$^{+0,235}_{-0,140}$	4,02	0,10	4 6 10	24,1 32,2 48,2	3,47 4,62 6,93
	—0,400	20,0	$^{+0,360}_{-0,195}$	4,12	0,15	4 6 10	24,7 33,0 49,4	5,21 6,94 10,41
	—0,640	20,0	$^{+0,595}_{-0,310}$	4,12	0,25	4 6 10	25,9 34,6 51,8	8,70 11,60 17,40
80	—0,400	22,0	$^{+0,360}_{-0,195}$	4,66	0,15	4 6 10	28,0 37,3 55,9	6,63 8,84 13,27
	—0,640	22,0	$^{+0,595}_{-0,310}$	4,86	0,25	4 6 10	29,2 38,9 58,3	11,08 14,78 22,17
90	—0,400	25,0	$^{+0,360}_{-0,195}$	3,56	0,15	4 6 10	21,4 28,5 42,7	8,38 11,17 16,76
	—0,640	25,0	$^{+0,595}_{-0,310}$	3,76	0,25	4 6 10	22,6 30,1 45,1	14,00 18,66 27,99

D		d		t	s_0	n	L_0 (пред. откл. ± IT16/2)	Масса 100 шт., кг
ном.	пред. откл.	ном.	пред. откл.					
90	−0,875	25,0	$^{+0,835}_{-0,425}$	3,96	0,35	4 6 10	23,8 31,7 47,5	19,64 26,19 39,28
100	−0,400	28,0	$^{+0,360}_{-0,195}$	3,90	0,15	4 6 10	23,4 31,2 46,8	10,33 13,77 20,65
	−0,640	28,0	$^{+0,595}_{-0,310}$	4,10	0,25	4 6 10	24,6 32,8 49,2	17,25 23,00 34,49
	−0,875	28,0	$^{+0,835}_{-0,425}$	4,30	0,35	4 6 10	25,8 34,4 51,6	24,19 32,26 48,39
110	−0,400	32,0	$^{+0,360}_{-0,195}$	4,20	0,15	4 6 10	25,2 33,6 50,4	12,41 16,54 24,81
	−0,640	32,0	$^{+0,595}_{-0,310}$	4,40	0,25	4 6 10	26,4 35,2 52,8	20,72 27,63 41,44
	−0,875	32,0	$^{+0,835}_{-0,425}$	4,60	0,35	4 6 10	27,6 36,8 55,2	20,07 38,75 58,13
125	−0,400	56,0	$^{+0,360}_{-0,195}$	3,76	0,15	4 6 10	22,6 30,1 45,1	14,01 18,68 28,04
	−0,640	56,0	$^{+0,595}_{-0,310}$	3,96	0,25	4 6 10	23,8 31,7 47,5	23,42 31,22 46,83
	−0,875	56,0	$^{+0,835}_{-0,425}$	4,16	0,36	4 6 10	25,0 33,3 49,9	32,88 43,84 65,76

3.97. Жесткость по силе одного гофра сварных сильфонов типа 1, кН/м

D, мм	Из сплава 36НХТЮ				Из сталей 08Х18Н10Т и 12Х18Н10Т			
	Толщина мембраны s_0, мм							
	0,10	0,15	0,25	0,35	0,10	0,15	0,25	0,35
20	70	—	—	—	67	—	—	—
22	66	141	—	—	64	136	—	—
25	62	122	—	—	60	118	—	—
28	58	112	—	—	56	108	—	—
32	56	102	—	—	54	99	—	—
36	52	95	—	—	50	92	—	—
40	29	64	—	—	28	62	—	—
45	25	57	—	—	24	55	—	—
50	24	53	125	—	23	51	121	—
56	21	46	110	—	20	44	106	—
63	20	43	100	—	19	42	97	—
71	17	38	90	—	16	37	87	—
80	—	37	80	—	—	36	77	—
90	—	38	80	135	—	37	77	130
100	—	34	70	120	—	33	68	116
110	—	32	65	110	—	31	63	106
125	—	31	63	110	—	30	61	106

Примечание. Предельные отклонения жесткости сильфонов из сплава 36НХТЮ составляют ±20 %, из сталей — ±25 %.

3.98. Максимальный рабочий ход на растяжение (сжатие) одного гофра сварных сильфонов типа 1, мм

D	Из сплава 36НХТЮ				Из сталей 08Х18Н10Т и 12Х18Н10Т			
	Толщина мембраны s_0							
	0,10	0,15	0,25	0,35	0,10	0,15	0,25	0,35
20	0,42 (0,74)	—	—	—	0,26 (0,46)	—	—	—
22	0,55 (0,88)	0,38 (0,59)	—	—	0,34 (0,55)	0,24 (0,37)	—	—
25	0,70 (1,11)	0,50 (0,80)	—	—	0,43 (0,69)	0,31 (0,50)	—	—
28	0,87 (1,36)	0,65 (1,03)	—	—	0,54 (0,84)	0,40 (0,64)	—	—
32	0,97 (1,52)	0,84 (1,32)	—	—	0,60 (0,94)	0,52 (0,82)	—	—
36	1,11 (1,76)	1,01 (1,60)	—	—	0,69 (1,10)	0,62 (0,99)	—	—
40	2,37 (2,20)	1,60 (2,16)	—	—	1,47 (1,75)	0,99 (1,34)	—	—

D	Из сплава 36НХТЮ				Из сталей 08Х18Н10Т и 12Х18Н10Т			
	Толщина мембраны s_0							
	0,10	0,15	0,25	0,35	0,10	0,15	0,25	0,35
45	2,13 (2,42)	1,94 (2,39)	—	—	1,91 (2,17)	1,34 (1,65)	—	—
50	2,59 (2,64)	2,38 (2,61)	1,21 (1,83)	—	2,42 (2,47)	1,82 (2,00)	0,75 (1,14)	—
56	2,59 (2,94)	2,39 (2,91)	1,53 (2,36)	—	2,59 (2,94)	2,10 (2,56)	0,95 (1,46)	—
63	3,04 (3,32)	2,96 (3,29)	2,15 (3,03)	—	3,04 (3,32)	2,74 (3,04)	1,33 (1,88)	—
71	3,38 (3,76)	3,28 (3,73)	2,60 (3,60)	—	3,38 (3,76)	3,28 (3,73)	1,95 (2,51)	—
80	—	3,63 (4,27)	3,16 (4,21)	—	—	3,63 (4,27)	2,46 (3,28)	—
90	—	4,53 (3,17)	4,66 (3,11)	4,20 (3,04)	—	4,53 (3,17)	4,66 (3,11)	4,20 (3,04)
100	—	4,77 (3,51)	4,93 (3,45)	4,66 (3,38)	—	4,77 (3,51)	4,93 (3,45)	4,66 (3,38)
110	—	5,22 (3,81)	5,44 (3,75)	5,12 (3,68)	—	5,22 (3,81)	5,44 (3,75)	5,12 (3,68)
125	—	7,62 (3,37)	7,22 (3,31)	5,90 (3,24)	—	7,62 (3,37)	7,22 (3,31)	5,90 (3,24)

3.99. Максимальное внутреннее или наружное рабочее давление сварных сильфонов типа 1, МПа

D, мм	Из сплава 36НХТЮ				Из сталей 08Х18Н10Т и 12Х18Н10Т			
	Толщина мембраны s_0, мм							
	0,10	0,15	0,25	0,35	0,10	0,15	0,25	0,35
20	0,59	—	—	—	0,37	—	—	—
22	0,56	1,01	—	—	0,35	0,63	—	—
25	0,46	0,82	—	—	0,29	0,51	—	—
28	0,41	0,72	—	—	0,25	0,45	—	—
32	0,31	0,56	—	—	0,19	0,35	—	—
36	0,26	0,48	—	—	0,16	0,30	—	—
40	0,18	0,32	—	—	0,11	0,20	—	—
45	0,16	0,28	—	—	0,10	0,17	—	—
50	0,14	0,25	0,48	—	0,09	0,16	0,30	—
56	0,12	0,22	0,42	—	0,08	0,14	0,26	—
63	0,10	0,19	0,36	—	0,06	0,12	0,22	—
71	0,09	0,18	0,30	—	0,06	0,11	0,19	—
80	—	0,14	0,28	—	—	0,09	0,17	—
90	—	0,13	0,27	0,42	—	0,08	0,17	0,26
100	—	0,10	0,24	0,37	—	0,07	0,15	0,23
110	—	0,10	0,20	0,33	—	0,06	0,13	0,21
125	—	0,11	0,22	0,32	—	0,07	0,14	0,20

3.100. Размеры, мм, и масса сварных сильфонов типа 2

D		d		t	s_0	n	L_0 (пред. откл. $\pm$ IT16/2)	Масса 100 шт., кг
ном.	пред. откл.	ном.	пред. откл.					
18	−0,400	11	$^{+0,360}_{-0,195}$	0,90	0,15	4 6 10	5,4 7,2 10,8	0,24 0,32 0,48
22	−0,400	14	$^{+0,360}_{-0,195}$	1,00	0,15	4 6 10	6,0 8,0 12,0	0,34 0,45 0,67
25	−0,280	16	$^{+0,235}_{-0,140}$	0,94	0,10	4 6 10	5,6 7,5 11,3	0,28 0,38 0,56
	−0,400	16	$^{+0,360}_{-0,195}$	1,04	0,15	4 6 10	6,2 8,3 12,5	0,43 0,57 0,86
28	−0,280	18	$^{+0,235}_{-0,140}$	1,00	0,10	4 6 10	6,0 8,0 12,0	0,35 0,47 0,70
	−0,400	18	$^{+0,360}_{-0,195}$	1,10	0,15	4 6 10	6,6 8,8 13,2	0,53 0,71 1,06
30	−0,280	20	$^{+0,235}_{-0,140}$	1,00	0,10	4 6 10	6,0 8,0 12,0	0,38 0,51 0,76
	−0,400	20	$^{+0,360}_{-0,195}$	1,10	0,15	4 6 10	6,6 8,8 13,2	0,58 0,77 1,16
34	−0,280	22	$^{+0,235}_{-0,140}$	1,20	0,10	4 6 10	7,2 9,6 14,4	0,51 0,68 1,02
	−0,400	22	$^{+0,360}_{-0,195}$	1,30	0,15	4 6 10	7,8 10,4 15,6	0,77 1,03 1,55

D		d		t	s_0	n	L_0 (пред. откл. $\pm$ IT16/2)	Масса 100 шт., кг
ном.	пред. откл.	ном.	пред. откл.					
38	−0,280	26	+0,235 −0,140	1,20	0,10	4 6 10	7,2 9,6 14,4	0,58 0,78 1,17
	−0,400	26	+0,360 −0,195	1,30	0,15	4 6 10	7,8 10,4 15,6	0,88 1,18 1,77
42	−0,280	28	+0,235 −0,140	1,40	0,10	4 6 10	8,4 11,2 16,8	0,74 0,99 1,49
	−0,400	28	+0,360 −0,195	1,50	0,15	4 6 10	9,0 12,0 18,0	1,12 1,50 2,25
48	−0,280	32	+0,235 −0,140	1,50	0,10	4 6 10	9,0 12,0 18,0	0,97 1,29 1,94
	−0,400	32	+0,360 −0,195	1,60	0,15	4 6 10	9,6 12,8 19,2	1,46 1,95 2,93
56	−0,280	34	+0,235 −0,140	1,60	0,10	4 6 10	9,6 12,8 19,2	1,49 1,99 2,98
	−0,400	34	+0,360 −0,195	1,70	0,15	4 6 10	10,2 13,6 20,4	2,25 3,00 4,49
	−0,640	34	+0,595 −0,310	1,90	0,25	4 6 10	11,4 15,2 22,8	3,78 5,05 7,57
60	−0,280	42	+0,235 −0,140	1,60	0,10	4 6 10	9,6 12,8 19,2	1,39 1,85 2,77

D		d		t	s_0	n	L_0 (пред. откл. $\pm$1T16/2)	Масса 100 шт., кг
ном.	пред. откл.	ном.	пред. откл.					
60	−0,400	42	+0,360 −0,195	1,70	0,15	4 6 10	10,2 13,6 20,4	2,09 2,79 4,19
	−0,640	42	+0,595 −0,310	1,90	0,25	4 6 10	11,4 15,2 22,8	3,54 4,72 7,08
67	−0,280	45	+0,235 −0,140	1,70	0,10	4 6 10	10,2 13,6 20,4	1,86 2,47 3,71
	−0,400	45	+0,360 −0,195	1,80	0,15	4 6 10	10,8 14,4 21,6	2,80 3,73 5,60
	−0,640	45	+0,595 −0,310	2,00	0,25	4 6 10	12,0 16,0 24,0	4,72 6,29 9,43
75	−0,280	53	+0,235 −0,140	1,80	0,10	4 6 10	10,8 14,4 21,6	2,12 2,83 4,24
	−0,400	53	+0,360 −0,195	1,90	0,15	4 6 10	11,4 15,2 22,8	3,20 4,27 6,40
	−0,640	53	+0,595 −0,310	2,10	0,25	4 6 10	12,6 16,8 25,2	5,39 7,19 10,79
85	−0,280	60	+0,235 −0,140	2,00	0,10	4 6 10	12,0 16,0 24,0	2,73 3,64 5,45
	−0,400	60	+0,360 −0,195	2,10	0,15	4 6 10	12,6 16,8 25,2	4,11 5,48 8,22

D		d		t	s_0	n	L_0 (пред. откл. ± IT16/2)	Масса 100 шт., кг
ном.	пред. откл.	ном.	пред. откл.					
85	—0,640	60	$^{+0,595}_{-0,310}$	2,30	0,25	4 6 10	13,8 18,4 27,6	6,92 9,23 13,84
105	—0,280	75	$^{+0,235}_{-0,140}$	2,22	0,10	4 6 10	13,3 17,8 26,6	4,05 5,41 8,11
	—0,400	75	$^{+0,360}_{-0,195}$	2,32	0,15	4 6 10	13,9 18,6 27,8	6,11 8,14 12,22
	—0,640	75	$^{+0,595}_{-0,310}$	2,52	0,25	4 6 10	15,1 20,2 30,2	10,27 13,69 20,54

3.101. Жесткость по силе одного гофра сварных сильфонов типа 2, кН/м

D, мм	Из сплава 36НХТЮ			Из сталей 08Х18Н10Т и 12Х18Н10Т		
	Толщина мембраны s_0, мм					
	0,10	0,15	0,25	0,10	0,15	0,25
18	—	864	—	—	835	—
22	—	669	—	—	647	—
25	164	508	—	158	491	—
28	145	410	—	140	396	—
30	142	424	—	137	410	—
34	117	298	—	113	288	—
38	117	312	—	113	302	—
42	99	243	—	96	235	—
48	88	200	—	85	193	—
56	82	149	403	79	144	390
60	78	173	648	75	167	626
67	72	141	534	70	136	516
75	70	139	451	68	134	436
85	63	124	366	61	120	354
105	58	107	287	56	103	277

Примечание. Предельные отклонения жесткости сильфонов из сплава 36НХТЮ составляют ±20 %, из сталей — ±25 %.

3.102. Максимальный рабочий ход на растяжение (сжатие) одного гофра сварных сильфонов типа 2, мм

D	Из сплава 36НХТЮ			Из сталей 08Х18Н10Т и 12Х18Н10Т		
	Толщина мембраны s_0					
	0,10	0,15	0,25	0,10	0,15	0,25
18	—	0,09 (0,14)	—	—	0,06 (0,09)	—
22	—	0,11 (0,20)	—	—	0,07 (0,12)	—
25	0,29 (0,45)	0,17 (0,27)	—	0,18 (0,28)	0,11 (0,17)	—
28	0,40 (0,59)	0,21 (0,35)	—	0,25 (0,37)	0,13 (0,22)	—
30	0,45 (0,60)	0,20 (0,37)	—	0,28 (0,37)	0,12 (0,22)	—
34	0,74 (0,91)	0,32 (0,54)	—	0,45 (0,56)	0,20 (0,33)	—
38	0,76 (0,94)	0,38 (0,56)	—	0,47 (0,58)	0,23 (0,35)	—
42	0,97 (1,08)	0,58 (0,79)	—	0,60 (0,67)	0,36 (0,49)	—
48	1,36 (1,24)	1,12 (0,97)	—	1,12 (1,02)	0,69 (0,60)	—
56	1,92 (1,34)	1,96 (1,31)	0,81 (1,16)	1,92 (1,34)	1,90 (1,27)	0,50 (0,72)
60	1,81 (1,34)	1,85 (1,31)	0,53 (0,75)	1,81 (1,34)	1,24 (0,88)	0,33 (0,47)
67	2,48 (1,44)	2,53 (1,41)	1,10 (1,19)	2,48 (1,44)	2,42 (1,35)	0,70 (0,76)
75	2,51 (1,54)	2,55 (1,51)	1,13 (1,23)	2,51 (1,54)	2,35 (1,39)	0,70 (0,76)
85	3,01 (1,74)	2,98 (1,71)	1,60 (1,60)	3,01 (1,74)	2,98 (1,71)	0,99 (0,99)
105	3,74 (1,96)	3,80 (1,93)	2,36 (1,87)	3,74 (1,96)	3,80 (1,93)	1,92 (1,52)

3.103. Максимальное внутреннее или наружное рабочее давление сварных сильфонов типа 2, МПа

D, мм	Из сплава 36НХТЮ			Из сталей 08Х18Н10Т и 12Х18Н10Т		
	Толщина мембраны s_0, мм					
	0,10	0,15	0,25	0,10	0,15	0,25
18	—	4,88	—	—	3,05	—
22	—	3,70	—	—	2,31	—
25	1,29	2,90	—	0,81	1,81	—
28	1,11	2,34	—	0,69	1,46	—
30	1,07	2,32	—	0,67	1,45	—
34	0,86	1,66	—	0,54	1,04	—
38	0,82	1,62	—	0,51	1,01	—
42	0,56	1,27	—	0,35	0,79	—
48	0,55	0,92	—	0,34	0,57	—
56	0,41	0,72	1,57	0,25	0,45	0,98
60	0,45	0,81	2,02	0,28	0,51	1,26

D, мм	Из сплава 36НХТЮ			Из сталей 08Х18Н10Т и 12Х18Н10Т		
	Толщина мембраны s_0, мм					
	0,10	0,15	0,25	0,10	0,15	0,25
67	0,29	0,65	1,45	0,19	0,41	0,90
75	0,35	0,61	1,42	0,22	0,38	0,88
85	0,28	0,51	1,10	0,18	0,32	0,69
105	0,23	0,39	0,82	0,14	0,24	0,52

Сильфоны с мембранами из сплава 36НХТЮ имеют гистерезис не более 0,5 % максимального рабочего хода. Гистерезис сильфонов с мембранами из коррозионно-стойких сталей марок 08Х18Н10Т и 12Х18Н10Т стандартом не регламентирован. Вероятность безотказной работы сварных сильфонов за 60 000 циклов при нагружении внутренним давлением от нуля до $0{,}5p_{max}$ при отсутствии хода составляет 0,99.

Стандартные сварные сильфоны выпускаются двух типов: малой жесткости (тип 1) и повышенной циклической прочности (тип 2). Сильфоны типа 1 имеют значительно большую глубину гофрировки. Параметр k сильфонов типа 1 изменяется в пределах от 2,2 до 4,0, а сильфонов типа 2 — от 1,4 до 1,65, поэтому рабочий ход сильфонов типа 1 более чем в 2 раза больше, чем сильфонов типа 2. Сильфоны типа 2 при прочих равных условиях могут работать при давлениях в 2,5 раза больших, чем сильфоны типа 1.

Размеры, масса, жесткость, максимальный рабочий ход, максимальное рабочее давление сварных сильфонов типа 1 даны в табл. 3.96—3.99, а сильфонов типа 2 — в табл. 3.100—3.103.

В условных обозначениях сварных сильфонов указывают наружный диаметр ($D = 28$ мм), число гофров ($n = 10$), толщину средней мембраны ($s_0 = 0{,}10$ мм), тип (1), материал (сплав 36НХТЮ) и номер стандарта:

Сильфон 28—10—0,10—1—36НХТЮ ГОСТ 21754—81.

Эффективную площадь всех стандартных типоразмеров сильфонов рассчитывают по формуле (3.33). Для многослойных сильфонов в этих расчетах принимают $d = D_в$.

Литература [2, 14, 25, 36].

3.16. Цилиндрические и конические трубчатые пружины

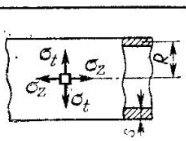
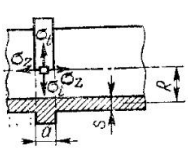
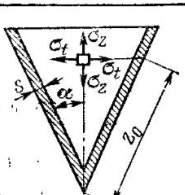
Упругие элементы в виде цилиндрических и конических трубок могут быть использованы в качестве первичных преобразователей давления в перемещения, измеряемые тензометрическим, оптическим и другими методами.

В табл. 3.104 даны формулы для расчета меридиональных σ_z и окружных σ_t напряжений, а также линейных перемещений λ по нормали к поверхности рассматриваемой оболочки, на которую воздействует внутреннее или наружное давление p. В этих формулах R — радиус срединной поверхности оболочки. При расчете напряжений и перемещений трубчатых пружин с подкрепляющим кольцом (схема 2) учитывается площадь поперечного сечения кольца F и параметр

$$k = \sqrt[4]{3(1-\mu^2)/(Rs)^2}.$$

Оценка прочности цилиндрических и конических трубок, воспринимающих действие внутреннего или наруж-

3.104. Напряжения и перемещения трубчатых пружин

Расчетная схема	σ_z	σ_t	λ
	$\frac{pR}{2s}$	$\frac{pR}{s}$	$\frac{pR^2}{Es} \times \left(1-\frac{\mu}{2}\right)$
	$\frac{3pR\left(1-\frac{as}{F}\right)}{s\sqrt{3(1-\mu^2)}\left(1+\frac{2s}{kF}\right)}$	$\frac{E\lambda}{R}+\mu\sigma_z$	$\frac{pR^2\left(a+\frac{2}{k}\right)}{EF\left(1+\frac{2s}{kF}\right)}$
	$\frac{pz_0}{2s}\operatorname{tg}\alpha$	$\frac{pz_0}{s}\operatorname{tg}\alpha$	$\frac{3pz_0^2}{4sE}\operatorname{tg}^2\alpha$

ного давления, ведется по эквивалентным напряжениям

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma_z^2 + \sigma_t^2 - \sigma_z\sigma_t} \leqslant [\sigma].$$

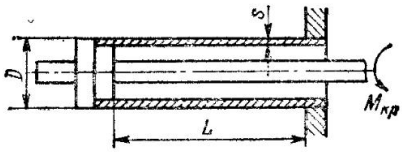


Рис. 3.96. Расчетная схема торсионной трубки

Цилиндрические трубки часто применяют в качестве разделителей двух сред при передаче угловых перемещений под действием крутящего момента $M_{кр}$ (рис. 3.96). Угол поворота свободного концевого сечения трубки (торсиона) рассчитывают по формуле:

$$\varphi = 4M_{кр}L/(\pi GD^3 s).$$

Очень длинные торсионы теряют устойчивость при достижении критического значения угла поворота

$$\varphi_{кр} = 3{,}72Ls/[D^2\sqrt{(D/s)}].$$

Устойчивость торсионной трубки может быть нарушена также при действии на нее внешнего давления, критическое значение которого определяется выражением

$$p_{кр} = Es^2/\{D^2[1{,}15 + 0{,}45(D/s)]\}.$$

Прочность торсионных трубчатых пружин, закрученных на угол φ и испытывающих действие внешнего рабочего давления p, оценивается эквивалентными напряжениями

$$\sigma_{экв} = pD\sqrt{3[1 + 4(Gs\varphi/\{pL\})^2]}/(4s).$$

Для повышения чувствительности торсионов при кручении следует увеличивать рабочую длину трубки L, уменьшать ее диаметр D и толщину s. В целях обеспечения малого гистерезиса торсионов запас прочности по текучести $n_т = \sigma_т/\sigma_{экв}$ назначают достаточно большим, $n_т = 8 \div 10$.

3.17. Манометрические трубчатые пружины

Назначение и основные типы. Трубчатые пружины представляют собой изогнутые по радиусу полые трубки с некруглым поперечным сечением. Их широко используют в качестве чувствительных элементов приборов для

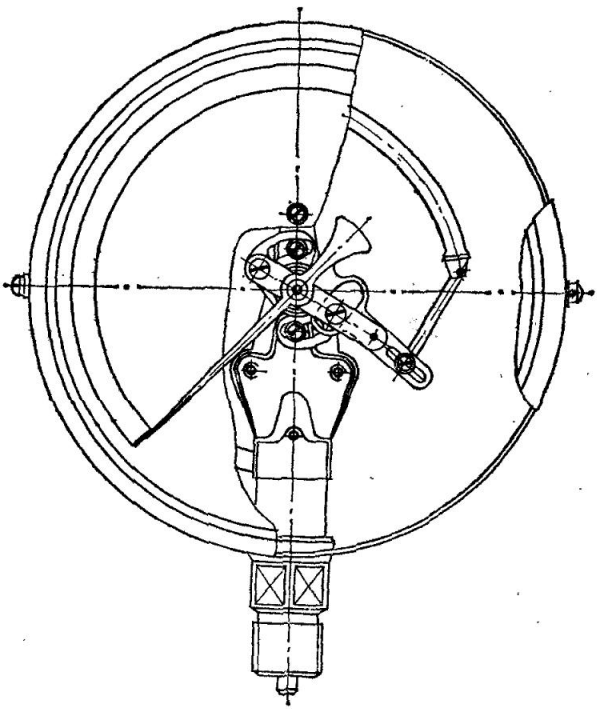


Рис. 3.97. Показывающий манометр с одновитковой трубчатой пружиной

измерения давления и вакуума. В последнее время трубчатые пружины стали выполнять роль кинематических элементов роботов и манипуляторов, заменяя в них рычажные и зубчатые механизмы [2]. В структурных схемах измерительных приборов трубчатые пружины являются первичными преобразователями давления в угловое или линейное перемещение. Чувствительность и тяговое усилие трубчатых пружин меньше, чем мембран и сильфонов, поэтому их применяют для измерения более высоких давлений. Многообразие конструктивных исполнений трубчатых пружин можно разделить на два основных типа: одно- и многовитковые.

Одновитковые трубчатые пружины (пружины Бурдона) в широко распространенных показывающих манометрах общетехнического назначения преобразуют измеряемое давление в линейное перемещение свободного конца, кото-

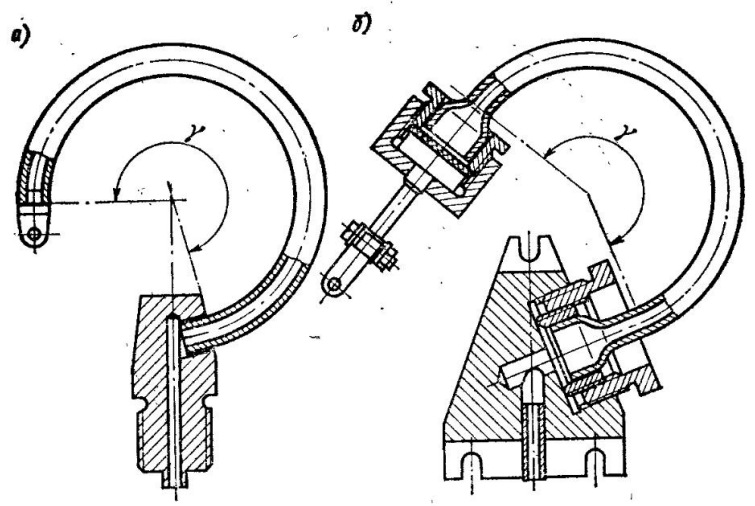


Рис. 3.98. Конструкции одновитковых трубчатых пружин

рое передается рычажно-зубчатым механизмом отсчетному устройству (рис. 3.97). Конструкция одновитковой трубчатой пружины включает в себя дополнительные детали: заглушку, устанавливаемую на свободном конце пружины и используемую для присоединения звеньев механизмов, и штуцер, служащий для закрепления второго конца трубки и подвода давления в ее внутреннюю полость. Эти конструктивные элементы могут быть собраны в виде неразъемного (рис. 3.98, *а*) или разъемного соединения (рис. 3.98, *б*). Неразъемные конструкции просты и обеспечивают более надежную герметичность, так как их получают с помощью пайки или сварки. Разъемный вариант позволяет легко устранять воздушные подушки и периодически очищать внутреннюю полость от загрязнений. Одновитковые трубчатые пружины имеют центральный угол γ в пределах от 180 до 270°.

Чувствительность по давлению и прочность одно- и многовитковых пружин во многом зависят от формы и размеров поперечных сечений, которые можно разделить на две осиовные группы: равностенные и со смещенным центром тяжести относительно центра внутреннего канала.

Требуемый профиль *равностенных* трубчатых пружин получают путем волочения трубок-заготовок круглого сечения. Изгиб трубки осуществляют за счет прокатки

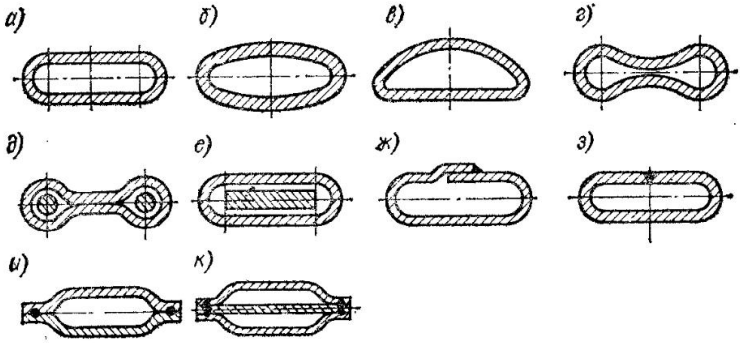


Рис. 3.99. Формы поперечных сечений равностенных пружин

ее между роликами. Чтобы избежать искажений сечения полость трубки заполняют поваренной солью или канифолью, которые удаляют после изгиба. Таким способом получают сечения: плоскоовальное (рис. 3.99, *а*), эллиптическое (рис. 3.99, *б*), сегментообразное (рис. 3.99, *в*) и сечения типа «восьмерка» (рис. 3.99, *г*). В целях обеспечения минимального внутреннего объема в полость трубок устанавливают проволоки (рис. 3.99, *д*) или пластины (рис. 3.99, *е*), изготавливаемые для уменьшения температурной погрешности из сплавов с малыми значениями коэффициентов линейного расширения.

Равностенные трубчатые пружины могут быть изготовлены из листа с помощью сварки внахлестку (рис. 3.99, *ж*), встык (рис. 3.99, *з*) или по бортам (рис. (рис. 3.99, *и*). Сварка позволяет получать двухполостные трубки (рис. 3.99, *к*), перемещение свободного конца которых зависит от суммы давлений, подаваемых в каждую полость. Упругие характеристики сварных конструкций трубчатых пружин имеют меньший разброс, чем цельнотянутых, так как толщина листа — заготовки может быть выполнена в более узких допусках.

ГОСТ 2622—75* регламентирует параметры тянутых манометрических равностенных труб с овальным (эллиптическим) и плоскоовальным сечениями из бронзы марки БрОФ4-0,25 (табл. 3.105) и латуни марки Л63 (табл. 3.106). Геометрия этих поперечных сечений характеризуется толщиной стенки s, наружными размерами A и B (рис. 3.100). Для получения других типов сечений в качестве заготовки можно использовать круглые манометрические трубы,

3.105. Масса 1 м манометрических труб из бронзы марки БрОФ4-0,25, г

Толщина s, мм	Сечение $A \times B$, мм							
	овальное					плоскоовальное		
	10×2,5	15×5	15×6	19,8×7,5	30×10	15×3	7,5×5	15×5
0,15	29	44	—	—	—	—	—	—
0,18	—	53	—	—	—	—	—	—
0,20	39	59	61	—	—	—	—	—
0,25	48	73	—	—	—	—	—	77
0,28	53	—	—	—	—	—	—	—
0,30	57	87	90	—	181	—	52	92
0,35	66	101	—	—	211	—	—	107
0,38	71	110	—	—	—	—	—	—
0,40	—	115	119	—	241	—	69	122
0,45	—	129	—	—	—	—	77	136
0,50	92	143	148	—	299	52	84	151
0,55	101	156	—	—	—	57	92	165
0,60	—	—	176	180	358	61	100	—
0,65	—	—	—	—	—	—	107	—
0,70	—	—	203	208	415	—	114	—
0,75	—	—	216	—	—	—	121	—
0,80	—	—	230	236	—	—	128	—
0,85	—	—	—	—	—	—	138	—
0,90	—	—	256	263	—	—	142	—
0,95	—	—	—	—	—	—	148	—
1,00	—	—	282	288	—	—	155	—
1,10	—	—	—	339	—	—	167	—
1,20	—	—	—	—	—	—	205	—

3.106. Масса 1 м манометрических труб из латуни марки Л63, г

Толщина s, мм	Сечение $A \times B$, мм			Толщина s, мм	Сечение $A \times B$, мм		
	овальное		плоско-овальное		овальное		плоско-овальное
	8×3	15×5	20×6		8×3	15×5	20×6
0,15	23	—	—	0,80	—	—	301
0,20	30	—	79	0,85	—	—	319
0,25	38	—	—	0,90	—	—	337
0,30	45	89	117	0,95	—	—	354
0,35	52	—	136	1,00	—	—	371
0,40	59	—	155	1,10	—	—	405
0,45	65	—	174	1,20	—	—	439
0,50	72	—	192	1,30	—	—	473
0,55	78	—	211	1,40	—	—	505
0,60	—	—	229	1,50	—	—	537
0,65	—	—	248	1,60	—	—	569
0,70	—	—	266	1,70	—	—	600
0,75	—	—	284	1,80	—	—	630

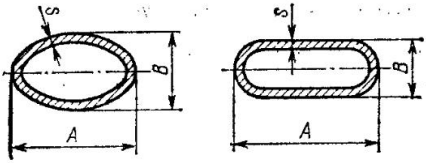


Рис. 3.100. Размеры стандартных поперечных сечений

параметры которых также установлены ГОСТ 2622—75* (табл. 3.107). Предельные отклонения размеров манометрических труб с различными формами поперечных сечений даны в табл. 3.108.

В условных обозначениях манометрических труб указывают способ изготовления (Д — тянутая), тип сечения (КР — круглое, ОВ — овальное, ПО — плоскоовальное), точность изготовления (Х), состояние (Т — твердое), размеры сечения ($A = 15$ мм, $B = 5$ мм), толщину стенки ($s = 0{,}50$ мм), длину ($l = 2000$ мм, НД — немерная длина), марку материала (БрОФ4-0,25) и номер стандарта:

*Труба ДОВХТ 15×5×0,50×2 БрОФ4-0,25 ГОСТ 2622—75**,

*Труба ДКРХТ 12×0,50 НД Л63 ГОСТ 2622—75**.

Площади поперечных сечений манометрических труб рассчитывают по формуле $F = 1000\, m/(l\rho)$, где F — площадь, мм^2; m — масса трубы, г; l — длина трубы, мм; ρ — плотность сплава, г/см^3. Плотность бронзы БрОФ4-0,25 $\rho = 8{,}83$ г/см^3 и латуни Л63 $\rho = 8{,}5$ г/см^3.

Трубчатые пружины с поперечными сечениями, имеющими смещенный центр тяжести относительно центра канала, предложены А. Г. Нагаткиным в двух вариантах: с *эксцентрично расположенным внутренним каналом* (рис. 3.101, *а*) и с *лыской* (рис. 3.101, *б*). Эта идея реализована в виде паяных и сварных конструкций, в которых к круглым трубкам присоединяют дополнительные детали в виде пластин, устанавливаемых снаружи (рис. 3.101, *в*) или внутри (рис. 3.101, *г*), и прутков (рис. 3.101, *д*). Трубки с такими сечениями применяют для измерения высоких давлений (до 2,5 ГПа).

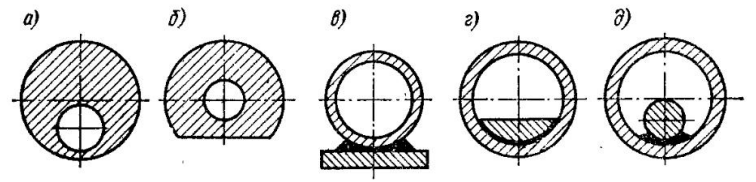


Рис. 3.101. Формы поперечных сечений со смещенным центром тяжести

3.107. Масса 1 м круглых манометрических труб, г

Толщина s, мм	Наружный диаметр труб D, мм					
	из бронзы БрОФ4-0,25				из латуни Л63	
	8	12	16	22	12	16
0,20	43	—	87	—	63	85
0,25	54	81	—	—	—	—
0,30	64	97	131	181	94	126
0,35	74	113	—	210	109	146
0,40	—	129	173	240	124	166
0,45	—	144	—	—	138	186
0,50	—	159	214	298	153	207
0,55	—	175	—	—	168	227
0,60	—	190	256	356	182	247
0,65	—	—	—	—	200	266
0,70	—	219	297	414	211	285
0,75	—	—	—	—	225	305
0,80	—	249	337	470	239	325
0,85	—	—	—	—	253	344
0,90	—	277	377	527	266	363
0,95	—	—	—	—	280	381
1,00	—	305	416	582	293	400
1,10	—	333	—	—	320	438
1,20	—	359	492	691	346	474
1,30	—	386	—	—	371	510
1,40	—	412	566	—	396	545
1,50	—	437	—	—	420	581
1,60	—	462	639	—	444	615
1,70	—	—	—	—	467	648
1,80	—	—	—	—	490	682

3.108. Предельные отклонения размеров тянутых манометрических труб, мм

Размер	Численное значение	Пред. откл.
s	0,15	±0,015
	0,18—0,25	±0,02
	0,28—0,55	±0,03
	0,60—0,80	±0,04
	0,85—1,80	±0,05
A	5—20	±0,20
	30	±0,25

Продолжение табл. 3.108

Размер	Численное значение	Пред. откл.
B	3—6	±0,20
Для плоскоовального сечения:		
при $s = 0{,}2$	6	$+0{,}80$ $-0{,}50$
» $s > 0{,}4$	7,5	±0,20
» $s \leqslant 0{,}4$	7,5	±0,30
	10	±0,40
D	8	—0,15
	22	—0,22
Для труб:		
из бронзы БрОФ4-0,25	12—16	—0,20
из латуни Л63	12—16	—0,16

Многовитковые конструкции трубчатых пружин обеспечивают большие линейные и угловые перемещения за счет увеличения рабочей длины. Преобразования давления в линейные перемещения осуществляются *S*-образными пружинами (рис.3.102, *а*) и пружинами замкнутой формы (рис. 3.102, *б*). Широкое распространение для получения угловых перемещений имеют геликоидальные пружины (рис. 3.103, *а*), навитые в виде пространствен-

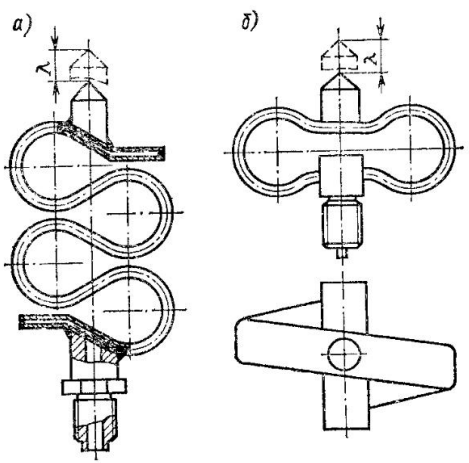


Рис. 3.102. Многовитковые пружины, обеспечивающие линейные перемещения

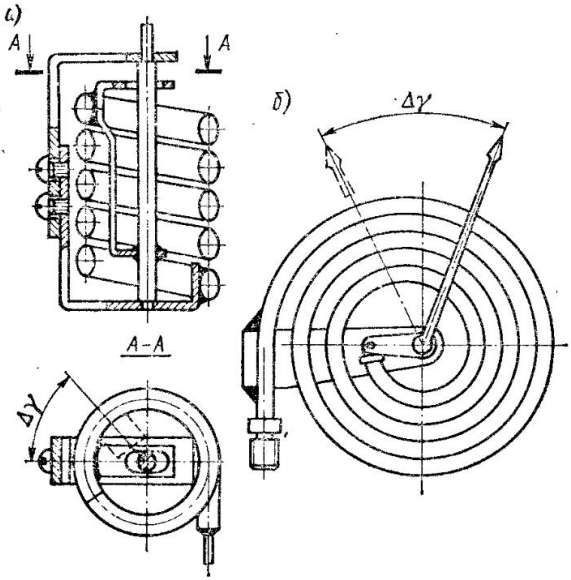


Рис. 3.103. Многовитковые пружины, обеспечивающие угловые перемещения

ной спирали с числом витков от четырех до восьми. Достаточно большой угол поворота концевого сечения $\Delta\gamma$ таких пружин позволяет в ряде приборов отказаться от применения передаточных механизмов и устанавливать указатель непосредственно на выходном конце центральной оси. Пружины Бойса (рис. 3.103, *б*), навитые по спирали Архимеда, имеют некоторую нелинейность зависимости $\Delta\gamma = f(p)$ из-за переменного радиуса кривизны центральной оси трубки.

Общими недостатками многовитковых пружин являются сложность в изготовлении и склонность к вибрациям ввиду их малой жесткости. Большей виброустойчивостью отличаются *винтообразные* пружины, получаемые скручиванием цельнотянутых трубок (рис. 3.104, *а*) или обработкой резанием (рис. 3.104, *б*). При подаче давления в полость таких трубок продольные волокна растягиваются и пружины раскручиваются вокруг своей оси, а их свободные герметизированные концы поворачиваются. Наибольшая чувствительность винтообразных пружин по давлению достигается при угле подъема винтовой линии 53°.

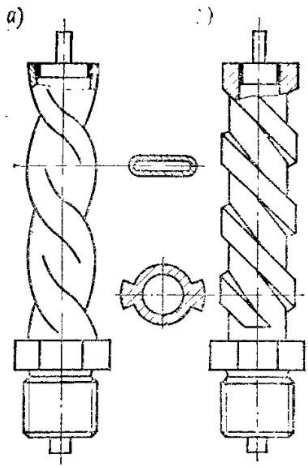


Рис. 3.104. Винтообразные пружины

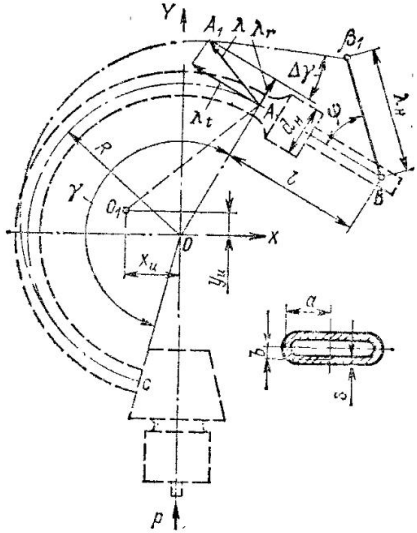


Рис. 3.105. Геометрические параметры трубчатой пружины

Материалы, применяемые для трубчатых пружин, и их механические характеристики даны в табл. 3.109.

Геометрические и функциональные параметры равностенных трубчатых пружин. Основными геометрическими параметрами трубчатых пружин (рис. 3.105) являются: R — радиус кривизны центральной оси до деформации; γ — центральный угол рабочей части трубки с постоянными формой и размерами поперечного сечения; для много-

3.109. Механические характеристики материалов трубчатых пружин

Марка материала	E, ГПа	$\sigma_{пч}$, МПа	$\sigma_{0,002}$, МПа
Латунь Л63	114	587	—
Бронза БрОФ4-0,25	98	587	415
Бронза БрБ2	135	1250	764
Бронза БрБНТ1,9	127	1320	872
Сплав 36НХТЮ	191	1450	823
Сплав 42НХТЮ	181	1080	—
Сталь 50ХФА	208	1270	—
Стали 12Х18Н10Т и 08Х18Н10Т	210	510	—

3.110. Значения коэффициентов k_i

k	Сечение											
	плоскоовальное					эллиптическое						
	k_1	k_2	k_3	k_4	k_6	k_1	k_2	k_3	k_4	k_5	k_6
1	0,637	0,096	0,149	0,811	0,083	0,750	0,083	0,197	0,833	0,785	0,098
1,5	0,594	0,110	0,151	0,713	0,085	0,636	0,062	0,149	0,662	0,726	0,079
2	0,548	0,115	0,144	0,652	0,082	0,566	0,053	0,142	0,564	0,705	0,066
3	0,480	0,121	0,131	0,591	0,074	0,493	0,045	0,121	0,499	0,680	0,057
4	0,437	0,121	0,122	0,552	0,069	0,452	0,044	0,111	0,459	0,675	0,052
5	0,408	0,121	0,115	0,524	0,065	0,430	0,043	0,106	0,439	0,671	0,048
6	0,388	0,121	0,110	0,504	0,062	0,416	0,042	0,102	0,429	0,670	0,047
7	0,372	0,120	0,107	0,488	0,060	0,406	0,042	0,100	0,423	0,670	0,046
8	0,360	0,119	0,105	0,476	0,059	0,400	0,042	0,098	0,416	0,670	0,046
9	0,350	0,119	0,103	0,467	0,057	0,395	0,042	0,097	0,410	0,670	0,045
10	0,343	0,118	0,101	0,459	0,056	0,390	0,042	0,095	0,404	0,669	0,045
∞	0,267	0,114	0,083	0,296	0,044	0,368	0,042	0,089	0,331	0,667	0,041

витковых трубчатых пружин с рабочим числом витков z $\gamma = 2\pi z$; a и b — соответственно большая и малая полуоси вытянутого поперечного сечения, измеряемые по среднему контуру; геометрия поперечного сечения характеризуется также параметром $k = a/b$; s — толщина трубки на рабочем участке; $\varkappa$ — главный параметр пружины, $\varkappa = Rs/a^2$; $d_н$ — наружный диаметр трубки-заготовки, $d_н = 1{,}27\,(a - b) + 2b + s$ — для пружин с плоскоовальным сечением, $d_н = 2\sqrt{ab} + s$ — с эллиптическим.

Давление в полости трубки деформирует поперечное сечение, при этом большая полуось укорачивается, а малая удлиняется. В результате искривления поперечного сечения пружина разгибается, ее концевое сечение поворачивается на угол $\Delta\gamma$ и точка A перемещается в точку A_1 по траектории, близкой к линейной. Деформация трубчатой пружины характеризуется относительным углом поворота сечения $k_\gamma = \Delta\gamma/\gamma$, рассчитываемого с учетом упругих констант материалов E и μ, геометрических параметров и действующего давления по формуле В. И. Феодосьева

$$k_\gamma = pR^2k_1\,(1 - \mu^2)\,[1 - (1/k^2)]/[bsE\,(k_2 + \varkappa^2)]. \quad (3.34)$$

В формуле (3.34) и последующих используются коэффициенты k_i, значения которых для плоскоовального и эллиптического сечений в зависимости от параметра k представлены в табл. 3.110.

Полное линейное перемещение точки концевого сечения (точки A)

$$\lambda = \sqrt{\lambda_r^2 + \lambda_t^2} \qquad (3.35)$$

определяется составляющей в радиальном направлении

$$\lambda_r = k_\gamma R\,(1 - \cos\gamma) \qquad (3.36)$$

и составляющей, совпадающей по направлению с касательной к центральной оси трубки,

$$\lambda_t = k_\gamma R\,(\gamma - \sin\gamma). \qquad (3.37)$$

Перемещение любой точки удлинительного наконечника (например, точки B), удаленной от концевого рабочего сечения на расстояние l, зависит от направления и размера перемещения точки A:

$$\lambda_н = \sqrt{(\lambda_r - l\sin\Delta\gamma)^2 + (\lambda_t + l - l\cos\Delta\gamma)^2}.$$

Угол между осью наконечника и направлением перемещения точки B равен

$$\psi = \operatorname{arctg}\left[(\lambda_r + l\sin\Delta\gamma)/(\lambda_t + l - l\cos\Delta\gamma)\right].$$

При радиусе поворота концевого сечения $O_1A = \lambda/(k_\gamma\gamma)$ центр поворота (точка O_1) имеет координаты:

$$x_п = -R\,(1 - \cos\gamma)/\gamma;\ y_п = R\,(\gamma - \sin\gamma)/\gamma.$$

Изменение объема внутренней полости трубки под действием давления определяется по формуле

$$\Delta V = 12p\,(1 - \mu^2)\,(a^2 - b^2)^2\,R^3\gamma k_3/[a^3sE\,(k_2 + \varkappa^2)].$$

Жесткость пружины при изгибе равна

$$C = (k_2 + \varkappa^2)\,EJ_0/[(1 - \mu^2)\,(k_4 + \varkappa^2)],$$

где осевой момент инерции плоскоовального сечения

$$J_0 = 4b^3s\,(k - 0{,}215),$$

а эллиптического

$$J_0 = 4ab^2sk_5.$$

Тяговый момент $M_т$, развиваемый пружиной в условиях работы по схеме силовой компенсации или воспринимаемый неподвижной опорой (рис. 3.106), определяется выражением

$$M_т = 24p\,(a^2 - b^2)\,Rbk_6/[a\,(k_4 + \varkappa^2)].$$

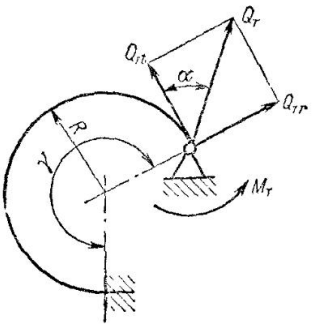


Рис. 3.106. Силовые факторы при работе пружины по схеме силовой компенсации

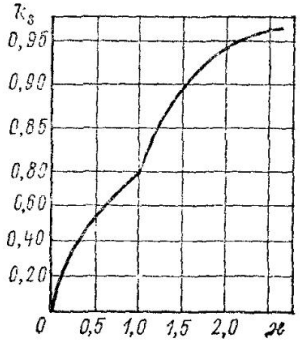


Рис. 3.107. График для определения коэффициента k_s

Зная тяговый момент, можно рассчитать проекции полного тягового усилия пружины, конец которой закреплен шарнирно, в направлении радиуса

$$Q_{Tr} = M_T k_r / R \tag{3.38}$$

и в направлении касательной к центральной оси трубки

$$Q_{Tt} = M_T k_t / R. \tag{3.39}$$

Здесь $k_r = [(1 - \cos\gamma)\ k_{tt} - (\gamma - \sin\gamma) k_{rt}]/(k_{rr}k_{tt} - k_{rt}^2)$; $k_t = [(\gamma - \sin\gamma)\ k_{rr} - (1 - \cos\gamma)\ k_{rt}]/(k_{rr}k_{tt} - k_{rt}^2)$, где $k_{tt} = 0{,}5\ (3\gamma - 4\sin\gamma + \sin\gamma\cos\gamma)$; $k_{rt} = 1 - \cos\gamma - 0{,}5\ \sin^2\gamma$; $k_{rr} = 0{,}5\ (\gamma - \sin\gamma\cos\gamma)$.

Полное тяговое усилие, равное

$$Q_T = \sqrt{Q_{Tr}^2 + Q_{Tt}^2},$$

имеет направление, определяемое углом α (рис. 3.106),

$$\alpha = \operatorname{arctg}(k_r/k_t).$$

Если на свободном конце пружины, ненагруженной давлением, действует внешний изгибающий момент M, то составляющие полного линейного перемещения рассчитывают по формулам (3.36), (3.37) при относительном угле поворота $k_\gamma = MR/C$.

В случае действия на такую пружину внешней сосредоточенной силы Q, представляющей геометрическую сумму радиальной Q_r и касательной Q_t составляющих, переме-

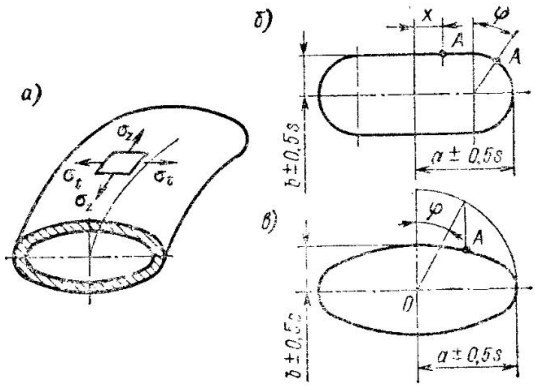


Рис. 3.108. Схема главных напряжений на поверхностях трубчатых пружин

щение свободного конца в направлении радиуса будет равно

$$\lambda_r = R^3 (Q_r k_{rr} + Q_t k_{rt})/C$$

и в направлении касательной

$$\lambda_t = R^3 (Q_r k_{rt} + Q_t k_{tt})/C.$$

Для толстостенных трубчатых пружин ($s \geqslant 0{,}8b$) с очень вытянутым плоскоовальным сечением ($k \geqslant 8$) относительный угол поворота и тяговый момент рассчитывают по формулам:

$$k_\gamma = p(1 - \mu^2)(1 - k_s) R^2/\{bsE[k_s + (s^2/12b^2)]\};$$

$$M_T = 4pab R (1 - k_s).$$

Значения коэффициента k_s определяют по графику в зависимости от главного параметра пружины (рис. 3.107). Линейные перемещения находят по формулам (3.35)—(3.37), а тяговые силы по формулам (3.38), (3.39).

При разработке конструкций равностенных трубчатых пружин исходными данными часто являются максимальное давление p, материал пружины и радиус центральной оси R. После выбора допускаемых напряжений $[\sigma]$ следует определить параметр $k_p = p/[\sigma]$ и задаться в пределах от 4 до 8 коэффициентом $k_a = R/a$.

По ориентировочному значению главного параметра пружины

$$\varkappa = \sqrt{2{,}4k_p k_a^2 [1 - (1/k)] - k_2}$$

можно определить размеры поперечного сечения:

$$a = R/k_a;\ b = a/k;\ s = \varkappa a^2/R.$$

Оценку прочности трубчатых пружин при выбранных размерах ведут по эквивалентным напряжениям

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma_z^2 + \sigma_t^2 - \sigma_z\sigma_t} \leqslant [\sigma],$$

где с учетом параметра

$$k_0 = 3pk_a^2[1 - (1/k)^2]/(k_2 + \varkappa^2)$$

меридиональные напряжения (рис. 3.108, *а*) рассчитывают по формуле

$$\sigma_z = k_\sigma\ [(2\Phi/\varkappa) \pm \mu\Omega], \qquad (3.40)$$

а кольцевые — по формуле

$$\sigma_t = k_\sigma\ [(2\mu\Phi/\varkappa) \pm \Omega]. \qquad (3.41)$$

В формулах (3.40), (3.41) верхний знак (плюс) следует ставить при определении напряжений в точках наружного контура, а нижний (минус) — внутреннего. Коэффициенты Φ и Ω являются функциями положения некоторой точки A на контуре поперечного сечения и параметра k. Для плоскоовального сечения положение точки A на плоском участке определяется координатой x, а на овальном — углом φ (рис. 3.108, *б*). Чтобы найти положение точки A на контуре эллиптического сечения (рис. 3.108, *в*), следует из точки O провести окружность радиуса $a + 0{,}5s$ (для наружного контура) или $a - 0{,}5s$ (для внутреннего контура). Затем из точки O под углом φ провести луч, и из точки пересечения луча с окружностью радиуса $a \pm 0{,}5s$ опустить перпендикуляр к большой оси эллипса. Пересечение перпендикуляра с контуром сечения определяет положение точки A.

Координаты точки A, для которой рекомендуется вычислять значения σ_z, σ_t и $\sigma_{экв}$, а также соответствующие им коэффициенты Φ и Ω выбирают по графикам (рис. 3.109 и 3.110).

Полная картина распределения напряжений в точках наружного и внутреннего контуров сечения представляется эпюрами (рис. 3.111). При построении эпюр вычисленные значения напряжений в выбранном масштабе откладывают по нормали к контуру: положительные значения напряжений — снаружи контура (волокна испытывают растяжение), а отрицательные — вовнутрь (во-

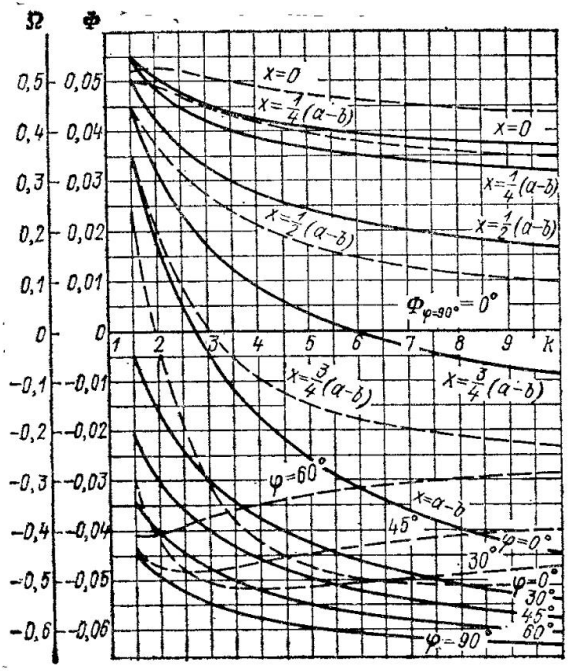


Рис. 3.109. Номограмма для определения коэффициентов Φ и Ω (плоскоовальное сечение):
——— = Ω; — — — — = Φ

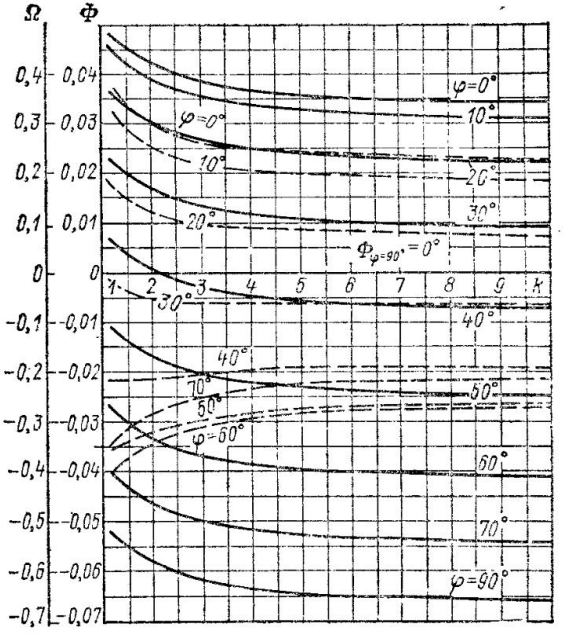


Рис. 3.110. Номограмма для определения коэффициентов Φ и Ω (эллиптическое сечение):
——— = Ω; — — — — = Φ

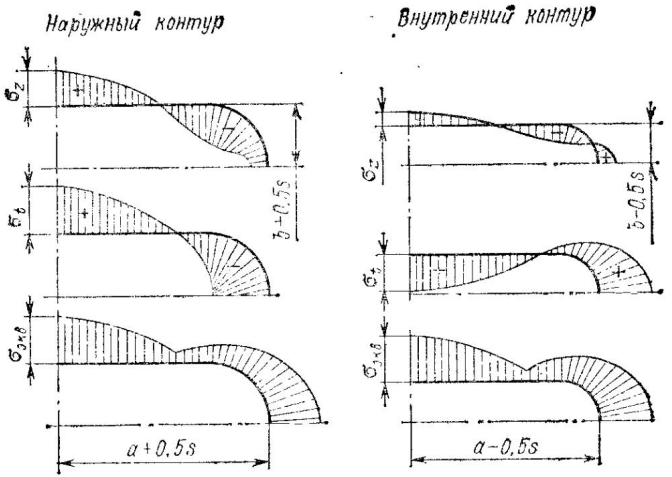


Рис. 3.111. Эпюры напряжений

локна сжимаются). Для наиболее напряженной точки при выбранных размерах трубчатой пружины следует определить запас прочности

$$n = \sigma_{0,002\ (\text{пч})}/(\sigma_{\text{экв}})_{\max}.$$

Если запас прочности n велик, то выбранное сечение имеет резерв по увеличению чувствительности пружины и можно уменьшить толщину s и увеличить параметр k. Оптимальные размеры сечения находят путем последовательного рассмотрения нескольких вариантов. В работе [2] приводятся номограммы, построенные по результатам численного решения с применением ЭВМ, которые позволяют определить размеры пружин с плоскоовальным сечением по заданной чувствительности, запасу прочности и тяговому усилию.

Литература [2, 15, 29].

Глава 4

ДЕТАЛИ МЕХАНИЗМОВ

4.1. Общие сведения о зубчатых передачах

Назначение и классификация. Зубчатые передачи являются механизмами, в которых движение передается и преобразуется за счет зацепления зубьев. Передача вращательного движения с изменением угловых скоростей и крутящих моментов осуществляется парой зубчатых колес, одно из которых ведущее, другое — ведомое. В машиностроении колесо с меньшим числом зубьев называют шестерней, в приборостроении — трибом. При одинаковом числе зубьев колес шестерней является ведущее зубчатое колесо.

В зависимости от расположения геометрических осей зубчатых колес, образующих зацепление, зубчатые передачи подразделяются на цилиндрические, конические и гиперболоидные.

Цилиндрические зубчатые механизмы предназначены для передачи вращательного движения между параллельно расположенными валами. В цилиндрической передаче *с внутренним зацеплением* зубчатый венец меньшего колеса находится внутри зубчатого венца большего колеса (рис. 4.1, *а*), а в передаче *с наружным зацеплением* зубчатые венцы колес расположены один вне другого (рис. 4.1, *б*). С учетом направления зуба относительно геометрических осей цилиндрических колес передачи подразделяются на прямозубые, косозубые и шевронные.

В *прямозубом* цилиндрическом колесе теоретическая линия зуба лежит в плоскости осевого сечения колеса (рис. 4.1, *в*). *Косозубое* цилиндрическое колесо имеет винтовые зубья (рис. 4.1, *г*). Направление зуба определяют при взгляде на цилиндрическую поверхность зубчатого венца с торца колеса. Если зуб поднимается по

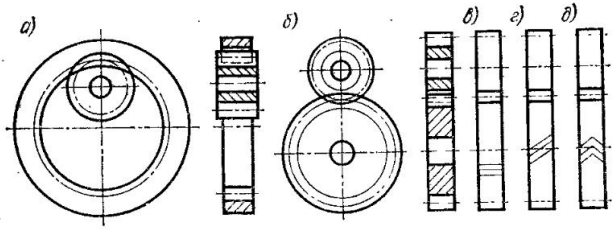


Рис. 4.1. Схемы цилиндрических зубчатых механизмов

поверхности слева направо, то его направление считают правым, если справа налево — то левым. Направления зубьев сопряженных колес противоположны при равных углах наклона линии зуба. Часто направление зуба шестерни назначают правым, а зубчатого колеса — левым. Косозубые передачи отличаются плавной и бесшумной работой. Осевые нагрузки, возникающие от наклона зуба, стремятся сместить колеса вдоль валов. Это требует дополнительных мер по фиксации положения колес и установки в опорах упорных подшипников. *Шевронные* колеса (рис. 4.1, *д*) не имеют этого недостатка. Венец шевронного колеса по ширине состоит из участков с правыми и левыми зубьями с равными углами наклона, поэтому осевые составляющие нагрузки компенсируют друг друга.

Для обеспечения вращательного движения между валами, геометрические оси которых пересекаются, применяют *конические* зубчатые передачи. Если угол между осями конических зубчатых колес прямой, то передачу называют *ортогональной* (рис. 4.2, *а*). Конические передачи могут быть прямозубыми, с косыми (тангенциальными) зубьями (рис. 4.2, *б*), а также с круговыми и криволинейными зубьями. В *неортогональных* конических зубчатых

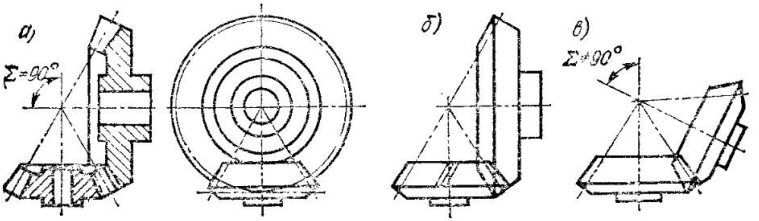


Рис. 4.2. Схемы конических зубчатых механизмов

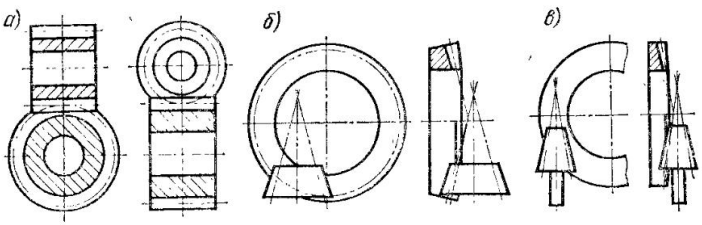


Рис. 4.3. Схемы винтовых, гипоидных и спироидных передач

передачах (рис. 4.2, *в*) угол между осями колес отличен от прямого. К передачам с пересекающимися осями относятся и смешанные конические передачи, состоящие из цилиндрического и конического зубчатых колес.

Зубчатые передачи со скрещивающимися осями колес являются *гиперболоидными*. К этой группе относятся передачи цилиндрические винтовые, конические гипоидные и спироидные, а также червячные передачи.

Винтовые передачи (рис. 4.3, *а*) используют для передачи вращения между валами, геометрические оси которых перекрещиваются под углом не более 90°. В этой передаче в зацепление входят два косозубых цилиндрических колеса с одинаковым направлением наклона зубьев. Винтовые механизмы применяют при небольших нагрузках, так как точечный контакт зубьев приводит к быстрому износу их боковых поверхностей.

Гипоидные передачи (рис. 4.3, *б*) состоят из конических колес с криволинейными зубьями, при этом средний угол наклона линии зуба шестерни больше, чем у зубчатого колеса. Рабочие поверхности зубьев скользят друг по другу, поэтому передача работает плавно и бесшумно.

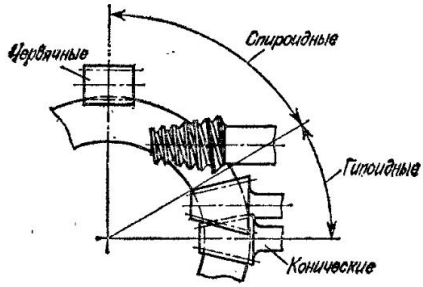


Рис. 4.4. Типы передач в зависимости от смещения оси

Спироидные передачи (рис. 4.3, *в*) имеют гипоидное смещение геометрической оси шестерни большее, чем гипоидные передачи. Шестерня спироидной передачи представляет собой винт с постоянным шагом и углом

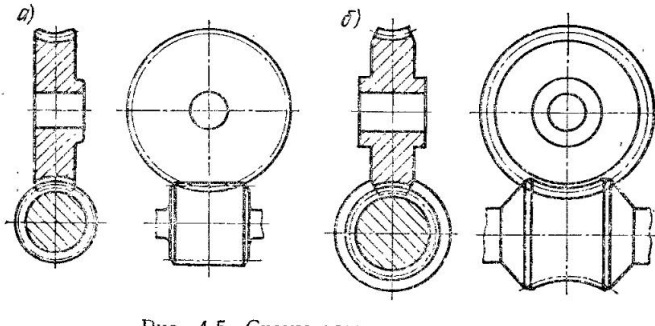


Рис. 4.5. Схемы червячных передач

наклона боковой поверхности. Из-за трудностей нарезания зубьев передаточное число спироидной передачи должно быть не менее 9. Спироидная передача занимает промежуточное положение между гипоидной и червячной передачами (рис. 4.4).

Червячная передача состоит из червяка и червячного колеса, геометрические оси которых перекрещиваются под углом 90°. В зависимости от типа червяка передача может быть *цилиндрической* (рис. 4.5, *а*) *и глобоидной* (рис. 4.5, *б*). Несущая способность глобоидной передачи больше червячной цилиндрической, так как глобоидный червяк имеет вогнутую форму, что обеспечивает одновременное зацепление большого числа зубьев.

Основные характеристики зубчатых механизмов, применяемых для передачи вращательного движения, представлены в табл. 4.1. Коэффициент полезного действия зубчатых передач уменьшается с увеличением передаточного числа.

Для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот широко используют *зубчато-реечные* передачи (рис. 4.6). Рейку рассматривают как сектор зубчатого колеса, диаметры поверхностей которого бесконечно велики и поэтому поверхности рейки являются параллельными плоскостями.

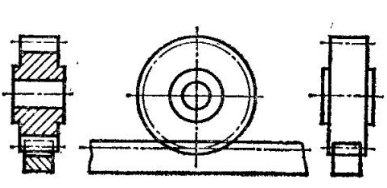


Рис. 4.6. Зубчато-реечная передача

В зависимости от профиля боковой поверхности зуба зацепление пары колес может быть эвольвентным, с выпуклой

4.1. Основные характеристики зубчатых передач

Тип зубчатой передачи	Диапазон передаточных чисел	Наибольшая окружная скорость передачи, м/с		Коэффициент полезного действия, %
		высокой точности	общего назначения	
Прямозубая цилиндрическая:				
наружного зацепления	1—5	100	20	
внутреннего »	1—7	100	20	
Косозубая цилиндрическая:				
наружного зацепления	1—10	200	20	97—99,5
внутреннего »	0,2—10	100	20	
Шевронная	1—20	200	20	
Коническая:				
прямозубая	1—8	75	5	
с криволинейными зубьями	1—8	125	20	
Винтовая цилиндрическая	1—100	50	20	50—95
Гипоидная	1—10	50	20	90—98
Спироидная	9—100	50	30	50—97
Червячная:				
цилиндрическая	3—100	50	25	50—90
глобоидная	3—100	50	20	50—98

поверхностью зуба одного колеса и вогнутой другого (зацепление Новикова), циклоидальным, часовым, цевочным, остроконечным и шаровым. Наибольшее применение имеет эвольвентное зацепление, параметры которого для основных типов зубчатых передач регламентированы стандартами.

Исходный контур эвольвентных зубчатых передач. Очертание зубьев рейки с прямолинейным профилем зубьев называют исходным контуром, который является базой для определения теоретических форм и размеров зубьев эвольвентного профиля семейства колес с разными числами зубьев.

В основу режущего инструмента положен исходный производящий контур. Боковые поверхности зубьев исходного производящего контура представляют собой режущие кромки, профиль которых очерчен по впадинам исходного контура.

В качестве главного параметра исходного контура принят *модуль* зубьев — линейная величина, в π раз меньшая окружного шага колеса p,

$$m = p/\pi. \qquad (4.1)$$

Окружной шаг колеса p — расстояние между одноименными профилями соседних зубьев по дуге концентрической окружности колеса. Окружной шаг равен шагу зубьев исходного контура.

Ряды модулей (в мм) для цилиндрических и конических зубчатых передач регламентированы СТ СЭВ 310—76. Первый ряд (предпочтительный): 0,05; 0,06; 0,08; 0,1; 0,12; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 66; 80; 100;

второй ряд: 0,055; 0,07; 0,09; 0,11; 0,14;, 0,18; 0,22; 0,28; 0,35; 0,45; 0,55; 0,7; 0,9; 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22; 28; 36; 45; 55; 70; 90.

Для червячных цилиндрических передач ряды модулей (в мм) установлены СТ СЭВ 267—76. Первый ряд (предпочтительный): 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25;

второй ряд: 0,15; 0,3; 0,6; 1,5; 3; 3,5; 6; 7; 12.

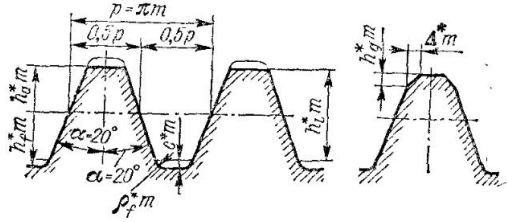
Зубчатые передачи с модулем m до 1 мм принято называть мелкомодульными, от 1 до 10 мм — среднемодульными и свыше 10 мм — крупномодульными.

Линейные размеры исходных контуров выражаются через модуль с помощью коэффициентов. Значения коэффициентов параметров исходных контуров цилиндрических и конических зубчатых колес даны в табл. 4.2. Замена эвольвентного профиля боковой поверхности вершины зуба прямым участком называется модификацией. Исходный контур с модификацией профиля головки зуба применяют для быстроходных зубчатых колес в целях уменьшения удара при входе зуба в зацепление и снижения уровня шума при работе механизма.

Значения коэффициентов параметров исходного червяка и исходного производящего червяка цилиндрических червячных передач даны в табл. 4.3.

Зубчатые передачи с углом наклона линии зуба β характеризуются тремя шагами (рис. 4.7): в торцовом сечении — *окружным* шагом p_t, в сечении, параллельном

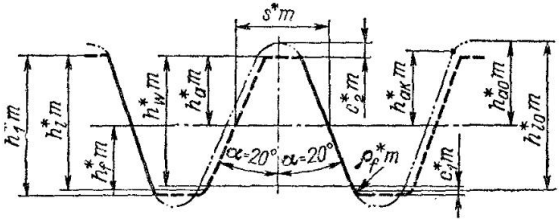
4.2. Коэффициенты параметров исходных контуров цилиндрических и конических зубчатых колес



Коэффициент параметра исходного контура	Обозначение	Стандарт на исходный контур			
		Цилиндрические колеса с $m \geq 1$ мм по СТ СЭВ 308—76	Цилиндрические прямозубые и косозубые колеса, конические прямозубые колеса с $m < 1$ мм по СТ СЭВ 309—76	Конические прямозубые колеса с $m \geq 1$ мм по СТ СЭВ 516—77	Конические колеса с круговыми зубьями с $m \geq 1$ мм по СТ СЭВ 515—77
Коэффициент:					
радиального зазора	c^*	0,25	0,25—0,40	0,2	0,25
высоты головки зуба	h_a^*	1	1 или 1,1	1	1
высоты ножки зуба	h_f^*	1,25	$h_a^* + c^*$	1,2	1,25
граничной высоты зуба	h_l^*	2	$2h_a^*$	2	2,08
глубины захода зубьев	h_w^*	2	$2h_a^*$	2	2
радиуса кривизны переходной кривой	ρ_f	0,38	0,38 или 0,44	0,3	0,25
высоты модификации	h_g^*	0,45	0,15	Не регламентируется	
глубины модификации	Δ^*	0,02	0,02		

Примечания: 1. Зубчатые колеса винтовых цилиндрических передач могут быть изготовлены в соответствии с исходными контурами по СТ СЭВ 308—76 и СТ СЭВ 309—76. 2. Допускается применение исходных контуров, отличающихся от стандартных.

4.3. Коэффициенты параметров витков исходного и исходного производящего червяков



— — — — Контур витков исходного червяка
—·—·— Контур витков исходного производящего червяка
——— Совпадающие контуры

Коэффициент параметра витков	Обозначение	Стандарт на исходный и исходный производящий цилиндрический червяк	
		ГОСТ 19036—81 (СТ СЭВ 266—76) $m \geqslant 1$ мм	ГОСТ 20184—81 (СТ СЭВ 1912—79) $m < 1$ мм
Исходный червяк			
Коэффициент:			
радиального зазора у поверхности впадин червяка	c_1^*	0,2	0,25—0,45
радиального зазора у поверхности впадин колеса	c_2^*	0,2	0,25
высоты головки витка	h_a^*	1	1 или 1,1
высоты ножки витка	h_f^*	$1 + c_1^*$	$h_a^* + c_1^*$
высоты витка	h_1^*	$2 + c_1^*$	$2h_a^* + c_1^*$
граничной высоты витка	h_l^*	$\geqslant 2$	$\geqslant 2h_a^*$
расчетной толщины витка	s^*	$0{,}5\pi$	$0{,}5\pi$
радиуса кривизны переходной кривой витка	ρ_f^*	0,3	При $m \leqslant 0{,}5$ мм 0,35; при $m > 0{,}5$ мм 0,40
глубины захода	h_w^*	2	$2h_a^*$

Коэффициент параметра витков	Обозначение	Стандарт на исходный и исходный производящий цилиндрический червяк	
		ГОСТ 19036—81 (СТ СЭВ 266—76) $m \geqslant 1$ мм	ГОСТ 20184—81 (СТ СЭВ 1912—79) $m < 1$ мм
Исходный производящий червяк			
Коэффициент:			
высоты головки витка	h_{a0}^*	$1 + c_2^*$	$h_a^* + c_2^*$
граничной высоты витка	h_{l0}^*	$\geqslant 2 + c_2^*$	$\geqslant 2h_a^* + c_2^*$
высоты головки до начала скругления витка	h_{ak}	1	$\geqslant h_a^*$

Примечание. В таблице даны только значения коэффициентов параметров витков исходного производящего червяка, отличные от коэффициентов параметров витков исходного червяка.

оси колеса, — *осевым* шагом $p_x = p_t \operatorname{ctg} \beta$, в сечении, перпендикулярном к линии зуба, — *нормальным* шагом $p_n = p_t \cos \beta$. Соответственно шагам называют модули зубчатых колес: m_t — окружной (торцовый), m_x — осевой, m_n — нормальный, которые рассчитывают по зависимости (4.1).

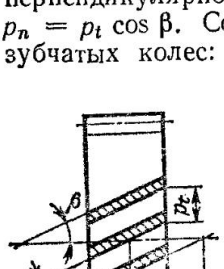


Рис. 4.7. Шаги косозубого колеса

Корригирование зубчатых колес. Геометрия зуба нарезаемого колеса полностью определяется параметрами инструмента, установленными стандартными исходными контурами, и расположением инструмента относительно оси колеса-заготовки в процессе нарезания зубьев. Зубчатое колесо может находиться в зацеплении с зубчатой рейкой (или другим колесом) при условии равенства шагов, а следовательно, и модулей. Шаг p представ-

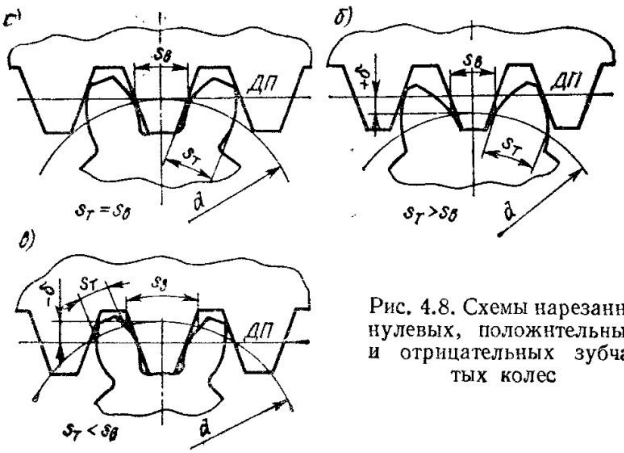


Рис. 4.8. Схемы нарезания нулевых, положительных и отрицательных зубчатых колес

ляет собой сумму толщины зуба $s_т$ и ширины впадины между зубьями $s_в$:

$$p = s_т + s_в. \qquad (4.2)$$

Прямая исходного контура, на которой $s_т = s_в = 0{,}5p$ называется *делительной прямой*. Важным параметром зубчатого колеса является *делительная окружность*, диаметр которой равен произведению стандартного модуля на число зубьев колеса z:

$$d = mz/\cos\beta. \qquad (4.3)$$

Если в процессе станочного зацепления делительная прямая (ДП) перекатывается без скольжения по делительной окружности колеса, то получается колесо с равноделенным шагом ($s_т = s_в = 0{,}5p$). Такие зубчатые колеса называют *нулевыми* (рис. 4.8, *а*).

В целях уменьшения габаритных размеров передачи за счет применения колес с малыми числами зубьев, увеличения ширины ножки зуба шестерни для повышения его прочности на изгиб, обеспечения заданного межосевого расстояния пары колес при сохранении заданного передаточного числа, снижения уровня шума механизма применяют корригирование зубчатых колес. Корригирование заключается в смещении режущего инструмента относительно оси колеса-заготовки при нарезании зубьев на величину δ. При смещении изменяется расстояние по радиусу колеса между делительной прямой исходного контура зубчатой рейки и делительной окружностью колеса.

Зубчатые колеса называют *положительными*, если при нарезании зубьев инструмент был смещен от центра колеса на расстояние $+\delta$ (рис. 4.8, *б*). Толщина зуба по делительной окружности положительного колеса больше, чем ширина впадины ($s_т > s_в$). *Отрицательные* колеса получают при смещении инструмента к центру колеса на расстояние $-\delta$ (рис. 4.8, *в*). У отрицательных колес $s_т < s_в$. Отношение смещения δ к стандартному модулю называют *коэффициентом смещения*

$$x = \pm\delta/m. \tag{4.4}$$

С учетом алгебраического знака коэффициента смещения x рассчитывают толщину зуба по делительной окружности колеса:

$$s_т = m\,(0{,}5\pi + 2x\,\mathrm{tg}\,\alpha), \tag{4.5}$$

где α — угол главного профиля зуба исходного контура ($\alpha = 20°$).

В процессе нарезания колеса может произойти подрезание ножки зуба, что ведет к уменьшению его прочности на изгиб. Наименьшее значение коэффициента смещения, при котором устраняется подрезание зубьев, зависит от числа зубьев колеса;

$$x_{\min} = h_a^* - 0{,}5z\sin^2\alpha. \tag{4.6}$$

Из этого уравнения находят минимальное число зубьев колеса, при котором не требуется смещения инструмента ($x = 0$) и отсутствует подрезание зубьев,

$$z_{\min} = 2h_a^*/\sin^2\alpha. \tag{4.7}$$

С учетом значений параметров исходного контура, входящих в эту формулу, $z_{\min} = 17$.

Широкое распространение имеют два способа корригирования: высотный и угловой.

При *высотном* корригировании шестерня нарезается с положительным смещением ($x_1 > 0$), а колеса — с отрицательным ($x_2 < 0$) на такую же величину смещением. Эти передачи называют *равносмещенными*. Суммарный коэффициент смещения в этом случае равен нулю: $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$. Высотное корригирование используют для увеличения прочности зубьев шестерни.

При *угловом* корригировании суммарный коэффициент смещения передачи не равен нулю ($x_\Sigma = x_1 + x_2 \neq 0$). Если $x_\Sigma > 0$, то зубчатая передача называется положитель-

4.4. Стандарты на допуски эвольвентных зубчатых передач

ГОСТ	Тип передачи	Модуль зубьев m, мм	Максимальный диаметр делительной окружности колеса, мм
1643—81	Цилиндрическая внешнего и внутреннего зацепления с прямозубыми, косозубыми и шевронными колесами	1—55	6300
9178—81	Цилиндрическая внешнего и внутреннего зацепления с прямозубыми и косозубыми колесами	<1	200 при $m \leqslant 0{,}5$ 400 при $m > 0{,}5$
1758—81	Коническая и гипоидная внешнего зацепления с прямыми, тангенциальными и криволинейными зубьями колес	1—55	4000
9368—81	Коническая внешнего зацепления с прямозубыми колесами	<1	200
3675—81	Червячная цилиндрическая	1—25	Червяка — 450, червячного колеса — 6300
9774—81	Червячная цилиндрическая	<1	Червяка — 30, червячного колеса — 200 при $m \leqslant 0{,}5$ и 400 при $m > 0{,}5$
10242—81	Реечная с прямозубым или косозубым колесом	1—40	—
13506—81*	Реечная с прямозубым или косозубым колесом	<1	—

ной, а при $x_\Sigma < 0$ — отрицательной. Этот способ корригирования применяют при необходимости обеспечения заданного межосевого расстояния передачи и повышения прочности зубьев.

Точность эвольвентных зубчатых передач. Нарушение кинематических функций механизмов выражается в отклонении действительного закона относительного движения колес реальной передачи от теоретического (идеального). Это отклонение связано с погрешностями изготовления и монтажа элементов передач. Стандарты (табл. 4.4) устанавливают 12 степеней точности зубчатых передач (1-я наиболее точная и 12-я самая грубая).

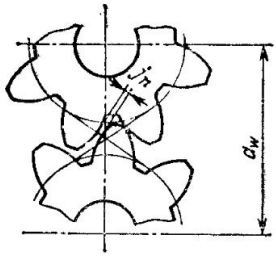


Рис. 4.9. Схема измерения нормального бокового зазора

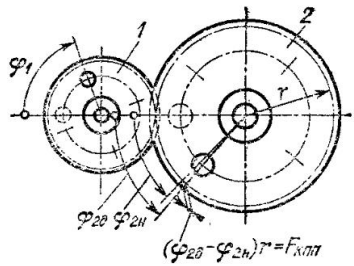


Рис. 4.10. Кинематическая погрешность зубчатой передачи

Для каждой степени точности стандарты регламентируют независимые нормы допускаемых отклонений параметров (кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев), а также виды сопряжений зубчатых колес в передаче.

Виды сопряжений определяют боковой зазор между нерабочими профилями зубьев сопряженных колес. Нормальным боковым зазором j_n называют наименьшее расстояние между боковыми поверхностями зубьев, измеряемое по общей нормали к эвольвентным профилям зубьев (рис. 4.9). Он определяет свободный поворот одного зубчатого колеса относительно другого неподвижного. Боковой зазор назначают с учетом обеспечения смазывания зубьев, необходимости компенсации погрешностей

4.5. Виды допусков на боковой зазор, рекомендуемые стандартами для сочетания с видами сопряжения зубчатых передач

Модуль зубчатой передачи, мм	Вид сопряжения							
	A	B	C	D	E	F	G	H
$m \geqslant 1$	a	b	c	d	h	—	—	h
$m < 1$	—	—	—	e	e	f	g	

Примечания: 1. Обозначения видов сопряжения даны в порядке уменьшения бокового зазора и допуска на него. 2. Допускается изменять соответствие между видом сопряжения и видом допуска на боковой зазор. 3. Для цилиндрических зубчатых передач и червячных передач с $m \geqslant 1$ мм могут быть использованы виды допусков на боковой зазор x, y, z. 4. Виды сопряжений, для которых не указаны виды допусков на боковой зазор, стандартами для передач с данными значениями модулей не установлены.

изготовления, монтажа и температурных деформаций элементов передачи.

Для зубчатых передач с $m \geqslant 1$ мм стандартами установлено шесть видов, а для передачи с $m < 1$ мм пять видов сопряжений. Виды сопряжений и виды допусков на боковой зазор имеют буквенные обозначения. При отсутствии специальных требований видам сопряжений должны соответствовать виды допусков на боковой зазор (табл. 4.5). Системой допусков на зубчатые передачи установлен гарантированный боковой зазор $j_{n\,min}$, значение которого определяется в основном толщиной зуба и межосевым расстоянием a_w.

4.6. Степени точности для наибольшей кинематической погрешности F'_{ior} зубчатых передач

Тип зубчатой передачи	Модуль передачи, мм	
	$m \geqslant 1$	$m < 1$
Цилиндрическая	3—8	
Коническая	4—8	
Гипоидная	4—8	—
Червячная	1—8	3—8
Реечная	3—7	3—8

Кинематическая точность характеризуется кинематической погрешностью передачи и кинематической погрешностью зубчатого колеса.

Кинематическая погрешность передачи $F_{кпп}$ представляет собой разность между действительным ($\varphi_{2д}$) и расчетным ($\varphi_{2н}$) углами поворота ведомого зубчатого колеса (рис. 4.10). Ее выражают в линейных величинах длиной дуги делительной окружности радиуса r ведомого колеса: $F_{кпп} = (\varphi_{2д} - \varphi_{2н})\, r$.

Стандарты регламентируют наибольшую кинематическую погрешность передачи F'_{ior}, которая определяется как наибольшая алгебраическая разность значений кинематической погрешности передачи за полный цикл изменения относительного положения зубчатых колес. Полный цикл совершается при повороте ведомого колеса на угол $\varphi_2 = 2\pi z_1/k$, где z_1 — число зубьев ведущего колеса *1*; k — общий множитель чисел зубьев обоих колес передачи. Степени точности, устанавливаемые стандартами для наибольшей кинематической погрешности различных зубчатых передач, даны в табл. 4.6. Допуски на показатель точности F'_{ior} в стандартах не приводятся, так как они являются суммой допусков на кинематическую погрешность зубчатых колес передачи.

Кинематическая погрешность зубчатого колеса есть разность между действительным и расчетным углами

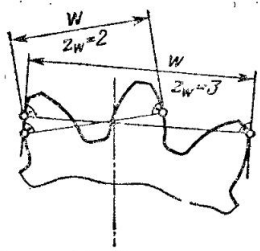


Рис. 4.11. Схема измерения длины общей нормали

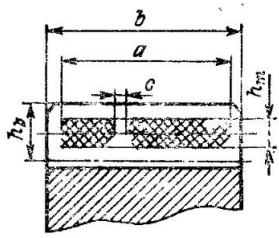


Рис. 4.12. Размеры пятна контакта

поворота зубчатого колеса на его рабочей оси, ведомого измерительным зубчатым колесом при отсутствии непараллельности и перекоса осей вращения этих колес. Измерительным является зубчатое колесо повышенной точности. Кинематическая погрешность зубчатого колеса характеризуется несколькими показателями точности. Стандарты в зависимости от степени точности, модуля и делительного диаметра зубчатого колеса регламентируют допуски на погрешность обката (F_c), радиальное биение (F_r), колебание длины общей нормали (F_{vw}).

Погрешность обката определяется при вращении зубчатого колеса на его технологической оси и связана с погрешностью кинематической цепи деления зубообрабатывающего станка. Эта погрешность выражается в несогласованности угловых поворотов обрабатываемого колеса и перемещения инструмента.

Радиальным биением называют наибольшую разность расстояний от рабочей оси зубчатого венца до делительной прямой исходного контура. Появление радиального биения обусловлено неточностью совмещения рабочей оси колеса с технологической осью при нарезании зубьев.

Длиной общей нормали зубчатого колеса является расстояние между разноименными боковыми поверхностями зубьев по общей нормали к этим поверхностям (рис. 4.11). Длина общей нормали определяется при числе зубьев z_w, размещающихся в этой длине. Разность между наибольшим и наименьшим значениями действительной длины общей нормали в одном и том же зубчатом колесе называют колебанием длины общей нормали.

Плавность работы передачи оценивают параметрами, погрешности которых проявляются многократно (циклически) за один оборот зубчатого колеса. Эти погрешности представляют собой часть кинематической погрешности,

4.7. Степени точности по нормам плавности зубчатых передач

Тип зубчатой передачи	Вид сопряжения							
	A	B	C	D	E	F	G	H
Цилиндрическая, $m \geqslant 1$ мм	3—12	3—11	3—9	3—8	3—7	—	—	3—7
Коническая и гипоидная, $m \geqslant 1$ мм	4—12	4—11	4—9	4—8	4—7	—	—	4—7
Червячная, $m \geqslant 1$ мм	5—12	5—12	3—9	3—8	2—6	—	—	2—6
Реечная, $m \geqslant 1$ мм	3—12	3—10	3—9	3—8	3—7	—	—	3—7
Цилиндрическая, червячная и реечная:								
$m \leqslant 0{,}5$ мм	—	—	—	3—10	3—10	3—10	3—8	3—7
m св. 0,5 до 1 мм	—	—	—	3—12	3—12	3—10	3—8	3—7
Коническая:								
$m \leqslant 0{,}5$ мм	—	—	—	4—10	4—10	4—10	4—8	4—7
m св. 0,5 до 1 мм	—	—	—	4—12	4—12	4—10	4—8	4—7

которую можно разложить в ряд гармонических составляющих. Отклонения шага зацепления и погрешности профилей зубьев определяют колебания кинематической погрешности с частотой, равной частоте входа зубьев в зацепление, которую называют зубцовой частотой. Для норм плавности установлены допуски на местную кинематическую погрешность зубчатого колеса (f_i'), колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе (f_i''), циклическую погрешность передачи (f_{zko}), циклическую погрешность зубцовой частоты (f_{zzo}), циклическую погрешность зубчатого колеса (f_{zk}), погрешность профиля зуба (f_f), а также предельные отклонения шага ($\pm f_{pt}$) и шага зацепления ($\pm f_{pb}$). Рекомендуемые стандартами степени точности по нормам плавности зубчатых передач в зависимости от вида сопряжения даны в табл. 4.7.

Контакт зубьев в передаче характеризуется суммарным пятном контакта. Его определяют как часть активной боковой поверхности зуба, на которой располагаются следы прилегания зуба парного колеса, покрытого красителем, после вращения колеса под нагрузкой. Суммарное пятно контакта (в %) оценивают по длине и высоте зуба:

$$\frac{a-c}{b}\,100\ \%;\quad \frac{h_m}{h_p}\,100\ \%,$$

где c — длина разрыва пятна, превосходящая модуль; h_p — высота активной боковой поверхности зуба (рис. 4.12). Нормы суммарного пятна контакта установлены стандартами в зависимости от степени точности

4.8. Нормы суммарного пятна контакта зубьев в передачах, %

Тип зубчатой передачи	Степень точности										
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Цилиндрическая:											
$m \geqslant 1$ мм	—	65/95	60/90	55/80	50/70	45/60	40/50	30/40	25/30	20/25	—
$m < 1$ мм	—	55/75	55/75	50/70	50/70	40/50	40/50	—	—	—	—
Коническая и гипоидная, $m \geqslant 1$ мм	—	—	75/70	75/70	65/60	65/60	55/50	55/50	45/40	45/40	45/40
Коническая, $m < 1$ мм	—	—	70/60	70/60	60/50	60/50	50/40	50/40	35/30	35/30	35/30
Червячная:											
$m \geqslant 1$ мм	80/75	80/75	75/70	75/70	65/60	65/60	55/50	55/50	45/40	Отдельные пятна	
$m < 1$ мм	—	55/75	55/75	50/70	50/70	40/50	40/50	—	—	—	—
Реечная:											
$m \geqslant 1$ мм	—	65/95	60/90	55/80	50/70	45/60	30/60	20/25	—	—	—
$m < 1$ мм	—	55/75	55/75	50/70	50/70	40/50	40/50	—	—	—	—

Примечание. В числителе дана норма на суммарное пятно контакта по высоте, а в знаменателе — по длине зуба.

передачи (табл. 4.8). Обеспечение необходимой полноты контакта достигается регламентированием допусков на суммарную погрешность контактной линии (F_k), направление зуба (F_β), параллельности осей (f_x), на перекос осей (f_y), а также предельных отклонений осевых шагов по нормали ($\pm F_{pxn}$).

Выбор степени точности представляет собой сложную многофакторную задачу, так как требует учета по возможности всех условий работы зубчатой передачи. Общие рекомендации по выбору степеней точности зубчатых передач даны в табл. 4.9. Степени точности по нормам кинематической точности, плавности, контакта и вид сопряжения определяют в зависимости от требований к допускаемому углу рассогласования, уровням вибраций и шума, долговечности. В целях повышения работоспособности и технологичности передач применяют комбинирование степеней точности по трем нормам, при котором назначают повышенные допуски только на наиболее важные параметры. При

4.9. Рекомендации по назначению степеней точности зубчатых передач

Типы зубчатых механизмов	Окружная скорость колес, м/с		Степень точности
	прямозубых	косозубых	
Высокоточные и высокоскоростные передачи; измерительные колеса для контроля зубчатых колес 5-й и 6-й степеней точности	Св. 40	Св. 75	3 (особопрецизионная)
Делительные, отсчетные, счетно-решающие и высокоскоростные механизмы; измерительные колеса для контроля зубчатых колес 7-й степени точности	» 35	» 70	4 (особопрецизионная)
Прецизионные механизмы, требующие наибольшей плавности и бесшумности; измерительные колеса для контроля зубчатых колес 8-й и 9-й степеней точности	» 20	» 40	5 (прецизионная)
Механизмы с плавной работой и высоким КПД; передачи высокоточных приборов контроля и управления	До 15	До 30	6 (высокоточная)
Механизмы подач металлорежущих станков, редукторы авиа- и автостроения, механизмы гироскопических и других точных приборов	» 10	» 15	7 (точная)
Механизмы общего машиностроения, грузоподъемных устройств, станков и ответственные передачи сельскохозяйственных машин; неответственные механизмы приборов и агрегатов средней точности	» 6	» 10	8 (средней точности)
Неответственные грубые передачи, к которым не предъявляются требования нормальной точности; механизмы с ручным приводом	» 2	» 4	9 (пониженной точности)

комбинированном назначении степеней точности нормы плавности могут быть не более чем на две степени точнее или на одну степень грубее нормы кинематической точности. Часто степени точности по нормам контакта и нормам плавности совпадают, а в силовых механизмах нормы контакта могут быть установлены на одну степень точнее, чем нормы плавности.

Вид сопряжения выбирают независимо от степени точности передачи по расчетному значению бокового зазора

$$j_p = j_т + j_c.$$

Боковой зазор $j_т$, необходимый для компенсации температурных деформаций деталей, зависит от межосевого расстояния передачи a_w, коэффициентов температурного расширения материалов зубчатых колес α_1 и корпусных деталей α_2, предельных температур зубчатых колес T_1 и корпусных деталей T_2:

$$j_т = 0{,}684\, a_w\, [\alpha_1\,(T_1 - 20°) - \alpha_2\,(T_2 - 20°)].$$

Боковой зазор j_c (в мкм), требуемый для размещения слоя смазочного материала, находят приближенно с учетом модуля m (в мм):

$$j_c = (10 \div 30)\, m;$$

при этом рекомендуется для тихоходных передач принимать $j_c \approx 10m$, а для особо высокоскоростных — $j_c \approx \approx 30m$.

Расчетное значение бокового зазора j_p позволяет определить вид сопряжения по условию $j_p \geqslant j_{n\,min}$, где $j_{n\,min}$ — гарантированный боковой зазор, регламентированный для различных типов зубчатых передач стандартами (табл. 4.10—4.15). Значения $j_{n\,min}$ для зубчатых реечных передач установлены такие же, как для червячных передач. При использовании табл. 4.14 и 4.15 для выбора вида сопряжения реечных передач вместо межосевого расстояния a_w следует принимать расчетный монтажный размер реечной передачи

$$a'_R = 0{,}5\,(d + 35m),$$

где d — диаметр делительной окружности зубчатого колеса.

Если для расчета j_p недостаточно данных, то часто для зубчатых передач с $m \geqslant 1$ мм применяют вид сопряжения B, а для передач с $m < 1$ мм — вид сопряжения F.

4.10. Гарантированный боковой зазор $j_{n\,min}$, мкм, в цилиндрических зубчатых передачах с $m \geqslant 1$ мм

Вид сопряжения	Межосевое расстояние a_w, мм								
	до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500	св. 500 до 630	св. 630 до 800
H	0	0	0	0	0	0	0	0	0
E	30	35	40	46	52	57	63	70	80
D	46	54	63	72	81	89	97	110	125
C	74	87	100	115	130	140	155	175	200
B	120	140	160	185	210	230	250	280	320
A	190	220	250	290	320	360	400	440	500

4.11. Гарантированный боковой зазор $j_{n\,min}$, мкм, в цилиндрических зубчатых передачах с $m < 1$ мм

Вид сопряжения	Межосевое расстояние a_w, мм									
	до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400
H	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
G	6	8	9	11	13	15	18	20	23	25
F	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36
E	15	18	21	25	30	35	40	46	42	57
D	22	27	33	39	46	54	63	72	81	89

4.12. Гарантированный боковой зазор $j_{n\,min}$, мкм, в конических и гипоидных зубчатых передачах с $m \geqslant 1$ мм

Вид сопряжения	Угол делительного конуса шестерни δ_1, °	Среднее конусное расстояние R, мм				
		до 50	св. 50 до 100	св. 100 до 200	св. 200 до 400	св. 400 до 800
H	Любой	0	0	0	0	0
F	До 15	15	21	25	30	40
	Св. 15 до 25	21	25	35	46	57
	Св. 25	25	30	40	52	70
D	До 15	22	33	39	46	63
	Св. 15 до 25	33	39	54	72	89
	Св. 25	39	46	63	81	110

Вид сопряжения	Угол делительного конуса шестерни δ_1, °	Среднее конусное расстояние R, мм				
		до 50	св. 50 до 100	св. 100 до 200	св. 200 до 400	св. 400 до 800
C	До 15	36	52	62	74	100
	Св. 15 до 25	52	62	87	115	140
	Св. 25	62	74	100	130	175
B	До 15	58	84	100	120	160
	Св. 15 до 25	84	100	140	185	230
	Св. 25	100	120	160	210	280
A	До 15	90	130	160	190	250
	Св. 15 до 25	130	160	220	290	360
	Св. 25	160	190	250	320	440

Примечания: 1. Для неортогональных конических передач $j_{n\,min}$ определяют по расчетной величине $R' = 0{,}5R\,(\sin 2\delta_1 + \sin 2\delta_2)$, где δ_1 и δ_2 — углы делительных конусов шестерни и колеса. 2. Для гипоидных передач $j_{n\,min}$ находят по среднему конусному расстоянию зубчатого колеса.

4.13. Гарантированный боковой зазор $j_{n\,min}$, мкм, в конических зубчатых передачах с $m < 1$ мм

Вид сопряжения	Угол делительного конуса шестерни δ_1, °	Среднее конусное расстояние R, мм					
		до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125
H	Любой	0	0	0	0	0	0
G	До 15	4	5	6	8	13	20
	Св. 15 до 25	5	6	9	9	15	15
	Св. 25	6	8	9	11	18	—
F	До 15	6	8	9	11	18	28
	Св. 15 до 25	8	9	13	13	22	22
	Св. 25	9	11	13	16	25	—
E	До 15	10	12	15	18	28	46
	Св. 15 до 25	12	15	21	21	35	35
	Св. 25	15	18	21	25	40	—

Вид сопряжения	Угол делительного конуса шестерни δ_1, °	Среднее конусное расстояние R, мм					
		до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125
D	До 15	14	18	22	27	45	72
	Св. 15 до 25	18	22	33	33	54	54
	Св. 25	22	27	33	39	63	—

Примечание. См. примечание 1 в табл. 4.12.

4.14. Гарантированный боковой зазор $j_{n\,min}$, мкм, в червячных передачах с $m \geqslant 1$ мм

Вид сопряжения	Межосевое расстояние a_w, мм								
	до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500	св. 500 до 630	св. 630 до 800
H	0	0	0	0	0	0	0	0	0
E	30	35	40	46	52	57	63	70	80
D	46	54	63	72	81	89	97	110	125
C	74	87	100	115	130	140	155	175	200
B	120	140	160	185	210	230	250	280	320
A	190	220	250	290	320	360	400	440	500

4.15. Гарантированный боковой зазор $j_{n\,min}$, мкм, в червячных передачах с $m < 1$ мм

Вид сопряжения	Межосевое расстояние a_w, мм							
	до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180
H	0	0	0	0	0	0	0	0
G	6	8	9	11	13	15	18	20
F	9	11	13	16	19	22	25	29
E	15	18	21	25	30	35	40	46
D	22	27	33	39	46	54	63	72

В условных обозначениях точности зубчатых передач последовательно указывают три цифры: первая — степень по нормам кинематической точности (8), вторая — степень по нормам плавности работы (7), третья — степень по нормам контакта зубьев (6); две буквы: первая — вид сопряжения (В), вторая — вид допуска на боковой зазор (а); номер стандарта:

8—7—6—Ва ГОСТ 1643—81.

Если степени точности по трем нормам одинаковы (7) и вид допуска на боковой зазор (с) соответствует виду сопряжения (С), то точность передачи обозначают одной цифрой и одной буквой:

7—С ГОСТ 1758—81.

Степень точности зубчатой передачи определяет требования к шероховатости поверхностей профилей зубьев и базовых поверхностей заготовок. Эти требования для различных типов зубчатых передач регламентированы ГОСТ 2.309—73* (СТ СЭВ 638—77). Основными технологическими базами при нарезании зубьев колес и витков червяка являются:

центрирующие отверстия зубчатых и червячных колес, используемые для посадки колес на валы;

опорные части (цапфы) вала—шестерни и червяка;

наружные поверхности нарезной части зубчатых, червячных колес и червяков. Рекомендуемые параметры шероховатости и поля допусков для этих конструктивных элементов даны ниже в соответствующих параграфах.

Применяемые материалы. Выбор материала для звеньев зубчатых механизмов осуществляют с учетом типа передачи, передаваемой мощности, окружной скорости и условий эксплуатации (температуры, наличия вибраций, ударов и пр.). Зубчатые колеса изготавливают из сталей, чугунов, цветных сплавов и пластмасс, а червяки только из углеродистых и легированных сталей (табл. 4.16).

Наиболее широкое применение получили стали, позволяющие за счет термообработки значительно повысить несущую способность зубьев. Объемная закалка сталей дает возможность сохранить сердцевину зубьев вязкой, что способствует высокому сопротивлению зубьев изгибу. Однако объемная закалка с низким отпуском вызывает искажение формы зубьев, которое затем устраняется шлифованием. Зубья колес, прошедших объемную закалку, имеют низкое сопротивление ударным нагрузкам, поэтому

4.16. Материалы, применяемые для изготовления зубчатых колес и червяков

ГОСТ	Марка материала	Термообработка	Твердость после термообработки НВ	Применение
1050—74*	Сталь:			
	35	Н, З, О	187	Мелкомодульные колеса с окружной скоростью до 3 м/с
	45	Н, З, О	197—207	Зубчатые колеса с окружной скоростью до 15 м/с. Червяки
4543—71*	Сталь:			
	20Х	Ц, З, НО	197	Зубчатые колеса с окружной скоростью до 30 м/с. Червяки повышенной долговечности
	40Х, 40ХН	У	230—280	
	12ХН3А	Н, З, НО	250—300	
	30ХГСА	У	235—310	
1435—74*	Стали У8А, У10А	З	187—197	Трибы, шестерни, червяки
977—75*	Сталь:			
	35Л, 40Л	Н	145—147	Средне- и крупномодульные зубчатые колеса с диаметрами более 500 мм
	45Л	Н	153	
	50Л, 40ГЛ	Н	174	
	35ГЛ	У	174	
	35ХГСЛ	У	202	
1412—85	Чугун:			
	СЧ 15	—	160	Тихоходные малонагруженные зубчатые и червячные колеса с окружной скоростью менее 1 м/с
	СЧ 24	—	170—190	
	СЧ 30	—	170—241	
	СЧ 35	—	197—248	

Продолжение табл. 4.16

ГОСТ	Марка материала	Термообработка	Твердость после термообработки НВ	Применение
	Бронза:			
5017—74*	БрОФ 6,5-0,15	—	70—90	Зубчатые и червячные колеса с повышенной износостойкостью зубьев при окружной скорости до 30 м/с
613—79	БрО6Ц6С3	—	60—76	Зубчатые венцы червячных колес
18175—78*	БрАЖ9-4	—	110	Зубчатые и червячные колеса
1020—77*	Латунь ЛС59-1	—	70	Мелкомодульные зубчатые колеса с окружной скоростью менее 1 м/с
5—78* Е	Текстолит ПТК	—	—	Малонагруженные неответственные ведомые зубчатые колеса с окружной скоростью до 30 м/с
5689—79*	Фенопласт У4-301-07	—	25	
16337—77* Е	Полиэтилен высокого давления ПЭВД	—	1,4—2,5	
—	Капрон (ТУ 6-06-309—70)	—	10	
—	Капролон В (ТУ 6-05-983—73)	—	13—15	

Примечание. Для способов термообработки приняты следующие обозначения: Н — нормализация, З — закалка, О — отпуск, НО — низкий отпуск, У — улучшение, Ц — цементация.

объемную закалку назначают для зубчатых колес неответственных передач.

В целях повышения контактной прочности зубьев широко используют методы поверхностного термического и химико-термического упрочнения, обеспечивающие получение высокой твердости рабочих поверхностей зубьев. При поверхностной закалке токами высокой частоты зубья приобретают высокую твердость без искажения своей формы, поэтому не требуется дополнительная обработка. Поверхностная закалка применяется для зубчатых колес, изготовленных из легированных сталей. Отпуск и улучшение (закалка с высоким отпуском) способствуют уменьшению внутренних напряжений и хрупкости зубьев, а также приработке поверхностей зубьев. Нормализация углеродистых и легированных сталей улучшает их обрабатываемость резанием.

При химико-термической обработке происходит насыщение поверхностей зубьев различными химическими элементами. К этому способу относятся цементация (науглероживание), азотирование, цианирование и др. Наилучшие эксплуатационные свойства придает цементация, благодаря которой зубья хорошо сопротивляются износу и имеют высокие показатели по усталостной прочности.

Зубья ведущего звена (шестерни), особенно при больших передаточных числах механизма, имеют бóльшую частоту нагружения, чем зубья ведомого колеса, поэтому в целях обеспечения равнопрочности материалы колес выбирают так, чтобы твердость зубьев ведущего колеса была больше твердости зубьев ведомого колеса. В связи с этим ведущие зубчатые колеса и червяки изготавливают из сталей, приобретающих высокую твердость в результате термообработки.

Цветные сплавы и пластмассы используют для изготовления ведомых зубчатых колес. Для передач с большой скоростью относительного скольжения профилей зубьев (винтовых, гипоидных, спироидных и червячных) следует выбирать пары материалов с наименьшим коэффициентом трения (сталь—бронза, сталь—латунь, сталь—пластмассы). Зубчатые колеса из пластмасс обеспечивают бесшумную работу передачи, однако из-за низкой теплопроводности пластмасс рабочие температуры таких передач ограничены.

Особенности выполнения чертежей. Чертежи зубчатых колес и червяков должны быть выполнены в соответствии

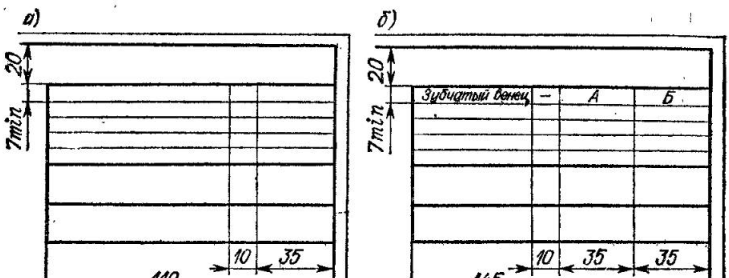


Рис. 4.13. Таблицы параметров зубчатых венцов

с требованиями Единой системы конструкторской документации и правил, установленных ГОСТ 2.403—75*, ГОСТ 2.404—75*, ГОСТ 2.405—75*, ГОСТ 2.406—76*, ГОСТ 2.407—75. На чертежах в правом верхнем углу помещают таблицу (рис. 4.13, *а*), состоящую из трех частей, отделяемых друг от друга основными линиями. Первая часть содержит данные, необходимые для нарезания зубьев колеса или витков червяка; вторая — данные для контроля и третья — справочные данные. Неиспользуемые строки параметров в каждой части таблицы разрешается исключать или прочеркивать.

Если колесо имеет два зубчатых венца одного типа (например, цилиндрические венцы), то на чертеже венцы обозначают прописными буквами русского алфавита, а в таблице предусматривают две колонки для каждого венца (рис. 4.13, *б*). При выполнении чертежа блока зубчатых колес с венцами разного типа (например, цилиндрический и конический венцы) для каждого венца должна быть приведена отдельная таблица. Таблицы в этом случае могут быть расположены рядом или одна над другой. Каждый венец и соответствующую таблицу обозначают буквой.

4.2. Цилиндрические зубчатые колеса

Основные параметры. Размеры зубьев с эвольвентным профилем определяют параметры, характеризующие положение любой точки эвольвенты. Эвольвента представляет собой развертку *основной* окружности диаметром d_b в виде траектории точки прямой, перекатывающейся без скольжения по этой окружности (рис. 4.14). Острый угол между

касательной к эвольвенте $t — t$ и радиусом-вектором эвольвенты OP в теории зацепления называют углом профиля зуба в торцовом сечении α_t,

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta, \qquad (4.8)$$

где α — угол профиля стандартного нормального исходного контура ($\alpha = 20°$); β — угол наклона линии зуба косозубого колеса.

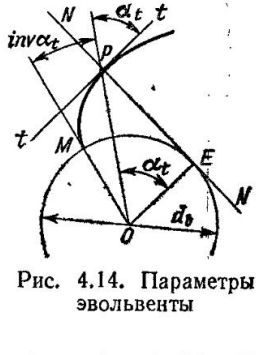


Рис. 4.14. Параметры эвольвенты

Уравнение эвольвенты представляется в полярных координатах двумя параметрами: текущим радиусом-вектором

$$R = OP = 0{,}5\, d_b / \cos \alpha_t \qquad (4.9)$$

и эвольвентным углом, образованным начальным радиусом-вектором эвольвенты OM и текущим радиусом-вектором OP. Эвольвентный угол выражают тригонометрической функцией

$$\operatorname{inv} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha_t - \alpha_t. \qquad (4.10)$$

При определении инволют можно пользоваться зависимостью (4.10) или табл. 4.17.

Нормаль к эвольвенте $N—N$ является касательной к основной окружности. В точке касания зубьев нормаль $N—N$ должна быть общей к обоим профилям (рис. 4.15). Траекторию общей точки касания профилей зубьев при вращении колес называют *линией зацепления*. Активная линия зацепления AB, представляющая геометрическое место точек контакта зубьев, ограничивается на общей нормали $N—N$ окружностями вершин зубьев. Точка пересечения нормали $N—N$ с межосевой линией колес O_1O_2 занимает неизменное положение и является *полюсом зацепления*. Полюс зацепления P принадлежит линии касания начальных поверхностей диаметрами d_{w1} и d_{w2}, которые в процессе зацепления зубчатых колес перекатываются друг по другу без скольжения и имеют общую касательную $T—T$. Угол между нормалью $N—N$ и общей касательной к начальным окружностям, перпендикулярной к межосевой линии O_1O_2, называют *углом зацепления* α_{tw}.

Независимо от смещения инструментальной рейки относительно оси колеса диаметр основной окружности d_b

Минуты	15°	16°	17°	18°	19°	20°	21°	22°
0	0,006150	0,007493	0,009025	0,010760	0,012715	0,014904	0,017345	0,020054
1	171	517	052	791	750	943	388	101
2	192	541	079	822	784	982	431	149
3	0,006213	565	107	853	819	0,015020	474	197
4	234	589	134	884	854	059	517	244
5	255	613	161	915	888	098	560	292
6	276	637	189	946	923	137	603	340
7	297	661	216	977	958	176	647	388
8	318	686	244	0,011008	993	215	690	436
9	340	710	272	039	0,013028	254	734	484
10	361	735	299	071	063	293	777	533
11	382	759	327	102	098	333	821	581
12	404	784	355	133	134	372	865	629
13	425	808	383	165	169	411	908	678
14	447	833	411	196	204	451	952	726
15	469	857	439	228	240	490	996	775
16	490	882	467	260	275	530	0,018040	824
17	512	907	495	291	311	570	084	873
18	534	932	523	323	346	609	129	921
19	555	957	552	355	382	649	173	970
20	577	982	580	387	418	689	217	0,021019
21	599	0,008007	608	419	454	729	262	069
22	621	032	637	451	490	769	306	118
23	643	057	665	483	526	809	351	167
24	665	082	694	515	562	850	395	217
25	687	107	722	547	598	890	440	266
26	709	133	751	580	634	930	485	316
27	732	158	780	612	670	971	530	365
28	754	183	808	644	707	0,016012	575	415
29	776	209	837	677	743	052	620	465
30	799	234	866	709	779	092	665	514
31	821	260	895	742	816	133	710	564
32	843	285	924	775	852	174	755	614
33	866	311	953	807	889	215	800	665
34	888	337	982	840	926	255	846	715
35	911	362	0,010012	873	963	296	891	765
36	934	388	041	906	999	337	937	815
37	956	414	070	939	0,014036	379	983	866
38	979	440	099	972	073	420	0,019028	916
39	0,007002	466	129	0,012005	110	461	074	967
40	025	492	158	038	148	502	120	0,022018
41	048	518	188	071	185	544	166	068
42	071	544	217	105	222	585	212	119
43	094	571	247	138	259	627	258	170
44	117	597	277	172	297	669	304	221
45	140	623	307	205	334	710	350	272
46	163	650	336	239	372	752	397	324
47	186	676	366	272	409	794	443	375
48	210	702	396	306	447	836	490	426
49	233	729	426	340	485	878	536	478
50	256	756	456	373	523	920	583	529
51	280	782	486	407	560	962	630	581
52	303	809	517	441	598	0,017004	676	633
53	327	836	547	475	636	047	723	684
54	350	863	577	509	674	089	770	736
55	374	889	608	543	713	132	817	788
56	398	916	638	578	751	174	864	840
57	421	943	669	612	789	217	912	892
58	445	970	699	646	827	259	959	944
59	469	998	730	681	866	302	0,020007	997

углов (инволют)

23°	24°	25°	26°	27°	28°	29°	30°
0,023049	0,026350	0,029975	0,033947	0,038287	0,043017	0,048164	0,053751
102	407	0,030039	0,034016	362	100	253	849
154	465	102	086	438	182	343	946
207	523	166	155	514	264	432	0,054043
259	581	229	225	590	347	522	140
312	639	293	294	666	430	612	238
365	697	357	364	742	513	702	336
418	756	420	434	818	596	792	433
471	814	484	504	894	679	883	531
524	872	549	574	971	762	973	629
577	931	613	644	0,039047	845	0,049064	728
631	989	677	714	122	929	154	826
684	0,027048	741	785	201	0,044012	245	924
738	107	806	855	278	096	336	0,055023
791	166	870	926	355	180	427	122
845	225	935	997	432	264	518	221
899	284	0,031000	0,035067	509	348	609	320
952	343	065	138	586	432	701	419
0,024006	402	130	209	664	516	792	518
060	462	195	280	741	601	884	617
114	521	260	352	819	685	976	717
169	581	325	423	897	770	0,050068	817
223	640	390	494	974	855	160	916
277	700	456	566	0,040052	939	252	0,056016
332	760	521	637	131	0,045024	344	116
386	820	587	709	209	110	437	217
441	880	653	781	287	195	529	317
495	940	718	853	366	280	622	417
550	0,028000	784	925	444	366	715	518
605	060	850	997	523	451	808	619
660	121	917	0,036069	602	537	901	720
715	181	983	142	680	623	994	821
770	242	0,032049	214	759	709	0,051087	922
825	302	116	287	839	795	181	0,057023
881	363	182	359	918	881	274	124
936	424	249	432	997	967	368	226
992	485	315	505	0,041076	0,046054	462	328
0,025047	546	382	578	156	140	556	429
103	607	449	651	236	227	650	531
159	668	516	724	316	313	744	633
214	729	583	798	395	400	838	736
270	791	651	871	475	487	933	838
326	852	718	945	556	575	0,052027	940
382	914	785	0,037018	636	662	122	0,058043
439	976	853	092	716	749	217	146
495	0,029037	920	166	797	837	312	249
551	099	988	240	877	924	407	352
608	161	0,033056	314	958	0,047012	502	455
664	223	124	388	0,042039	100	597	558
721	285	192	462	120	188	693	662
778	348	260	537	201	276	788	765
834	410	328	611	282	364	884	869
891	472	397	686	363	452	980	973
948	535	465	761	444	541	0,053076	0,059077
0,026005	598	534	835	526	630	172	181
062	660	602	910	607	718	268	285
120	723	671	985	689	807	365	390
177	786	740	0,038060	771	896	461	494
235	849	809	136	853	985	558	599
292	912	878	211	935	0,048074	655	704

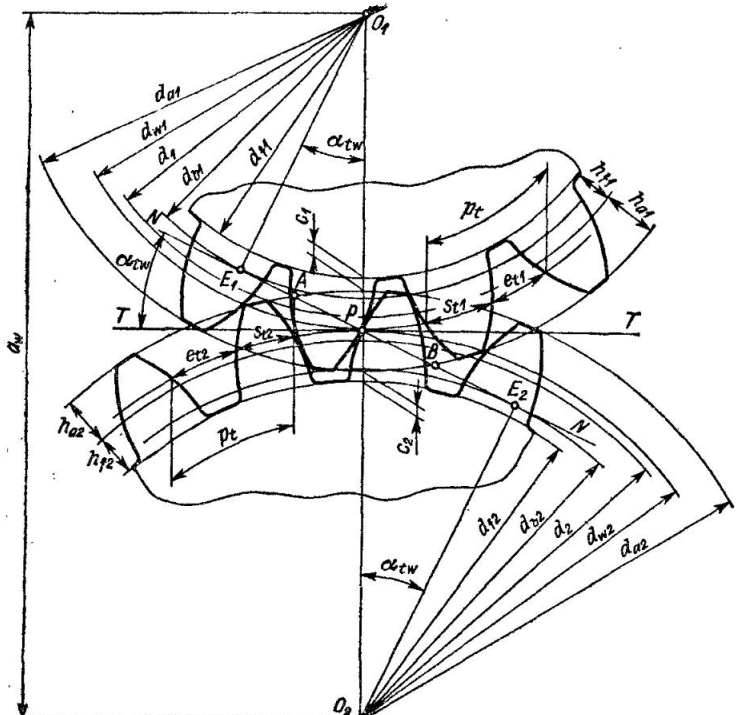


Рис. 4.15. Геометрические параметры цилиндрических зубчатых колес

связан с диаметрами начальной и делительной окружностями зависимостями:

$$d_b = d_w \cos \alpha_{tw}; \tag{4.11}$$

$$d_b = d \cos \alpha_t. \tag{4.12}$$

Передаточное число цилиндрической зубчатой передачи с учетом уравнения (4.3) может быть представлено параметрами:

$$u = \frac{d_{b2}}{d_{b1}} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}. \tag{4.13}$$

Межосевое расстояние передачи a_w находят на основе заданных крутящих моментов, передаточного числа, материалов шестерни и зубчатого колеса и способов их термообработки, режима работы механизма и других факторов по методике, установленной ГОСТ 21354—75*. Эта мето-

4.18. Значения коэффициентов формы зуба y_0 для мелкомодульных колес

z_v	Коэффициент смещения x_2							
	−0,6	−0,4	−0,2	0	+0,2	+0,4	+0,6	+1,0
12	—	0,169	0,239	0,308	0,378	0,448	0,516	0,686
14	0,138	0,202	0,266	0,330	0,392	0,458	0,522	0,650
16	0,195	0,249	0,302	0,355	0,408	0,461	0,516	0,621
18	0,237	0,283	0,330	0,377	0,424	0,470	0,516	0,610
20	0,262	0,307	0,348	0,389	0,431	0,473	0,513	0,596
22	0,296	0,331	0,367	0,402	0,437	0,471	0,509	0,579
24	0,325	0,355	0,384	0,414	0,445	0,475	0,504	0,563
26	0,345	0,373	0,400	0,427	0,455	0,481	0,509	0,563
28	0,358	0,383	0,408	0,434	0,458	0,484	0,509	0,560
30	0,369	0,392	0,416	0,440	0,464	0,486	0,511	0,558
35	0,390	0,411	0,431	0,454	0,473	0,494	0,514	0,556
40	0,406	0,426	0,445	0,465	0,485	0,503	0,523	0,562
45	0,415	0,434	0,452	0,471	0,490	0,509	0,528	0,565
50	0,423	0,441	0,459	0,477	0,495	0,513	0,531	0,568
60	0,440	0,456	0,474	0,490	0,507	0,523	0,540	0,574
80	0,457	0,471	0,485	0,499	0,512	0,526	0,541	0,569
100	0,464	0,481	0,494	0,505	0,517	0,530	0,542	0,566
150	0,492	0,499	0,508	0,515	0,521	0,531	0,540	0,556
300	0,517	0,519	0,521	0,521	0,523	0,523	0,524	0,526

дика предусматривает расчеты зубьев на контактную выносливость, контактную прочность при действии максимальной нагрузки, на выносливость при изгибе и на прочность при изгибе максимальной нагрузкой.

При известном межосевом расстоянии модуль назначают в интервале

$$m_p = (0{,}01 \div 0{,}02)\, a_w. \qquad (4.14)$$

Для малонагруженных (мелкомодульных) зубчатых передач расчетное значение модуля получают из условия прочности зуба на изгиб

$$m_p \geqslant 1{,}15 \sqrt[3]{M_2 k \cos\beta/(z_2 y_0 \psi [\sigma]_и)}, \qquad (4.15)$$

где M_2 — крутящий момент на ведомом колесе; k — коэффициент, зависящий от степени постоянства действующей нагрузки, $k = 1 \div 1{,}3$; $[\sigma]_и$ — допускаемое напряжение на изгиб (для стали 35 — $[\sigma]_и = 62 \div 64$ МПа, для стали 45 — $[\sigma] = 70 \div 72$ МПа, для стали 20Х — $[\sigma]_и = 125 \div 130$ МПа, для латуни ЛС59-1 — $[\sigma]_и = 28 \div 30$ МПа, для текстолита — $[\sigma]_и = 20 \div 28$ МПа); z_2 —

4.19. Минимальные числа зубьев колес с коэффициентом смещения $x = 0$

z_{min}	Угол β, °	
	св.	до
17	—	12
16	12	17
15	17	21
14	21	24
13	24	28
12	28	31
11	31	34
10	34	—

число зубьев ведомого колеса; ψ — коэффициент длины зуба ($\psi = 4 \div 6$ для металлических колес и $\psi = 6 \div 10$ для пластмассовых); y_0 — коэффициент формы зуба, определяемый по табл. 4.18 в зависимости от коэффициента смещения x_2 и эквивалентного числа зубьев

$$z_v = z_2/\cos^3\beta, \quad (4.16)$$

округленного до целого числа.

Расчетные значения модулей m_p следует округлить до ближайшего стандартного значения m. В прямозубых колесах окружной и нормальный модули равны стандартному ($m_t = m_n = m$). Для косозубых колес за стандартный принимают нормальный модуль ($m = m_n$), а для шевронных колес стандартным может быть нормальный модуль ($m = m_n$) или окружной ($m = m_t$).

Увеличение угла наклона линии зуба β приводит к уменьшению шума работающей передачи и увеличению осевой силы, поэтому за оптимальные приняты значения $\beta = 8 \div 16°$. В шевронных колесах осевые составляющие полного усилия компенсируют друг друга и угол наклона может быть назначен в пределах от 25 до 40°.

Выбор чисел зубьев шестерни и колеса связан с предварительным определением суммарного числа зубьев $z_\Sigma = z_1 + z_2$. Для прямозубых и шевронных колес со стандартным окружным модулем ($m_t = m$)

$$z_\Sigma = 2a_w/m, \quad (4.17)$$

а для косозубых и шевронных колес со стандартным нормальным модулем ($m_n = m$)

$$z_\Sigma = 2a_w \cos\beta/m. \quad (4.18)$$

По суммарному числу зубьев можно ориентировочно найти число зубьев шестерни

$$z_1 = z_\Sigma/(u \pm 1) \quad (4.19)$$

и зубчатого колеса

$$z_2 = z_\Sigma \mp z_1. \quad (4.20)$$

В уравнениях (4.19) и (4.20) верхние знаки применяются при расчете передач с внешнем зацеплением зубьев, нижние — с внутренним зацеплением. При выборе чисел зубьев следует иметь в виду, что с увеличением z_1 уменьшается погрешность зацепления, снижается интенсивность шума и вибраций, но уменьшается и прочность зубьев на изгиб. Наименьшее число зубьев корригированных цилиндрических колес находят при округлении до ближайшего большего целого числа по формуле

$$z_{\min} = 2\left(h_l^* - h_a^* - x\right)\cos\beta/\sin^2\alpha_t, \qquad (4.21)$$

где h_l^* и h_a^* определяют по табл. 4.2. Минимальные числа зубьев колес с коэффициентом смещения $x = 0$ в зависимости от угла наклона линии зуба даны в табл. 4.19.

Геометрические параметры цилиндрических прямозубых и косозубых (или шевронных) колес с внешним зацеплением рассчитывают по ГОСТ 16532—70, а с внутренним зацеплением — по ГОСТ 19274—73 (табл. 4.20). Эти расчеты предусматривают определение коэффициента суммы смещений для передач внешнего зацепления

$$x_\Sigma = x_1 + x_2 \qquad (4.22)$$

и коэффициента разности смещений для передач внутреннего зацепления

$$x_d = x_2 - x_1. \qquad (4.23)$$

При известном межосевом расстоянии a_w за счет изменения z_1 и z_2 можно найти требуемое значение x_Σ или x_d. Рекомендации по разбивке расчетного значения x_Σ на составляющие x_1 и x_2 для передач внешнего зацепления с прямозубыми колесами даны в табл. 4.21 и с косозубыми — в табл. 4.22. При передаточном числе $u = 1$ обычно принимают $x_1 = x_2 = 0{,}5x_\Sigma$.

Разбивка коэффициента разности смещений x_d на составляющие x_1 и x_2 для передач с внутренним зацеплением зубьев стандартом не устанавливается. Наименьший допустимый коэффициент смещения для колес с внутренними зубьями выбирают из условия, при котором диаметр окружности вершин зубьев должен быть больше диаметра основной окружности. Исходя из этого условия, находят коэффициент смещения ведомого прямозубого и косозубого колес:

$$x_2 \geqslant h_a^* - 0{,}5z_2\left(1 - \cos\alpha\right); \qquad (4.24)$$

$$x_2 \geqslant h_a^* - 0{,}5z_2\left(1 - \cos\alpha_{tw}\right)/\cos\beta. \qquad (4.25)$$

4.20. Формулы для расчета параметров эвольвентных цилиндрических зубчатых передач

Параметр	Обозначение	Передача с зацеплением зубьев	
		внешним	внутренним
Межосевое расстояние	a_w	$0{,}5\,(d_{w1} + d_{w2})$	$0{,}5\,(d_{w2} - d_{w1})$
Начальный диаметр:			
шестерни	d_{w1}	$\frac{2a_w}{u+1}$	$\frac{2a_w}{u-1}$
колеса	d_{w2}	ud_{w1}	
Делительный диаметр	d	$\frac{mz}{\cos\beta}$	
Делительное межосевое расстояние	a	$0{,}5\,(d_1 + d_2)$	$0{,}5\,(d_2 - d_1)$
Угол зацепления	α_{tw}	$\cos\alpha_{tw} = \frac{a}{a_w}\cos\alpha_t$	
Коэффициент:			
суммы (разности) смещений	x_Σ (x_d)	$\frac{a\cos\beta\,(\mathrm{inv}\,\alpha_{tw} - \mathrm{inv}\,\alpha_t)}{m\,\mathrm{tg}\,\alpha}$	
воспринимаемого смещения	y	$\frac{a_w - a}{m}$	
уравнительного смещения	Δy	$x_\Sigma - y$	$x_d - y$
Диаметр вершин:			
шестерни	d_{a1}	$d_1 + 2\,(h_a^* + x_1 - \Delta y)\,m$	$d_1 + 2\,(h_a^* + x_1)\,m$
колеса	d_{a2}	$d_2 + 2(h_a^* + x_2 - \Delta y)m$	$d_2 - 2\,(h_a^* - x_2 - 0{,}2)\,m$
Диаметр впадин:			
шестерни	d_{f1}	$d_1 - 2\,(h_a^* + c^* - x_1)\,m$	
колеса	d_{f2}	$d_2 - 2\,(h_a^* + c^* - x_2)\,m$	$d_2 + 2\,(h_a^* + c^* + x_2)\,m$
Угол профиля в точке на окружности заданного диаметра d_y	α_y	$\cos\alpha_y = \frac{d}{d_y}\cos\alpha_t$	
Окружная толщина зуба на заданном диаметре d_y:			
шестерни	$s_{t\,y1}$	$d_{y1}\left(\frac{0{,}5\pi + 2x_1\,\mathrm{tg}\,\alpha}{z_1} + \mathrm{inv}\,\alpha_t - \mathrm{inv}\,\alpha_{y1}\right)$	
колеса	$s_{t\,y2}$	$d_{y2}\left(\frac{0{,}5\pi + 2x_2\,\mathrm{tg}\,\alpha}{z_2} + \right.$ $\left. + \mathrm{inv}\,\alpha_t - \mathrm{inv}\,\alpha_{y2}\right)$	$d_{y2}\left(\frac{0{,}5\pi - 2x_2\,\mathrm{tg}\,\alpha}{z_2} - \right.$ $\left. - \mathrm{inv}\,\alpha_t + \mathrm{inv}\,\alpha_{y2}\right)$

Параметр	Обозначение	Передача с зацеплением зубьев	
		внешним	внутренним
Окружная ширина впадины на заданном диаметре d_y	e_{ty}	$p_t - s_{ty}$	
Высота делительной головки зуба:			
шестерни	h_{a1}	$0{,}5\,(d_{a1} - d_1)$	
колеса	h_{a2}	$0{,}5\,(d_{a2} - d_2)$	$0{,}5\,(d_2 - d_{a2})$
Высота делительной ножки зуба:			
шестерни	h_{f1}	$0{,}5\,(d_1 - d_{f1})$	
колеса	h_{f2}	$0{,}5\,(d_2 - d_{f2})$	$0{,}5\,(d_{f2} - d_2)$

Примечания: 1. Геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи представлены на рис. 4.15. 2. При отсутствии индексов «1» и «2» имеется в виду любое зубчатое колесо. 3. Значения inv определяют по табл. 4.17 или по формуле (4.10). 4. α — угол профиля стандартного исходного контура.

При высотном корригировании коэффициенты смещения шестерни и колеса должны быть равны по значению и знаку ($x_1 = x_2$), т. е. $x_d = 0$.

Конструкции. При разработке конструкций цилиндрических зубчатых колес учитывают их геометрические размеры, применяемые материалы, способы получения заготовок, технологию нарезания зубьев и объем выпуска изделий.

Зубчатые колеса при соотношении диаметров $d_a/d_0 < 2$ (d_0 — диаметр вала) целесообразно выполнять за одно целое с валом, получая конструкции в виде *вала-шестерни* или *триб-вала* (рис. 4.16, *а*). В этих конструкциях нет необходимости в шпоночных, шлицевых или штифтовых соединениях вала с зубчатым колесом, поэтому упрощается изготовление и сборка всего механизма. Конструкция вала-шестерни имеет повышенную жесткость и обеспечивает более высокую точность зацепления зубьев.

На зубчатых венцах предусматривают фаски, размеры которых принимают в зависимости от модуля:

$$n = 0{,}5\,m. \qquad (4.26)$$

4.21. Рекомендации по разбивке коэффициента суммы смещений x_Σ прямозубых передач внешнего зацепления

x_Σ	x_1	x_2	Число зубьев колес в передачах	
			кинематических	силовых
0	0	0	$z_1 \geqslant 17$	$z_1 \geqslant 21$
0	0,3	−0,3	$12 \leqslant z_1 \leqslant 16$ и $z_2 \geqslant 22$	$14 \leqslant z_1 \leqslant 20$ и $u \geqslant 3,5$
$0 < x_\Sigma \leqslant 0,5$	x_Σ	0	$z_1 \geqslant z_{1\min}$ и $z_2 \geqslant 17$	$z_1 \geqslant z_{1\min} + 2$ и $z_2 \geqslant 21$
$0,5 < x_\Sigma \leqslant 1$	0,5	$x_\Sigma - 0,5$	$z_1 \geqslant 10$ и $z_2 \geqslant z_{2\min}$	$z_1 \geqslant 11$ и $z_2 \geqslant z_{2\min} + 2$

Примечание. Минимальные числа зубьев $z_{1\min}$ и $z_{2\min}$ определяют по формуле (4.21) при соответствующих значениях x_1 и x_2.

4.22. Рекомендации по разбивке коэффициента суммы смещений x_Σ косозубых и шевронных передач внешнего зацепления

x_Σ	x_1	x_2	Числа зубьев колес в передачах	
			кинематических	силовых
0	0	0	$z_1 \geqslant z_{1\min}$	$z_1 \geqslant z_{1\min} + 2$
0	0,3	−0,3	$z_1 \geqslant z_{1\min}$ и $z_2 \geqslant z_{2\min}$	$z_1 \geqslant z_{1\min} + 2$ и $u \geqslant 3,5$
$0 < x_\Sigma \leqslant 0,5$	x_Σ	0	$z_1 > z_{1\min}$ и $z_2 \geqslant z_{2\min}$	$z_1 \geqslant z_{1\min} + 2$ и $z_2 \geqslant z_{2\min} + 2$

Примечание. Минимальные числа зубьев $z_{1\min}$ и $z_{2\min}$ определяют по формуле (4.21) при соответствующих значениях x_1 и x_2, при $x = 0$ — по табл. 4.19.

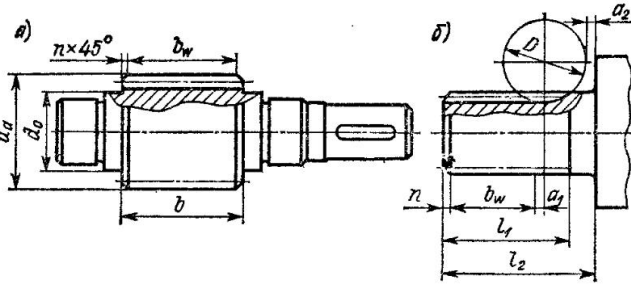


Рис. 4.16. Конструкция вала-шестерни

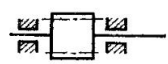
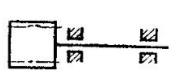
Ширина зубчатого венца b мелкомодульных колес назначается с учетом коэффициента ψ, значение которого принято при расчете модуля по формуле (4.15):

$$b = \psi m. \tag{4.27}$$

Для силовых передач определяют рабочую ширину венца b_w — общую часть ширины венцов колес, в пределах которой глубина захода зубьев в процессе их зацепления постоянна,

$$b_w = (0{,}80 \div 0{,}95)\, \psi_{bd\,\max} d_{w1}, \tag{4.28}$$

4.23. Ориентировочные значения параметра $\psi_{bd\max}$

Расположение опор относительно зубчатого венца	Схема	Твердость активных поверхностей зубьев	
		Не более 350 НВ	Не менее 350 НВ
Симметричное и вблизи зубчатого венца		1,20—1,35	0,9—1,0
Несимметричное		1,0—1,1	0,65—0,75
По одну сторону от зубчатого венца		0,6—0,7	0,45—0,55

Примечания: 1. При постоянной или малоизменяющейся нагрузке значение $\psi_{bd\,\max}$ могут быть увеличены на 15—20 %. 2. Для колес с внешними зубьями обычно принимают $\psi_{bd} = b_w/a_w \leqslant 0{,}3$ $[\psi_{bd} = (0{,}80 \div 0{,}95)\, \psi_{bd\,\max}]$ при ограничении $\psi_{bd} \leqslant 0{,}15\ (u + 1)$.

4.24. Расстояния для выхода фрезы при нарезании зубьев, мм

Модуль m	Диаметр фрезы D	Расстояние	
		a_1	a_2
0,3—1	30	2	1
1,5—2	55	3	2
2,5	60	4	3
3	70	4	4
4	75	5	5
5	85	5	5
6	100	5	5

где параметр $\psi_{bd\,max}$ находят в зависимости от расположения опор вала относительно зубчатого венца и твердости активных поверхностей зубьев (табл. 4.23). Обычно, $b \approx b_w + 2n$. В шевронных колесах шириной венца является суммарное расстояние между торцами полушевронов.

При нарезании зубьев непосредственно на валу фрезами диаметрами D необходимо учитывать расстояния a_1 и a_2 для свободного выхода режущего инструмента (рис. 4.16, *б*), гарантирующего обеспечение рабочей ширины венца b_w с полным профилем зуба (a_1) и целостность торца большего диаметра (a_2). Эти расстояния зависят от диаметра фрезы и модуля (табл. 4.24).

Длина нарезной части с учетом участка с неполным профилем зубьев в таких конструкциях будет равна

$$l_1 = n + b_w + a_1 + \sqrt{Dh - h^2},$$

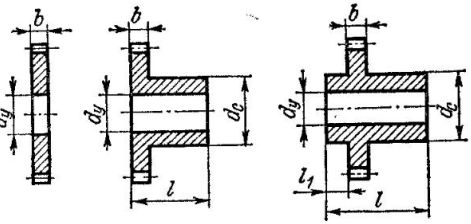
где h — высота зуба, равная 0,5 ($d_a - d_f$). Расстояние от торца шестерни до кольцевого выступа определяют по формуле

$$l_2 = n + b_w + a_1 + a_2 + 0{,}5D.$$

Зубчатые колеса с диаметрами $d_a \leqslant 200$ мм выполняют в виде дисков без ступицы, с односторонней или двусторонней ступицей. В зависимости от серийности производства они могут быть изготовлены точением из прутка, штамповкой из листового материала или ковкой. Штампованные и кованые конструкции имеют более высокие механические характеристики.

Для *дисковых* цилиндрических прямозубых и косозубых колес внешнего зацепления с модулем от 0,15 до 0,8 мм ГОСТ 13733—77 устанавливает ряды размеров основных конструктивных элементов (табл. 4.25). Диаметр отверстия колеса d_y находят из условия прочности вала, на который должно быть посажено колесо. Стандарт предусматривает два ряда чисел зубьев таких колес.

4.25. Основные размеры мелкомодульных прямозубых и косозубых цилиндрических колес внешнего зацепленя, мм



d_y		d_c	l	
1-й ряд	2-й ряд		Прямозубое колесо	Косозубое колесо
0,8; 1	—	2,5; 3	2; 3; 4	—
1,2	—	3; 3,5	2; 3; 4; 5; 6	6; 8
—	1,4	3,5; 4		
1,6	1,8	4; 4,5		
2	2,2	4,5; 5		
2,5	2,8	5; 6	3; 4; 5; 6; 7; 8; 9; 10	8; 10; 12
3; 3,6	3,5	6; 7		
4	4,5	7; 8		
5	—	7; 8; 9; 10	6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 18; 20; 22; 25	10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25
—	5,5	8; 9; 10		
6	—	9; 10; 11; 12		
—	7; 7,5	12; 14; 15; 16		
8	—	13; 14; 15; 16; 18		
—	9	14; 15; 16; 18; 20; 21		
10; 12	11	15; 16; 18; 19; 20; 21	8; 10; 12; 14; 15; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40	10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 40
—	13; 14	20; 21; 22; 24; 25		
16	15	20; 21; 22; 24; 25; 28; 30		
—	18	25; 28; 30		
20	—	28; 30; 32		
25	—	32; 36; 40		
—	28	36; 40		

Примечания. 1. Для всех размеров колес длину выступа ступицы l_1 рекомендуется выбирать из ряда: 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 1,0; 1,6; 2,0; 2,5. 2. Ширина зубчатого венца b в зависимости от модуля ограничивается следующими пределами:

m ...	0,15	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7—0,8
b ...	0,3—1	0,5—3	0,6—4	0,6—5	1—6	1—8	1,2—12	1,5—12

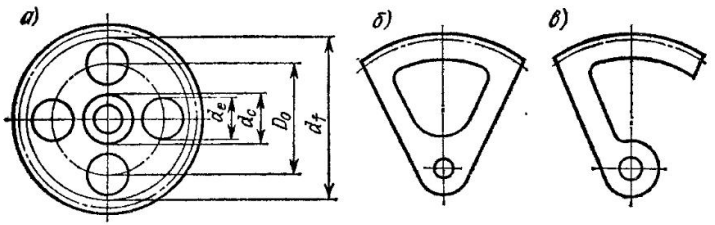


Рис. 4.17. Облегченные конструкции зубчатых колес и секторов

Первый ряд (предпочтительный): 14—22, 24—26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 70, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 106, 112, 118, 125, 132, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200;

второй ряд: 8—13, 23, 27, 29, 31, 33, 35, 37, 39, 41, 43, 44, 46, 49, 51, 52, 54, 55, 58, 59, 61, 62, 64—66, 68, 69, 72—74, 78, 81—84, 87, 88, 92, 96, 98, 102—105, 108—110, 114—117, 120, 122, 126, 128, 130, 135, 136, 144, 145, 155, 156, 165, 168, 175, 176, 185, 189, 192, 195, 198.

Число зубьев колес большого диаметра желательно выбирать нечетным — это позволяет при зубофрезеровании увеличить производительность за счет применения двухзаходных фрез.

В целях уменьшения массы в дисковых колесах большой ширины между зубчатым венцом и ступицей растачивают цилиндрические углубления, а в колесах с малой шириной зуба b предусматривают отверстия (рис. 4.17, *а*). Диаметр отверстия облегчения можно приближенно определить по формуле

$$d_e \approx 0{,}5\,(d_f - d_c - 10m). \qquad (4.29)$$

Диаметр окружности расположения центров отверстий рассчитывают по формуле

$$D_0 = 0{,}5\,(d_f + d_c). \qquad (4.30)$$

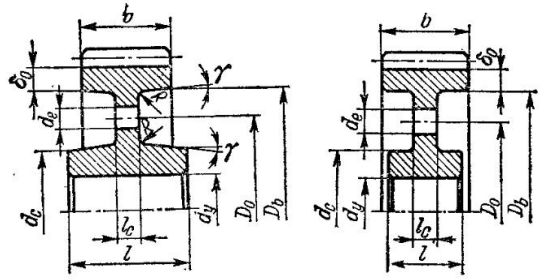
При этом число отверстий

$$z_0 \approx 2{,}5\,D_0/d_e$$

следует назначать с учетом удобства разметки их центров: 3, 4, 6, 8 или 12.

В массовом производстве штамповкой получают зубчатые секторы облегченных конструкций, придавая им различные конфигурации (рис. 4.17, *б* и *в*).

4.26. Размеры конструктивных элементов штампованных и кованых цилиндрических зубчатых колес

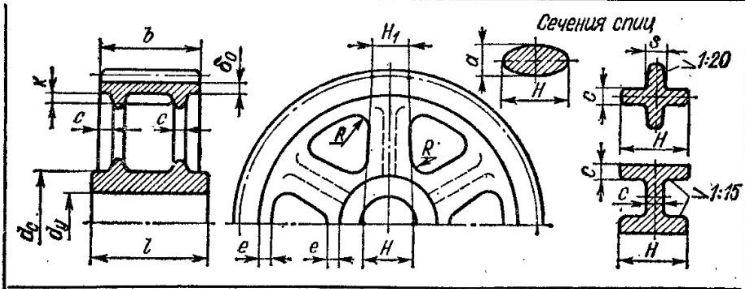


Размер конструктивного элемента	Обозначение	Расчетное значение
Толщина обода	δ_0	$(2{,}5 \div 3)\,m$
» диска	l_c	$(0{,}2 \div 0{,}3)\,b$
Диаметр ступицы	d_c	$(1{,}6 \div 1{,}7)\,d_y$
Длина »	l	$(0{,}8 \div 1{,}5)\,d_y$
Угол штамповочного уклона	γ	$7°$
Радиус закругления	R	Не менее 5 мм
Диаметр отверстия	d_e	15—25 мм
» окружности расположения центров отверстий	D_0	$0{,}5\,(D_b + d_c)$

Размеры основных конструктивных элементов *штампованных* и *кованых* зубчатых колес диаметрами $d_a \leqslant 500$ мм, применяемых в силовых передачах, даны в табл. 4.26. Штампованные конструкции отличаются от кованых наличием уклонов под углом γ, необходимых для свободного удаления колеса-заготовки из штампа. Диск между ободом и ступицей колеса следует размещать посередине зубчатого венца с тем, чтобы уменьшить влияние деформаций на коробление во время термической обработки колеса. Отверстия в дисках штампованных и кованых колес используют для прижатия колеса-заготовки к столу станка при нарезании зубьев, а также при транспортировке.

Зубчатые колеса диаметрами d_a от 400 до 1000 мм выполняют *литыми* из стали и чугуна. Размеры основных конструктивных элементов литых зубчатых колес даны в табл. 4.27. Обычно предусматривают шесть спиц, которые могут иметь различные поперечные сечения. При $b < d_a/12$ разрабатывают конструкции со спицами эллип-

4.27. Размеры конструктивных элементов литых цилиндрических зубчатых колес



Размер конструктивного элемента	Обозначение	Расчетное значение
Толщина обода	δ_0	$(2{,}5 \div 4)\, m_t$, но не менее 8 мм
Диаметр ступицы	d_c	$1{,}6 d_y$ для стального литья, $1{,}8d$ для чугунного литья
Длина ступицы	l	$(1{,}2 \div 1{,}5)\, d_y$
Ширина спицы:		
условная на диаметре d_y	H	$0{,}8 d_y$
условная на дуге делительной окружности	H_1	$0{,}8H$
Толщина ребра жесткости	c	$0{,}2H$, но не менее 10 мм
Высота ребра жесткости	e	$0{,}8\delta_0$
Зазор между ободом и ребром	k	$0{,}8e$
Малая ось эллиптического сечения спицы	a	$(0{,}4 \div 0{,}5)\, H$
Толщина ребра крестообразного сечения спицы	s	$H/6$

тического сечения или с одним диском. В колесах с шириной зубчатого венца 100—200 мм предусматривают спицы с крестообразным или двутавровым сечением. Применение двутаврового сечения предпочтительнее, так как оно способствует получению меньших остаточных напряжений в отливках. Минимальную толщину обода литого колеса рассчитывают по формуле (размеры в мм)

$$\delta_0 \geqslant (1{,}5 m_t + 5) \sqrt[3]{z/150}.$$

Полимерные материалы имеют недостаточную прочность на смятие и срез для передачи крутящего момента от

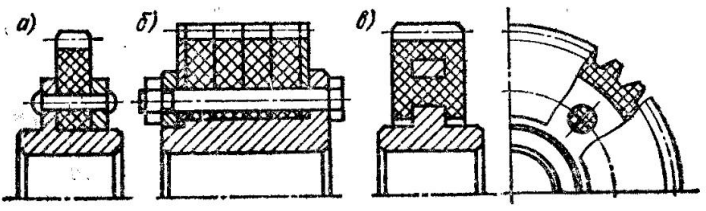


Рис. 4.18. Соединения пластмассовых зубчатых венцов с металлическими втулками

зубчатого колеса к валу (или наоборот) с помощью шпонок или штифтов. В связи с этим зубчатые колеса выполняют в виде сборочных единиц, состоящих из *пластмассового зубчатого венца* и стальной втулки. Соединение зубчатого венца с втулкой заклепками (рис. 4.18, *а*) или винтами позволяет увеличить площадь пластмассы, работающей на смятие и срез, при меньшем окружном усилии. Ширина пластмассового зубчатого венца должна быть меньше ширины венца парного металлического колеса, чтобы износ полимерного зуба был равномерным по всей ширине.

Для обеспечения большой ширины венца из листового текстолита и других термореактивных пластмасс применяют пакет пластин (рис. 4.18, *б*). Крайние пластины пакета защищают стальными дисками, чтобы не было местного скалывания отдельных слоев пластмассовых зубьев. Толщину стальных дисков принимают равной $0{,}5m$, но не более 8 мм и не менее 2 мм.

Более прочные зубья имеют венцы, изготовленные литьевым прессованием термопластичных пластмасс (капрона, капролона и др.). Зубчатые колеса получают заформовкой металлических втулок в пластмассы. В целях обеспечения прочности соединения в металлических втулках предусматривают отверстия или пазы, которые в процессе заформовки заполняются полимерным материалом (рис. 4.18, *в*). Прочность соединения оценивают, рассчитывая на срез и смятие пластмассы в отверстиях.

При разработке конструкции пластмассовых зубчатых колес следует учитывать низкую теплопроводность полимерных материалов (теплопроводность капрона, например, примерно в 300 раз ниже, чем стали). Более благоприятные условия для отвода тепла создаются при работе пластмассового зубчатого колеса с металлическим. Пластмассы

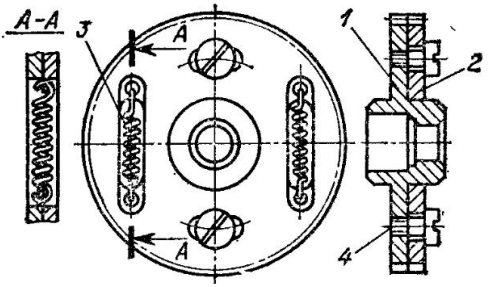


Рис. 4.19. Зазороустраняющее зубчатое колесо

отличаются способностью к большим температурным деформациям, которые могут привести к заклиниванию зубьев, поэтому боковые зазоры между зубьями рекомендуется принимать приблизительно в 1,5 раза бо́льшими, чем в зацеплении металлических колес.

В точных механизмах для обеспечения постоянного контакта между зубьями применяют *зазороустраняющие зубчатые колеса* (рис. 4.19), состоящие из двух зубчатых дисков *1* и *2*, которые под действием пружин растяжения *3* (или пружин сжатия) поворачиваются вокруг общего центра, смещая профили зубьев во впадинах парного колеса. Винты *4* ограничивают угловое смещение дисков в пределах овальных отверстий. Момент, создаваемый пружинами, должен быть больше крутящего момента, который передает зазороустраняющее зубчатое колесо.

Блочные зубчатые колеса, имеющие два и более зубчатых венца, широко применяют в многоступенчатых передачах и в коробках скоростей. Их конструкции могут быть выполнены составными и цельными. Составные блочные зубчатые колеса собирают с помощью запрессовки, заклепок или винтов (рис. 4.20, *а*). Мелкомодульные зубчатые колеса соединяют с трибами развальцовкой (рис. 4.20, *б*).

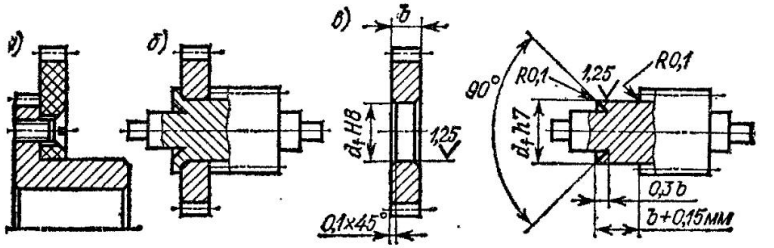
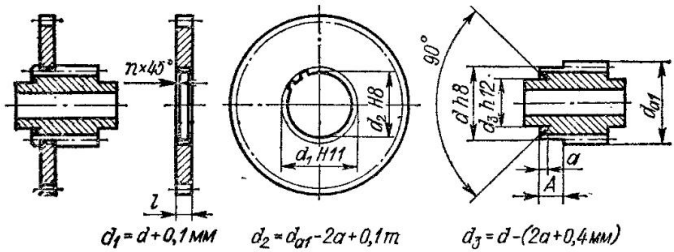


Рис. 4.20. Блочные зубчатые колеса

4.28. Размеры конструктивных элементов соединения зубчатого колеса с трибом при посадке на шлицы, мм



m	a	A — l	n
0,2	0,3	0,4	0,2
0,3—0,4	0,5	0,4	0,2
0,5—0,6	0,7	0,6	0,3
0,7—0,8	0,9	0,8	0,4
1,0	1,0	0,8	0,4

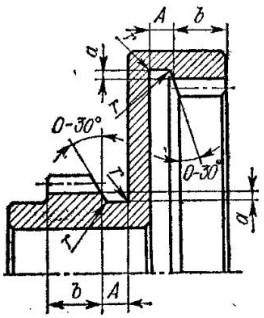
Размеры конструктивных элементов этого соединения для зубчатых колес с $m \leqslant 0{,}4$ мм представлены на рис. 4.20, *в*. Более надежны соединения развальцовкой с предварительной посадкой зубчатого колеса на шлицы триба (табл. 4.28). Шлицы в отверстии колеса получают протяжкой, а на трибе — уменьшением высоты зубьев до делительного диаметра d.

При разработке конструкций цельных блочных зубчатых колес необходимо учитывать расстояния для свободного выхода фрез (см. табл. 4.24) или размеры канавок для выхода долбяков при нарезании колес с наружным и внутренним зацеплениями зубьев (табл. 4.29). Ширина канавки A согласно рекомендациям ГОСТ 14775—81 определяется как сумма двух составляющих:

$$A = A_1 + A_2, \qquad (4.31)$$

где A_1 — учитывает перебег долбяка (табл. 4.29); A_2 — зависит от свойств материала колеса и условий резания, $A_2 = (1 \div 3)\, A_1$. Наименьшее значение A_2 выбирают при обработке хрупких материалов, а наибольшее — при обработке вязких материалов.

4.29. Размеры канавок для выхода зуборезных долбяков, мм



b	A_1	a	r
До 10	1,0	0,5	0,4
Св. 10 до 15	1,5		
» 15 » 20	2,0		
» 20 » 35	2,5		
Св. 35 до 40	3,0	1,0	1,0
» 40 » 45	3,5		
» 45 » 50	4,0		
Св. 50 до 55	4,5	2,0	1,0
» 55 » 60	5,0		
» 60 » 75	5,5		
» 75 » 80	6,0		
Св. 80 до 90	7,0	3,0	1,6
» 90 » 100	8,0		
» 100 » 120	9,0		

Шероховатость и предельные отклонения поверхностей. Точность изготовленных зубчатых колес зависит от точности обработки базовых поверхностей заготовок. За конструкторские базы, определяющие правильность относительного положения зубчатых колес в сборочной единице, и технологические базы, используемые при нарезании зубьев, принимают: цапфы валов-шестерней (поверхности *А* и *Б*), наружную поверхность *Е* колеса с внутренними зубьями, поверхности вершин зубьев *В*, поверхность посадочного центрирующего отверстия *Г*, поверхности опорных торцов *Д*, поверхности прижимных торцов зубчатого венца и ступицы *К* (рис. 4.21).

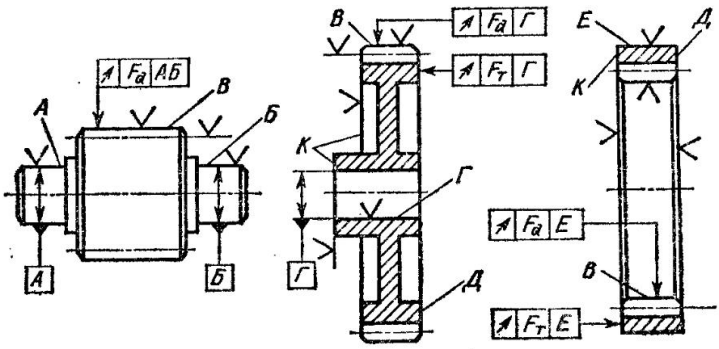


Рис. 4.21. Базовые поверхности зубчатых колес

4.30. Значение параметра шероховатости поверхностей R_a цилиндрических зубчатых колес, мкм

Поверхности	Степень точности колеса по трем нормам					
	3	4	5	6	7	8
Боковые поверхности зубьев	0,08—0,16	0,08—0,32	0,16—0,32	0,32—0,63	0,63—1,25	1,25—2,5
Вершины зубьев (поверхность *В*)	0,16—0,32	0,16—0,63	0,32—1,25	0,32—1,25	0,63—2,5	1,25—3,2
Опорный торец (поверхность *Д*) и прижимной (поверхность *К*)	0,08—0,16	0,08—0,32	0,16—0,32	0,32—0,63	0,63—1,25	1,25—2,5
Отверстие (поверхность *Г*) и вал (поверхности *А*, *Б* и *Е*)	0,08—0,32	0,16—0,32	0,16—0,32	0,16—0,63	0,32—1,25	0,63—2,5

Примечание: Для степеней точности грубее 8-й параметр R_a всех поверхностей назначается в пределах 1,6—6,3 мкм.

4.31. Рекомендуемые посадки при установке зубчатых колес на вал

Степень точности колеса	Посадка	Условия для выбора посадки	Способ сборки и разборки
3, 4 и 5	$\frac{H6}{p5}$, $\frac{H6}{r5}$, $\frac{H6}{s5}$	Высокоточные передачи с тяжелонагруженными колесами, испытывающие ударные нагрузки и вибрации	Под прессом с нагревом и без него
6	$\frac{H7}{s6}$	Колеса, передающие значительные вращающие моменты с применением шпоночных соединений, а также большие осевые силы	Под прессом с нагревом и без него
	$\frac{H7}{p6}$, $\frac{H7}{r6}$	Небольшие вращающие моменты, ударные нагрузки и вибрации. Требуется дополнительное крепление для передачи осевых сил	Под прессом без нагрева

Степень точности колеса	Посадка	Условия для выбора посадки	Способ сборки и разборки
6	$\frac{H7}{n6}$, $\frac{H7}{m6}$	Точное центрирование при ударных нагрузках и вибрациях. Дополнительное крепление для передачи осевых сил обязательно	Под прессом, съемниками и молотками
	$\frac{H7}{k6}$	В приборостроении для всех видов зубчатых колес. При необходимости частой разборки, в том числе в труднодоступных местах	Под прессом, съемниками при небольших усилиях
	$\frac{H7}{h6}$	При необходимости частой разборки и высоких требованиях к соосности	Вручную
	$\frac{H7}{g6}$	Свободное перемещение колеса вдоль вала при точном центрировании	»
7—8	$\frac{H8}{h9}$, $\frac{H9}{h8}$	Невысокие требования к соосности сменных колес	Вручную
	$\frac{H8}{f9}$, $\frac{H8}{e9}$	Колеса, свободно вращающиеся на валах и перемещающиеся вдоль вала от руки, включаемые муфтами	»

4.32. Поля допусков диаметров вершин зубьев цилиндрических колес с $m < 1$ мм

Степень точности зубчатого колеса	Вид сопряжения зубьев	Зацепление	
		внешнее	внутреннее
3 и 4	H, G, F, E, D	h5	H6
5	H, G, F, E, D	h6	H7
6	H, G	h6	H7
6	F, E, D	h7	H8
7	H, G	h7	H8
7	F, E, D	h8, h9	H8, H9
8	H, G, F, E, D	h8, h9	H8, H9

Параметр шероховатости базовых поверхностей регламентируется в зависимости от степени точности зубчатого колеса (табл. 4.30). Шероховатость нормируется и для боковых поверхностей зубьев. Параметр шероховатости боковых поверхностей зубьев условно указывают на делительном диаметре колеса.

Базовые отверстия, используемые для центрирования зубчатых колес на валу, должны быть выполнены с жесткими допусками. Колеса, неподвижные на валу, устанавливают с натягом. При необходимости частой разборки для смены колес применяют переходные посадки, а для свободных перемещений колес вдоль вала — посадки с зазором. Некоторые рекомендации по выбору посадок при установке зубчатых колес на вал даны в табл. 4.31. Посадка зубчатых колес на шлицевые валы с прямоугольным профилем осуществляется по рекомендациям ГОСТ 1139—80*, а с эвольвентным профилем — по ГОСТ 6033—80*.

Предельные отклонения диаметра вершин зубьев колес с $m < 1$ мм назначают в зависимости от степени точности по нормам кинематической точности (табл. 4.32). Допуски на радиальное биение зубчатого венца колес с $m < 1$ мм F_d при контроле толщины зубьев с помощью роликов и по общей нормали даны в табл. 4.33. Допуски на торцовое биение $F_т$ зубчатых колес с $m < 1$ мм зависят от степени точности по нормам контакта зубьев и кинематической точности (табл. 4.34).

Предельные отклонения диаметра вершин зубьев и допуски на радиальное биение зубчатых колес с $m \geqslant 1$ мм определяют с учетом варианта использования наружного цилиндра заготовки (табл. 4.35). В представленных формулах отклонения Δ_d и допуски F_d зависят от значений допусков на радиальное биение зубчатого венца F_r (табл. 4.36) и допусков на смещение исходного контура T_H (табл. 4.37), установленных ГОСТ 1643—81. Расчетные значения Δ_d и F_d следует округлять в меньшую сторону. Отклонения Δ_d для колес с внешними зубьями отрицательны, а с внутренними — положительны.

Допуск на торцовое биение $F_т$ (в мкм) цилиндрических колес с $m \geqslant 1$ мм находят по формуле

$$F_т = 50F_\beta/b, \qquad (4.32)$$

где F_β — допуск на направление зубьев, мкм (табл. 4.38), установленный ГОСТ 1643—81; b — ширина зубчатого венца или полушеврона, мм.

4.33. Допуски на радиальное биение диаметра вершин зубьев F_d цилиндрических колес с $m < 1$ мм, мкм

Степень точности по нормам кинематической точности	Модуль m, мм	Делительный диаметр d, мм								
		До 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 32	Св. 32 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 125	Св. 125 до 200	Св. 200 до 315	Св. 315 до 400
3	Не более 0,5	1,6	2	2,5	3	3	4	4	—	—
3	Не менее 0,5	3	3	3	4	4	4	5	6	6
4	Не более 0,5	2,5	3	4	5	6	6	8	—	—
4	Не менее 0,5	4	4	5	6	6	7	8	10	10
5	Не более 0,5	5	5	6	8	8	10	12	—	—
5	Не менее 0,5	6	6	8	10	10	12	12	16	16
6	Не более 0,5	8	8	10	12	12	16	20	—	—
6	Не менее 0,5	10	10	12	16	16	16	20	25	25
7	Не более 0,5	12	12	16	16	20	20	25	—	—
7	Не менее 0,5	16	16	16	20	20	25	30	30	30
8	Не более 0,5	16	16	16	20	20	25	30	—	—
8	Не менее 0,5	20	20	20	25	25	30	30	40	50

4.34. Допуски на торцовое биение F_T, мкм, зубчатого венца цилиндрических колес с $m < 1$ мм

Степень точности	Ширина зубчатого венца b, мм	Делительный диаметр d, мм								
		до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 200	св. 200 до 315	св. 315 до 400
3	До 10	2	3	5	8	12	16	20	—	—
3	Св. 10 до 20	1	1,6	2,5	4	6	8	10	12	16
3	» 20 » 40	—	0,8	1,25	2	3	4	5	6	8
4	До 10	2,5	4	6	10	16	20	25	—	—
4	Св. 10 до 20	1,25	2	3	5	8	10	12	16	20
4	» 20 » 40	—	1	1,6	2,5	4	5	6	8	10
5	До 10	3	5	8	12	16	25	32	—	—
5	Св. 10 до 20	1,6	2,5	4	6	8	12	16	20	25
5	» 20 » 40	—	1,25	2	3	4	6	8	10	12
6	До 10	4	6	10	16	25	32	40	—	—
6	Св. 10 до 20	2	3	5	8	12	16	20	25	32
6	» 20 » 40	—	1,6	2,5	4	6	8	10	12	16
7	До 10	5	8	12	20	32	40	48	—	—
7	Св. 10 до 20	2,5	4	6	10	16	20	25	32	40
7	» 20 » 40	—	2	3	5	8	10	12	16	20
8	До 10	6	10	16	24	32	48	63	—	—
8	Св. 10 до 20	3	5	8	12	16	25	32	40	50
8	» 20 » 40	—	2,5	4	6	8	12	16	20	25

4.35. Значения нижних отклонений диаметра вершин зубьев Δ_d и допусков на радиальное биение F_d цилиндрических колес с $m \geqslant 1$ мм

Использование наружного цилиндра колеса-заготовки	Δ_d	F_d
Для выверки установки зубчатого колеса на станке	По h14—h17 СТ СЭВ 144—75, но не менее $0,1m$ для 3—7-й степеней точности и $0,2m$ для 8—12-й степеней точности	$F_d = 0,6F_r$ (F_r по табл. 4.36)
В качестве базы для контроля размеров зубьев	$\Delta_d = 0,5T_H$ (T_H по табл. 4.37)	$F_d = 0,25T_H$ (T_H по табл. 4.37)
В качестве базы для контроля размеров зубьев с учетом диаметра d_a	По h14—h17 СТ СЭВ 144—75	$F_d = 0,25T_H$ (T_H по табл. 4.37)
Не используется для выверки установки колеса и для контроля размеров зубьев	По h14—h17 СТ СЭВ 144—75	$F_d = 0,1m$

4.36. Допуски на радиальное биение F_r, мкм, цилиндрических зубчатых колес с $m \geqslant 1$ мм в зависимости от степени точности по нормам кинематической точности

Степень точности	Модуль m, мм	Делительный диаметр d, мм						
		до 125	св. 125 до 400	св. 400 до 800	св. 800 до 1600	св. 1600 до 2500	св. 2500 до 4000	св. 4000 до 6300
3	От 1 до 3,5	6	9	11	13	14	—	—
3	Св. 3,5 » 6,3	7	10	13	14	16	18	—
3	» 6,3 » 10	8	11	14	16	18	20	22
4	От 1 » 3,5	10	15	18	20	22	—	—
4	Св. 3,5 » 6,3	11	16	20	22	25	28	—
4	» 6,3 » 10	13	18	22	25	28	32	36
5	От 1 » 3,5	16	22	28	32	36	—	—
5	Св. 3,5 » 6,3	18	25	32	36	40	45	—
5	» 6,3 » 10	20	28	36	40	45	50	56
5	» 10 » 16	—	32	40	45	50	56	63
6	От 1 » 3,5	25	36	45	50	56	—	—
6	Св. 3,5 » 6,3	28	40	50	56	63	71	—
6	» 6,3 » 10	32	45	56	63	71	80	90
6	» 10 » 16	—	50	63	71	80	90	100
7	От 1 » 3,5	36	50	63	71	80	—	—
7	Св. 3,5 » 6,3	40	56	71	80	90	100	—
7	» 6,3 » 10	45	63	80	90	100	112	125
7	» 10 » 16	—	71	90	100	112	125	140
7	» 16 » 25	—	80	100	112	125	140	160
8	От 1 » 3,5	45	63	80	90	100	—	—
8	Св. 3,5 » 6,3	50	71	90	100	112	125	—
8	» 6,3 » 10	56	80	100	112	125	140	160
8	» 10 » 16	—	90	112	125	140	160	180
8	» 16 » 25	—	100	125	140	160	180	200

Степень точности	Модуль m, мм	Делительный диаметр d, мм						
		до 125	св. 125 до 400	св. 400 до 800	св. 800 до 1600	св. 1600 до 2500	св. 2500 до 4000	св. 4000 до 6300
8	Св. 25 до 40	—	—	140	160	190	224	250
9	От 1 » 3,5	71	80	100	112	125	—	—
9	Св. 3,5 » 6,3	80	100	112	125	140	160	—
9	» 6,3 » 10	90	112	125	140	160	180	200
9	» 10 » 16	—	125	160	160	180	200	224
9	» 16 » 25	—	160	200	200	224	224	250
9	» 25 » 40	—	—	250	250	280	280	315
9	» 40 » 55	—	—	315	315	355	355	400
10	От 1 » 3,5	100	112	125	140	160	—	—
10	Св. 3,5 » 6,3	125	140	140	160	180	200	—
10	» 6,3 » 10	140	160	160	180	200	224	250
10	» 10 » 16	—	180	200	200	224	250	280
10	» 16 » 25	—	224	250	250	280	280	315
10	» 25 » 40	—	—	315	315	355	355	400
10	» 40 » 55	—	—	400	400	450	450	500
11	От 1 » 3,5	125	140	160	180	200	—	—
11	Св. 3,5 » 6,3	160	180	180	200	224	250	—
11	» 6,3 » 10	180	200	200	224	250	280	315
11	» 10 » 16	—	224	250	250	280	315	355
11	» 16 » 25	—	280	315	315	355	355	400
11	» 25 » 40	—	—	400	400	450	450	500
11	» 40 » 55	—	—	500	500	560	560	630
12	От 1 » 3,5	160	180	200	224	250	—	—
12	Св. 3,5 » 6,3	200	224	224	250	280	315	—
12	» 6,3 » 10	224	250	250	280	315	355	400
12	» 10 » 16	—	280	315	315	355	400	450
12	» 16 » 25	—	355	400	400	450	450	500
12	» 25 » 40	—	—	500	500	560	560	630
12	» 40 » 55	—	—	630	630	710	710	800

4.37. Допуски на смещение исходного контура T_H, мкм

Вид сопряжения	Вид допуска на боковой зазор	Допуск на радиальное биение									
		до 8	св. 8 до 10	св. 10 до 12	св. 12 до 16	св. 16 до 20	св. 20 до 25	св. 25 до 32	св. 32 до 40	св. 40 до 50	св. 50 до 60
H, E	h	28	30	35	40	40	45	55	60	70	80
D	d	35	40	40	45	55	60	70	80	90	100
C	c	45	50	55	60	70	80	90	100	120	140
B	b	55	60	70	70	80	90	100	120	140	180
A	a	70	80	80	90	100	110	140	160	180	200
	z	90	100	100	110	120	140	160	180	220	250
	y	110	120	140	140	160	180	200	250	280	350
	x	140	160	160	180	200	220	250	300	350	400

4.38. Допуски на направление зуба F_β, мкм, цилиндрических зубчатых колес с $m \geqslant 1$ мм в зависимости от степени точности по нормам контакта

Степень точности	Модуль m, мм	Ширина зубчатого венца b (полушеврона), мм							
		до 40	св. 40 до 100	св. 100 до 160	св. 160 до 250	св. 250 до 400	св. 400 до 630	св. 630 до 1000	св. 1000 до 1250
3	От 1 до 10	4,5	6	8	10	11	14	16	20
4	» 1 » 10	5,5	8	10	12	14	18	22	25
5	» 1 » 16	7	10	12	16	18	22	25	30
6	» 1 » 16	9	12	16	20	25	28	32	40
7	» 1 » 25	11	16	20	25	28	32	40	50
8	» 1 » 40	18	25	32	40	45	56	—	—
9	» 1 » 55	28	40	50	63	71	90	—	—
10	» 1 » 55	45	63	80	100	112	140	—	—
11	» 1 » 55	71	100	125	160	180	224	—	—
12	» 1 » 55	112	160	200	250	280	355	—	—

мкм, цилиндрических зубчатых колес с $m \geqslant 1$ мм

ние зубчатого венца F_r, мкм										
св. 60 до 80	св. 80 до 100	св. 100 до 125	св. 125 до 160	св. 160 до 200	св. 200 до 250	св. 250 до 320	св. 320 до 400	св. 400 до 500	св. 500 до 630	св. 630 до 800
110	120	160	200	250	300	450	450	550	700	900
140	160	200	250	300	350	450	600	700	900	1200
180	200	250	300	400	500	600	700	900	1200	1400
200	250	300	400	500	600	700	900	1100	1400	1800
250	300	350	450	550	700	900	1100	1400	1600	2000
300	350	450	550	700	900	1100	1400	1600	2000	2500
400	500	600	700	900	1100	1400	1600	2000	2500	3500
500	600	700	900	1100	1400	1800	2000	2500	3000	4000

Оформление чертежей. В соответствии с правилами выполнения чертежей цилиндрических зубчатых колес, установленными ГОСТ 2.403—75* (СТ СЭВ 859—78), указывают на чертеже следующие параметры: диаметр вершин зубьев с соответствующими отклонениями, для зубчатого сектора — угол сектора по окружности вершин зубьев, радиальное и торцовое биения зубчатого венца, размеры фасок или радиусы кривизны линий притупления на кромках зубьев, шероховатость поверхностей, а также размеры других конструктивных элементов колес с учетом требований ЕСКД.

В первой части таблицы параметров должны быть приведены *основные данные*: модуль m, число зубьев z, для косозубых и шевронных колес — угол наклона зубьев β, направление линии косого зуба (правое или левое, для шевронных колес делается надпись «шевронное»), ссылка на стандарт нормального исходного контура*), коэффициент смещения x с соответствующим знаком (для некорригированных колес следует проставлять 0), степень точности по трем нормам и вид сопряжения.

---

* Колеса с нестандартным исходным контуром в данном справочнике не рассматриваются.

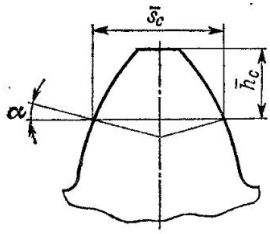


Рис. 4.22. Размер постоянной хорды

Во второй части таблицы параметров приводятся *данные для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев*, который может быть осуществлен путем измерения одного из следующих размеров: постоянной хорды $\bar{s}_c$ при высоте до постоянной хорды $\bar{h}_c$ (рис. 4.22), длины общей нормали W (рис. 4.11), толщины зуба по хорде $\bar{s}_y$ при высоте до хорды $\bar{h}_{ay}$, размера по роликам (шарикам) M — расстояния между поверхностями двух цилиндрических роликов (шариков) по общей нормали к поверхностям, касающихся боковых поверхностей зубьев. При этом в торцовом сечении оси симметрии впадин, в которых лежат ролики (шарики), составляют при четном числе зубьев 180° (рис. 4.23, *а* и *в*) и $180°\left(1+\frac{1}{z}\right)$ — при нечетном (рис. 4.23, *б*). Диаметры роликов и шариков определяют в зависимости от модуля. Диаметры роликов допускается выбирать с учетом значений, установленных ГОСТ 2475—79*, СТ СЭВ 242—75 (табл. 4.39).

Каждый из методов контроля взаимного положения профилей зубьев является равноправным с другими. Стандарты не регламентируют выбор метода контроля. Он назначается конструктором при согласовании с изготовителем.

Расчетные формулы параметров для контроля взаимного положения разноименных профилей внешних и внутренних зубьев цилиндрических колес приведены в табл. 4.40.

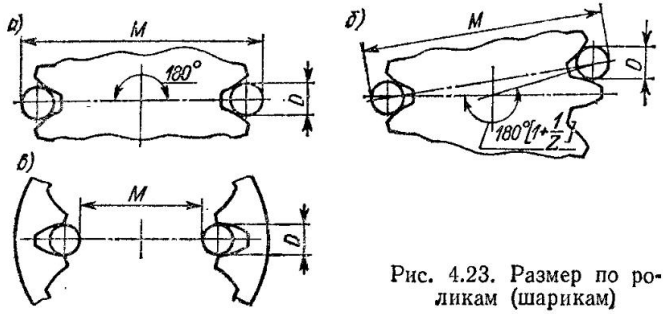


Рис. 4.23. Размер по роликам (шарикам)

4.39. Диаметры роликов D для контроля взаимного положения профилей зубьев, мм

Модуль m	Диаметры ролика D для контроля зубьев		Модуль m	Диаметры ролика D для контроля зубьев	
	внешних	внутренних		внешних	внутренних
0,3	0,577	0,458	2,0	3,464	2,933
0,4	0,722	0,611	2,5	4,141	3,666
0,5	0,866	0,716	3	5,176	4,406
0,6	1,023	0,917	4	6,518	6,212
0,8	1,443	1,193	5	8,282	6,518
1,0	1,732	1,553	6	10,353	8,690
1,25	2,309	1,833	8	13,133	10,950
1,5	2,598	2,173	10	17,362	16,565

Контроль постоянной хорды $\bar{s}_c$ и толщины зуба по хорде $\bar{s}_y$ осуществляют для цилиндрических колес с $m \geqslant 1$ мм. При контроле $\bar{s}_c$ и $\bar{s}_y$ на базе рабочей оси колеса наибольшее отклонение E_{ci} находят как сумму наименьшего отклонения E_{cs} по абсолютному значению (табл. 4.41), необходимого для обеспечения гарантированного бокового зазора, и допуска на толщину зуба T_c (табл. 4.42):

$$E_{ci} = |E_{cs}| + T_c. \tag{4.33}$$

Погрешности, связанные с использованием в качестве измерительной базы наружного цилиндра колеса, компенсируются введением уменьшенного производственного допуска

$$T_{c\,\text{пр}} = 0{,}6\,T_c, \tag{4.34}$$

а при контроле зуба с учетом размера наружного цилиндра — допуска

$$T_{c\,\text{пр}} = 0{,}8\,T_c. \tag{4.35}$$

В этих случаях наименьшее и наибольшее производственные отклонения соответственно равны:

$$E_{cs\,\text{пр}} = |E_{cs}| + 0{,}09T_c, \tag{4.36}$$

$$E_{ci\,\text{пр}} = |E_{cs\,\text{пр}}| + T_{c\,\text{пр}}. \tag{4.37}$$

4.40. Расчет параметров для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев цилиндрических колес

Расчетный параметр	Обозначение	Формула при контроле зубьев	
		внешних	внутренних
Постоянная хорда	$\bar{s}_c$	$(0{,}5\pi\cos^2\alpha + x\sin 2\alpha)\,m$	$(0{,}5\pi\cos^2\alpha - x\sin 2\alpha)\,m$
Высота до постоянной хорды	$\bar{h}_c$	$0{,}5\,(d_a - d - \bar{s}_c \operatorname{tg}\alpha)$	$0{,}5\,(d - d_a - \bar{s}_c \operatorname{tg}\alpha)$
Угол профиля в точке на окружности диаметра $d_x = d + 2xm$	α_x	$\cos\alpha_x = \dfrac{z\cos\alpha_t}{z + 2x\cos\beta}$	
Основной угол наклона зуба	β_b	$\sin\beta_b = \sin\beta\cdot\cos\alpha$	
Число зубьев в длине общей нормали (округлить до ближайшего целого)	z_w	$\dfrac{z}{\pi}\left(\dfrac{\operatorname{tg}\alpha_x}{\cos\beta_b} - \dfrac{2x\operatorname{tg}\alpha}{z} - \operatorname{inv}\alpha_t\right) + 0{,}5$	
Длина общей нормали	W	$[\pi(z_w - 0{,}5) + 2x\operatorname{tg}\alpha + z\operatorname{inv}\alpha_t]\,m\cos\alpha$	
Угол профиля в точке на окружности заданного диаметра d_y	α_y	$\cos\alpha_y = d\cos\alpha_t/d_y$	
Окружная толщина на заданном диаметре d_y	s_{ty}	$d_y\left(\dfrac{0{,}5\pi + 2x\operatorname{tg}\alpha}{z} + \operatorname{inv}\alpha_t - \operatorname{inv}\alpha_y\right)$	$d_y\left(\dfrac{0{,}5\pi - 2x\operatorname{tg}\alpha}{z} - \operatorname{inv}\alpha_t + \operatorname{inv}\alpha_y\right)$
Угол наклона линии зуба соосной цилиндрической поверхности диаметра d_y	β_y	$\operatorname{tg}\beta_y = \dfrac{d_y}{d}\operatorname{tg}\beta$	
Половина угловой толщины зуба эквивалентного колеса, соответствующая окружности диаметра $d_y/\cos^2\beta_y$	ψ_{yv}	$\approx \dfrac{s_{ty}}{d_y}\cos^3\beta_y$	
Толщина по хорде	$\bar{s}_y$	$d_y\dfrac{\sin\psi_{yv}}{\cos^2\beta_y}$	
Высота до хорды	$\bar{h}_{ay}$	$0{,}5\left[d_a - d_y + \dfrac{d_y}{\cos^2\beta_y}\times(1 - \cos\psi_{yv})\right]$	$0{,}5\left[d_y - d_a - \dfrac{d_y}{\cos^2\beta_y}\times(1 - \cos\psi_{yv})\right]$
Диаметр ролика (шарика)	D	$\approx 1{,}7m$	$\approx 1{,}5m$

Расчетный параметр	Обозначение	Формула при контроле зубьев	
		внешних	внутренних
Угол профиля в точке на окружности зубчатого колеса, проходящей через центр ролика (шарика)	α_D	$\text{inv}\,\alpha_D = \frac{D}{2m\cos\alpha} + \text{inv}\,\alpha_t - \frac{0{,}5\pi - 2x\,\text{tg}\,\alpha}{z}$	$\text{inv}\,\alpha_D = \frac{0{,}5\pi + 2x\,\text{tg}\,\alpha}{z} - \frac{D}{2m\cos\alpha} + \text{inv}\,\alpha_t$
Диаметр окружности колеса, проходящей через центр ролика (шарика)	d_D	$d\frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_D}$	
Размер по роликам (шарикам) прямозубых и косозубых колес с четным числом зубьев	M	$d_D + D$	$d_D - D$
Размер по роликам (шарикам) прямозубых и косозубых колес с нечетным числом зубьев	M	$d_D\cos\frac{90°}{z} + D$	$d_D\cos\frac{90°}{z} - D$

4.41. Наименьшее отклонение толщины внешних и внутренних зубьев E_{cs}, мкм, цилиндрических колес с $m \geqslant 1$ мм

Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности	Делительный диаметр d, мм									
		до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500	св. 500 до 630	св. 630 до 800	св. 800 до 1000
H	3—6	9	10	12	14	16	16	18	20	22	30
	7	10	12	14	14	16	18	20	22	25	35
E	3—6	22	25	30	35	40	40	45	50	60	70
	7	25	30	35	35	40	45	50	60	70	70
D	3—6	35	40	45	55	60	60	70	80	90	100
	7	35	45	50	60	70	70	80	90	100	120
	8	40	50	60	70	70	80	90	100	120	140
C	3—6	55	60	70	80	90	100	110	120	140	160
	7	60	70	80	90	100	120	140	140	160	180
	8	70	80	90	100	120	140	140	160	180	200
	9	70	90	100	120	140	140	140	180	200	220
B	3—6	90	100	120	140	160	160	180	200	220	250
	7	100	120	140	140	180	180	200	220	250	300
	8	100	120	140	160	180	200	220	250	300	350
	9	120	140	160	180	200	220	250	300	300	350
	10	120	140	180	180	220	250	250	300	350	400
	11	140	160	180	200	220	250	300	300	350	400

Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности	Делительный диаметр d, мм									
		до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500	св. 500 до 630	св. 630 до 800	св. 800 до 1000
A	3—6	140	160	180	200	250	250	300	300	350	400
	7	150	180	200	220	250	300	350	350	400	450
	8	160	200	220	250	300	350	350	400	450	500
	9	180	200	250	300	300	350	350	450	500	600
	10	200	220	250	300	350	350	450	450	500	600
	11	200	240	300	350	350	400	450	500	600	700
	12	220	250	350	350	350	450	500	500	600	700

4.42. Допуски на толщину внешних и внутренних зубьев T_c, мкм, цилиндрических колес с $m \geqslant 1$ мм

Диапазон F_r	Вид допуска на боковой зазор							
	h	d	c	b	a	z	y	x
До 8	20	25	35	40	50	70	80	100
Св. 8 до 10	22	30	35	45	60	70	90	120
» 10 » 12	25	30	35	50	60	70	100	120
» 12 » 16	30	35	45	50	70	80	100	140
» 16 » 20	30	40	50	60	70	90	120	140
» 20 » 25	35	45	60	70	80	100	140	160
» 25 » 32	40	50	70	70	100	140	140	180
» 32 » 40	45	60	70	90	120	140	180	220
» 40 » 50	50	70	90	100	140	160	200	250
» 50 » 60	70	70	100	140	140	180	250	300
» 60 » 80	70	100	140	140	180	220	300	350
» 80 » 100	90	120	160	180	220	250	350	450
» 100 » 125	120	140	180	220	250	350	450	500
» 125 » 160	140	180	220	300	350	400	500	700
» 160 » 200	180	220	300	350	400	500	700	800
» 200 » 250	220	250	350	450	500	700	800	1000
» 250 » 320	250	350	450	500	700	800	1000	1400
» 320 » 400	350	450	500	700	800	1000	1200	1400
» 400 » 500	400	500	700	800	1000	1200	1400	1800
» 500 » 630	500	700	900	1000	1200	1400	1800	2200
» 630 » 800	700	700	1000	1400	1400	1800	2500	3000

Примечание. Допуски на радиальное биение зубчатого венца F_r по табл. 4.36.

В таблице параметров для расчетной длины общей нормали W указывают отклонения средней длины общей нормали, определяемой как средняя арифметическая всех действительных длин общей нормали. Наибольшие и наименьшие отклонения средней длины общей нормали для зубчатых колес с внешними зубьями имеют знак «минус», а с внутренними зубьями — знак «плюс». Абсолютные значения предельных отклонений для внешних и внутренних зубьев равны. Наименьшее отклонение средней длины общей нормали для внешних зубьев E_{wms} и внутренних зубьев E_{wmi} находят сложением слагаемого I (табл. 4.43 и 4.44) и слагаемого II (табл. 4.45):

$$|E_{wms\,(wmi)}| = (E_{wms\,(wmi)})_{\mathrm{I}} + (E_{wms\,(wmi)})_{\mathrm{II}}. \quad (4.38)$$

Наибольшее отклонение средней длины общей нормали рассчитывают по формуле

$$|E_{wm}|_{\max} = |E_{wms\,(wmi)}| + T_{wm}, \quad (4.39)$$

где T_{wm} — допуск на среднюю длину общей нормали (табл. 4.47 и 4.48).

При контроле размера по роликам (шарикам) M наименьшее отклонение E_{Ms} и допуск T_M определяют из соотношений:

$$E_{Ms} \approx E_{wms}/(\sin\alpha_D \cdot \cos\beta_b); \quad (4.40)$$

$$T_M \approx T_{wm}/(\sin\alpha_D \cdot \cos\beta_b), \quad (4.41)$$

а наибольшее отклонение — как их сумму:

$$E_{Mi} = E_{Ms} + T_M. \quad (4.42)$$

Предельные отклонения E_{Ms} и E_{Mi} имеют знак «плюс» для внутренних зубьев и знак «минус» — для внешних зубьев.

В третьей части таблицы параметров должны быть приведены *справочные данные*: делительный диаметр d, число зубьев сектора, а при необходимости — основной диаметр d_b, радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке или в начальной точке модификации головки зуба, нормальная глубина модификации, основной угол наклона зуба β_b, обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса.

4.43. Наименьшие отклонения средней длины общей нормали $[(-E_{wms})$ или $(+E_{wmi})]$, мм, для зубчатых колес с $m < 1$ мм. Слагаемое I

Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности	Делительный диаметр d, мм									
		до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400
H	3—7	3	4	5	6	7	8	9	9	10	10
G	3—6	8	9	11	13	15	17	19	25	28	30
	7	11	12	13	15	17	19	21	26	28	32
	8	15	16	17	18	20	22	24	30	32	35
F	3—6	12	15	18	21	24	26	30	36	40	45
	7	15	16	19	22	25	28	32	36	40	45
	8	18	20	22	25	28	32	36	40	42	45
	9	25	28	30	32	35	38	42	42	45	50
	10	32	35	38	40	40	45	48	50	53	55
E	3—7	19	22	26	30	36	42	48	55	63	70
	8	24	26	30	35	40	45	50	60	63	70
	9	28	32	36	40	45	50	55	60	63	70
	10	38	40	42	45	50	55	60	63	70	75
	11	48	50	55	60	63	70	75	75	80	85
	12	63	70	75	80	80	85	90	90	95	100
D	3—7	28	34	40	48	55	63	75	85	95	105
	8	34	38	42	48	55	63	80	85	95	105
	9	38	42	48	55	60	70	80	90	100	110
	10	45	50	55	60	70	70	85	90	100	110
	11	55	60	63	70	75	80	95	100	110	120
	12	70	75	80	85	90	100	110	110	120	130

4.44. Наименьшие отклонения средней длины общей нормали $[(-E_{wms})$ или $(+E_{wmi})]$, мкм, для зубчатых колес с $m \geqslant 1$ мм. Слагаемое I

Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности	Делительный диаметр d, мм								
		до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500	св. 500 до 630	св. 630 до 800
H	3—6	8	10	11	12	14	16	18	20	22
	7	10	10	12	14	16	18	20	22	25
E	3—6	20	24	28	30	35	40	45	50	55
	7	25	30	30	35	40	45	50	55	60
D	3—6	30	35	40	50	55	60	70	70	90
	7	35	40	50	55	60	70	70	80	100
	8	40	50	50	60	70	70	80	90	110

Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности	Делительный диаметр d, мм								
		до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500	св. 500 до 630	св. 630 до 800
C	3—6	50	60	70	80	90	100	110	120	140
	7	55	70	70	80	100	110	120	140	140
	8	60	80	80	100	110	120	140	140	160
	9	70	80	100	110	120	140	140	160	200
B	3—6	80	100	110	120	140	160	180	200	220
	7	100	110	120	140	180	180	200	200	250
	8	100	110	140	140	180	200	200	250	280
	9	110	120	140	160	200	200	250	280	300
	10	110	140	160	180	200	250	250	280	350
	11	120	160	180	200	200	250	280	280	350
A	3—6	120	140	180	200	220	250	280	300	350
	7	140	180	200	200	250	280	300	350	350
	8	160	200	200	250	280	300	350	350	400
	9	180	200	250	280	280	350	350	400	500
	10	200	200	250	280	300	350	400	400	500
	11	200	250	280	300	350	350	400	500	550
	12	200	250	300	350	350	400	500	500	550

4.45. Наименьшие отклонения средней длины общей нормали [($-E_{wms}$) или ($+E_{wmi}$)] для зубчатых колес, мкм. Слагаемое II

Допуск на радиальное биение F_r	$m \leqslant 1$ мм	$m > 1$ мм	Допуск на радиальное биение F_r	$m \leqslant 1$ мм	$m > 1$ мм
До 6	1	2	Св. 80 до 100	22	22
Св. 6 до 10	2	2	» 100 » 125	25	25
» 10 » 16	3	3	» 125 » 160	35	35
» 16 » 20	4	4	» 160 » 200	45	45
» 20 » 25	5	5	» 200 » 250	—	55
» 25 » 32	7	7	» 250 » 320	—	70
» 32 » 40	9	9	» 320 » 400	—	90
» 40 » 50	11	11	» 400 » 500	—	110
» 50 » 60	14	14	» 500 » 630	—	140
» 60 » 80	18	18	» 630 » 800	—	180

Примечание. Допуски на радиальное биение зубчатого венца F_r для колес с $m < 1$ мм по табл. 4.46; для колес с $m > 1$ мм по табл. 4.36.

4.46. Допуски на радиальное биение зубчатых венцов F_r, мкм, цилиндрических колес с $m < 1$ мм

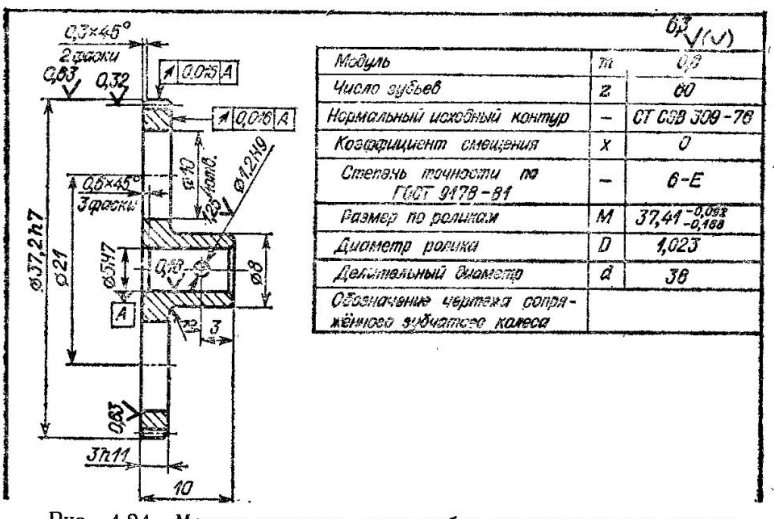
Степень точности	Модуль m, мм	Делительный диаметр d, мм								
		до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 200	св. 200 до 315	св. 315 до 400
3	От 0,1 до 0,5	2	3	4	4	5	6	6	—	—
3	Св. 0,5 » < 1	4	4	4	5	6	6	8	9	9
4	От 0,1 » 0,5	4	5	6	7	8	9	10	—	—
4	Св. 0,5 » < 1	6	6	7	8	9	10	12	14	15
5	От 0,1 » 0,5	7	8	9	10	12	14	16	—	—
5	Св. 0,5 » < 1	9	10	11	12	14	16	19	22	22
6	От 0,1 » 0,5	11	12	14	16	19	22	26	—	—
6	Св. 0,5 » < 1	15	16	18	20	22	25	30	35	36
7	От 0,1 » 0,5	16	18	20	22	26	30	36	—	—
7	Св. 0,5 » < 1	21	22	24	26	30	36	42	48	50
8	От 0,1 » 0,5	19	21	25	28	32	38	45	—	—
8	Св. 0,5 » < 1	26	28	30	34	38	45	50	55	63
9	От 0,1 » 0,5	24	26	30	36	42	48	55	—	—
9	Св. 0,5 » < 1	34	36	40	45	50	55	63	75	90
10	От 0,1 » 0,5	30	34	38	45	53	60	70	—	—
10	Св. 0,5 » < 1	42	45	50	55	60	70	80	95	110
11	» 0,5 » < 1	50	55	63	70	80	90	105	120	140
12	» 0,5 » < 1	63	70	75	85	95	110	130	150	180

4.47. Допуски на среднюю длину общей нормали T_{wm}, мкм, цилиндрических колес с $m < 1$ мм

Допуск на радиальное биение F_r	Вид допуска на боковой зазор				Допуск на радиальное биение F_r	Вид допуска на боковой зазор			
	h	g	f	e		h	g	f	e
До 6	10	11	12	14	Св. 32 до 40	34	36	40	48
Св. 6 до 8	11	12	14	15	» 40 » 50	40	45	48	53
» 8 » 10	12	14	15	17	» 50 » 60	48	50	56	67
» 10 » 12	14	15	17	20	» 60 » 80	60	67	75	85
» 12 » 16	17	19	20	22	» 80 » 100	75	80	90	100
» 16 » 20	20	22	24	28	» 100 » 125	95	100	110	130
» 20 » 25	22	26	28	32	» 125 » 160	112	130	140	160
» 25 » 32	26	30	34	38	» 160	130	140	160	180

4.48. Допуски на среднюю длину общей нормали T_{wm}, мкм, цилиндрических колес с $m \geqslant 1$ мм

Допуск на радиальное биение F_r	Вид допуска на боковой зазор							
	h	d	c	b	a	z	y	x
До 8	16	20	28	35	45	60	70	90
Св. 8 до 10	16	25	30	40	50	60	80	100
» 10 » 12	18	25	30	40	50	60	90	100
» 12 » 16	20	25	35	40	55	70	90	110
» 16 » 20	20	28	40	45	60	70	100	120
» 20 » 25	20	30	45	50	60	80	110	140
» 25 » 32	22	35	45	55	80	100	120	160
» 32 » 40	25	40	50	60	90	110	160	180
» 40 » 50	25	40	60	70	100	120	180	220
» 50 » 60	28	40	70	100	110	140	220	250
» 60 » 80	30	60	90	100	140	180	240	300
» 80 » 100	40	70	110	120	150	200	300	350
» 100 » 125	55	80	120	140	180	250	350	400
» 125 » 160	70	100	140	200	240	300	400	550
» 160 » 200	80	120	180	250	280	400	500	700
» 200 » 250	100	140	240	300	350	500	600	800
» 250 » 320	100	160	280	350	450	600	800	1100
» 320 » 400	140	240	300	450	550	800	900	1200
» 400 » 500	160	250	400	550	700	800	1100	1400
» 500 » 630	200	350	550	700	800	1100	1400	1800
» 630 » 800	280	500	600	900	1000	1400	2000	2400



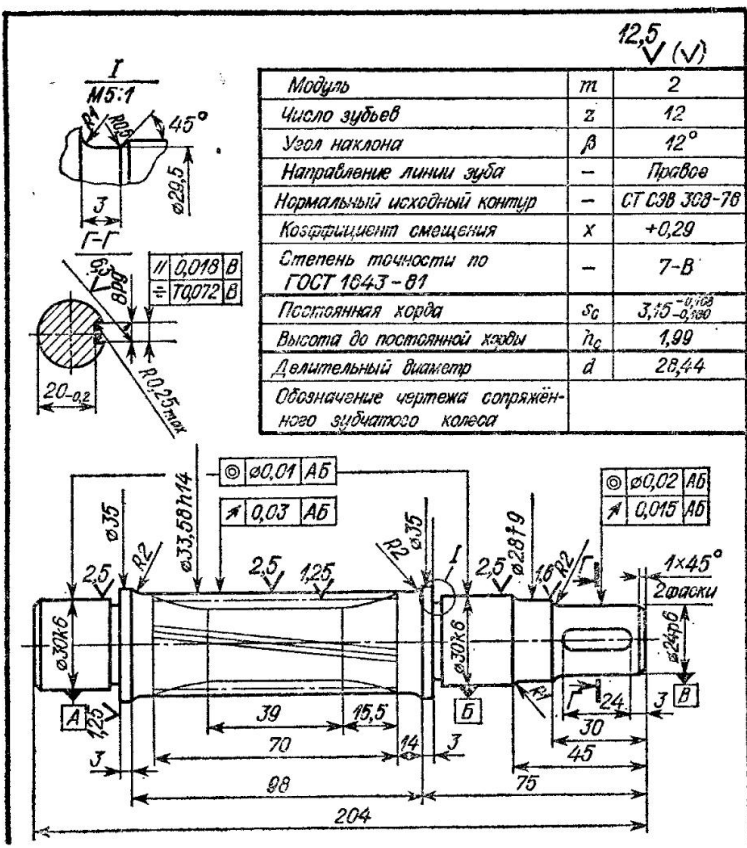
Модуль	m	0,9
Число зубьев	z	60
Нормальный исходный контур	–	ГОСТ 9587-76
Коэффициент смещения	x	0
Степень точности по ГОСТ 9178-81	–	6-Е
Размер по роликам	M	$37{,}44^{-0{,}093}_{-0{,}168}$
Диаметр ролика	D	1,025
Делительный диаметр	d	38
Обозначение чертежа сопряжённого зубчатого колеса		

Рис. 4.24. Мелкомодульное прямозубое цилиндрическое колесо

4.49. Пример расчета мелкомодульного некорригированного прямозубого колеса

Параметр	Номер формулы, таблицы	Обозначение, формула	Численное значение
Момент, передаваемый колесом, Н·м	—	$M_к$	0,5
Число зубьев	—	z	60
Коэффициент смещения	—	x	0
Коэффициент нагрузки	—	$k = 1 \div 1{,}3$	1,2
Коэффициент длины зуба	—	$\psi = 4 \div 6$	5
Допускаемое напряжение на изгиб для латуни ЛС59-1, МПа	—	$[\sigma]_и$	30
Коэффициент формы зуба	Табл. 4.18	y_0	0,49
Расчетное значение модуля, мм	(4.15)	$m_p = 1{,}15 \times \times \sqrt[3]{\frac{M_к k}{z y_0 \psi [\sigma]_и}}$	$1{,}15\sqrt[3]{\frac{0{,}5 \cdot 1{,}2}{60 \cdot 0{,}49 \times \times 5 \cdot 30 \cdot 10^6}} = 0{,}59 \cdot 10^{-3}$
Стандартный модуль, мм	—	$m \geqslant m_p$	0,6
Делительный диаметр, мм	Табл. 4.20	$d = mz$	$0{,}6 \cdot 60 = 36$
Коэффициенты параметров исходного контура по СТ СЭВ 309—76:	Табл. 4.2		
высоты головки		h_a^*	1
радиального зазора		c^*	0,3
Диаметр вершин зубьев, мм	Табл. 4.20	$d_a = d + 2h_a^* m$	$36 + 2 \cdot 1 \cdot 0{,}6 = 37{,}2$
Диаметр впадин зубьев, мм	Табл. 4.20	$d_f = d - - 2\left(h_a^* + c^*\right) m$	$36 - 2\,(1 + + 0{,}3)\,0{,}6 = 34{,}44$
Размер фаски зубчатого венца, мм	(4.26)	$n = 0{,}5m$	$0{,}5 \cdot 0{,}6 = 0{,}3$
Ширина зубчатого венца, мм	(4.27)	$b = \psi m$	$5 \cdot 0{,}6 = 3$
Диаметр отверстия под вал, мм	Табл. 4.25	d_y	5
Диаметр ступицы, мм	—	$d_c = (1{,}6 \div 2)\, d_y$	$1{,}6 \cdot 5 = 8$
Расчетная длина ступицы, мм	—	$l_p = 1{,}3 d_y + b$	$1{,}3 \cdot 5 + 3 = 9{,}5$
Длина ступицы по ГОСТ 13733—77, мм	Табл. 4.25	l	10
Диаметр отверстий облегчения, мм	(4.29)	$d_e \approx 0{,}5\,(d_f - - d_c - 10m)$	$0{,}5\,(34{,}44 - 8 - - 10 \cdot 0{,}6) = 10$
Диаметр окружности расположения центров отверстий, мм	(4.30)	$D_0 = 0{,}5\,(d_f + d_c)$	$0{,}5\,(34{,}44 + 8) = 21$
Число отверстий облегчения, мм	—	$z_0 \approx 2{,}5 \dfrac{D_0}{d_e}$	$2{,}5 \dfrac{21}{10} = 4$

Параметр	Номер формулы, таблицы	Обозначение, формула	Численное значение
Степень точности	—	$6-E$	—
Поле допуска диаметра вершин зубьев, мм	Табл. 4.32	h7	$-0{,}025$
Допуск на радиальное биение, мкм	Табл. 4.33	F_d	16
Допуск на торцовое биение, мкм	Табл. 4.34	$F_\text{т}$	16
Диаметр ролика для контроля зубьев, мм	Табл. 4.39	D	1,023
Эвольвентный угол	Табл. 4.17	$\operatorname{inv}\alpha$	$\operatorname{inv} 20^\circ = 0{,}014904$
Эвольвентный угол профиля в точке на окружности колеса, проходящей через центр ролика	Табл. 4.40	$\operatorname{inv}\alpha_D = \frac{D}{zm\cos\alpha} + \operatorname{inv}\alpha - \frac{0{,}5\pi}{z}$	$\frac{1{,}023}{60\cdot 0{,}6\cos 20^\circ} + \operatorname{inv} 20^\circ - \frac{0{,}5\cdot 3{,}14}{60} = 0{,}018963$
Угол профиля	Табл. 4.17	α_D	$21^\circ 37'$
Диаметр окружности, проходящей через центры роликов, мм	Табл. 4.40	$d_D = d\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_D}$	$36\frac{\cos 20^\circ}{\cos 21^\circ 37'} = 36{,}387$
Размер по роликам, мм	Табл. 4.40	$M = d_D + D$	$36{,}387 + 1{,}023 = 37{,}41$
Допуск на радиальное биение, мкм	Табл. 4.46	F_r	20
Наименьшее отклонение средней длины общей нормали:			
слагаемое I, мкм	Табл. 4.43	$(E_{wms})_\text{I}$	30
слагаемое II, мкм	Табл. 4.45	$(E_{wms})_\text{II}$	4
Суммарное наименьшее отклонение, мкм	(4.38)	$E_{wms} = (E_{wms})_\text{I} + (E_{wms})_\text{II}$	$30 + 4 = 34$
Допуск на среднюю длину общей нормали, мкм	Табл. 4.47	T_{wm}	28
Наименьшее отклонение размера по роликам, мкм	(4.40)	$E_{Ms} = \frac{E_{wms}}{\sin\alpha_D}$	$\frac{34}{\sin 21^\circ 37'} = 92$
Допуск на размер по роликам, мкм	4.41)	$T_M = \frac{T_{wm}}{\sin\alpha_D}$	$\frac{28}{\sin 21^\circ 37'} = 76$
Наибольшее отклонение размера по роликам, мкм	(4.42)	$E_{Mi} = E_{Ms} + T_M$	$92 + 76 = 168$



Модуль	m	2
Число зубьев	z	12
Угол наклона	β	12°
Направление линии зуба	–	Правое
Нормальный исходный контур	–	СТ СЭВ 308-76
Коэффициент смещения	x	+0,29
Степень точности по ГОСТ 1643-81	–	7-В
Постоянная хорда	S_c	$3{,}15^{-0{,}108}_{-0{,}180}$
Высота до постоянной хорды	h_c	1,99
Делительный диаметр	d	28,44
Обозначение чертежа сопряжённого зубчатого колеса		

Рис. 4.25. Косозубая корригированная шестерня

Пример расчета мелкомодульного некорригированного прямозубого колеса по заданному крутящему моменту, числу зубьев и степени точности дан в табл. 4.49. На рис. 4.24 приведен чертеж зубчатого колеса, конструкция которого выполнена на основе результатов расчета.

Пример расчета корригированной косозубой шестерни по заданному межосевому расстоянию, передаточному числу, углу наклона линии зуба, степени точности 7 — В дан в табл. 4.50. Чертеж вала-шестерни представлен на рис. 4.25.

Литература [4, 17, 18, 23, 30, 32, 37].

4.50. Пример расчета корригированной косозубой шестерни

Параметр	Номер формулы, таблицы	Обозначение, формула	Численное значение
Межосевое расстояние, мм	—	a_w	125
Передаточное число	—	u	8
Угол наклона линии зуба	—	β	12°
Начальный диаметр шестерни, мм	Табл. 4.20	$d_{w1} = \frac{2a_w}{u+1}$	$\frac{2 \cdot 125}{8+1} = 27{,}78$
Расчетное значение модуля, мм	(4.14)	$m_p = (0{,}01 \div 0{,}02)\, a_w$	$(0{,}01 \div 0{,}02)\ 125 = 1{,}25 \div 2{,}5$
Нормальный модуль по СТ СЭВ 310—76, мм	—	m_n	2
Суммарное число зубьев	(4.18)	$z_\Sigma = \frac{2a_w \cos\beta}{m_n}$	$\frac{2 \cdot 125 \cos 12°}{2} = 105$
Число зубьев шестерни	(4.19)	$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u+1}$	$\frac{105}{8+1} = 12$
Делительное межосевое расстояние, мм	Табл. 4.20	$a = \frac{m_n z_\Sigma}{2\cos\beta}$	$\frac{2 \cdot 105}{2\cos 12°} = 124{,}43$
Угол профиля зуба в торцовом сечении	(4.8)	$\alpha_t = \operatorname{arctg}\left(\frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta}\right)$	$\operatorname{arctg}\left(\frac{\operatorname{tg} 20°}{\cos 12°}\right) = 23° 20'$
Угол зацепления	Табл. 4.20	$\alpha_{tw} = \arccos \times \left(\frac{a}{a_w}\cos\alpha_t\right)$	$\arccos\left(\frac{124{,}43}{125} \times \cos 23° 20'\right) = 23° 56'$
Коэффициент суммы смещений	Табл. 4.20	$x_\Sigma = \frac{a\cos\beta}{m_n \operatorname{tg}\alpha} \times (\operatorname{inv}\alpha_{tw} - \operatorname{inv}\alpha_t)$	$\frac{124{,}43 \cos 12°}{2 \operatorname{tg} 20°} \times (\operatorname{inv} 23° 56' - \operatorname{inv} 23° 20') = 0{,}29$
Коэффициент смещения шестерни (при $x_2 = 0$)	Табл. 4.22	x_1	$+0{,}29$
Коэффициенты параметров исходного контура по СТ СЭВ 308—76:	Табл. 4.2		
радиального зазора	То же	c^*	0,25
высоты головки зуба	»	h_a^*	1
высоты ножки зуба	»	h_f^*	1,25
граничной высоты ауба	»	h_l^*	2
Минимально допустимое число зубьев	(4.21)	$z_{1\min} = 2\left(h_l^* - h_a^* - x_1\right) \times \frac{\cos\beta}{\sin^2\alpha_t}$	$2(2 - 1 - 0{,}29) \times \frac{\cos 12°}{\sin^2 23° 20'} \approx 8.$ Проверка по условию табл. 4.22: $12 > 8 + 2$

Параметр	Номер формулы, таблицы	Обозначение, формула	Численное значение
Коэффициент воспринимаемого смещения	Табл. 4.20	$y = \frac{a_w - a}{m}$	$\frac{125 - 124{,}43}{2} = 0{,}285$
Коэффициент уравнительного смещения	Табл. 4.20	$\Delta y = x_\Sigma - y$	$0{,}29 - 0{,}285 = 0{,}005$
Делительный диаметр, мм	Табл. 4.20	$d_1 = \frac{mz_1}{\cos\beta}$	$\frac{2 \cdot 12}{\cos 12^\circ} = 28{,}44$
Диаметр вершин зубьев, мм	Табл. 4.20	$d_{a1} = d_1 + 2\left(h_a^* + x_1 - \Delta y\right) m$	$28{,}44 + 2\,(1 + 0{,}29 - 0{,}005) \times 2 = 33{,}58$
Диаметр впадин зубьев, мм	Табл. 4.20	$d_{f1} = d_1 - 2\left(h_a^* + c^* - x_1\right) m$	$28{,}44 - 2\,(1 + 0{,}25 - 0{,}29) \times 2 = 24{,}6$
Степень точности по ГОСТ 1643—81	Табл. 4.4	$7-B$	—
Коэффициент ширины венца при симметричном расположении опор	Табл. 4.23	$\psi_{bd\,\max}$	1,3
Рабочая ширина зубчатого венца, мм	(4.28)	$b_w = (0{,}8 \div 0{,}95)\,\psi_{bd\,\max} \cdot d_{w1}$	$0{,}9 \cdot 1{,}3 \cdot 27{,}78 \approx 33$
Диаметр фрезы, мм	Табл. 4.24	D	55
Расстояние для выхода фрезы, мм	То же	a_1	3
Высота зуба, мм	»	$h = 0{,}5\,(d_{a1} - d_{f1})$	$0{,}5\,(33{,}58 - 24{,}6) = 4{,}49$
Длина нарезной части, мм	—	$l_1 = b_w + 2a_1 + 2\sqrt{Dh - h^2}$	$33 + 2 \cdot 3 + 2\sqrt{55 \cdot 4{,}49 - 4{,}49^2} = 70$
Расстояние между буртами, мм	—	$l_2 = b_w + 2\,(a_1 + a_2) + D$	$33 + 2\,(3 + 2) + 55 = 98$
Параметр шероховатости поверхности зубьев, мкм:	Табл. 4.30		
боковых	То же	R_a	1,25
вершин	»	R_a	2,5
Отклонения диаметра вершин	Табл. 4.35	h14	—
Допуск на смещение исходного контура, мкм	Табл. 4.37	T_H	120
Допуск на радиальное биение, мкм	Табл. 4.35	$F_d = 0{,}25 T_H$	$0{,}25 \cdot 120 = 30$
Постоянная хорда, мм	Табл. 4.40	$s_c = (0{,}5\pi \cos^2\alpha + x \sin 2\alpha)\, m$	$(0{,}5 \cdot 3{,}14 \cos^2 20^\circ + 0{,}29 \sin 2 \times 20^\circ)\, 2 = 3{,}15$

Продолжение табл. 4.50

Параметр	Номер формулы, таблицы	Обозначение, формулы	Численное значение
Высота до постоянной хорды, мм	Табл. 4.40	$h_c = 0{,}5\,(d_a - d - s_c \operatorname{tg}\alpha)$	$0{,}5\,(33{,}58 - 28{,}44 - 3{,}15 \operatorname{tg} 20°) = 1{,}99$
Допуск на толщину зуба, мкм	Табл. 4.42	T_c	90
Производственный допуск на толщину зуба, мкм	(4.35)	$T_{c\,пр} = 0{,}8T_c$	$0{,}8 \cdot 90 = 72$
Наименьшее отклонение толщины зуба, мкм	Табл. 4.41	E_{cs}	100
Производственное отклоненне толщины зуба, мкм:			
наименьшее	(4.36)	$E_{cs\,пр} = \lvert E_{cs} \rvert + T_{c\,пр}$	$100 + 0{,}09 \cdot 90 = 108$
наибольшее	(4.37)	$E_{ci\,пр} = \lvert E_{cs\,пр} \rvert + T_{c\,пр}$	$108 + 72 = 180$

4.3. Конические зубчатые колеса

Основные параметры. Конические зубчатые колеса подразделяются на колеса с прямыми и криволинейными зубьями. Продольная кривизна зубьев может быть выполнена по удлиненной эвольвенте (колеса с эвольвентной линией зубьев), по удлиненной эпициклоиде (колеса с циклоидальной линией зубьев) и по дуге окружности (колеса с круговыми зубьями). Наибольшее применение из конических колес с криволинейными зубьями имеют колеса с круговыми зубьями. Геометрические параметры конических прямозубых передач регламентированы ГОСТ 19624—74, а конических передач с круговыми зубьями — ГОСТ 19326—73.

Передаточное число конической зубчатой пары может быть представлено в следующем виде:

$$u = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{z_2}{z_1} = \operatorname{tg}\delta_2 = \operatorname{ctg}\delta_1, \qquad (4.43)$$

где d_{e1} и d_{e2} — внешние делительные диаметры; z_1 и z_2 — числа зубьев; δ_1 и δ_2 — углы делительных конусов соот-

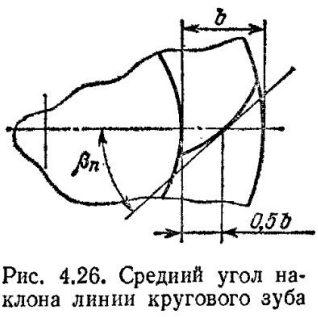


Рис. 4.26. Средний угол наклона линии кругового зуба

ветственно шестерни и зубчатого колеса. Углы делительных конусов при заданном межосевом угле Σ (см. рис. 4.2) находят по формулам:

$$\operatorname{tg}\delta_1 = \sin\Sigma/(u + \cos\Sigma);$$

$$\delta_2 = \Sigma - \delta_1, \qquad (4.44)$$

а для ортогональных передач ($\Sigma = 90°$) — по формулам:

$$\operatorname{tg}\delta_1 = z_1/z_2;\ \delta_2 = 90° - \delta_1. \qquad (4.45)$$

Одним из основных расчетных параметров конических зубчатых колес является число зубьев плоского колеса z_c. Плоским называют воображаемое колесо, которое выполняет роль кольцевой рейки для конических колес. При изготовлении конических колес резцы воспроизводят зубья плоского колеса, число которых зависит от чисел зубьев шестерни и колеса:

$$z_c = \frac{1}{\sin\Sigma}\sqrt{z_1^2 + z_2^2 + 2z_1z_2\cos\Sigma}. \qquad (4.46)$$

Геометрия круговых зубьев конических колес характеризуется углом наклона линии зуба, который изменяется по длине зуба, уменьшаясь к внутреннему торцу колеса. В расчетах геометрических параметров применяют *средний угол наклона линии* зуба β_n, соответствующий середине ширины зубчатого венца b (рис. 4.26). Направления наклона линии зуба шестерни и колеса должны быть противоположны. Углы β_n для шестерни и колеса равны по значению (в гипоидных передачах они различны). Часто угол β_n назначают равным 35° или определяют его с учетом передаточного числа (в град):

$$\beta_n = 25 + 5\sqrt{u}. \qquad (4.47)$$

Рекомендации по выбору минимальных чисел зубьев конических прямозубых передач и передач с круговыми зубьями даны в табл. 4.51. Для цементованных шестерен с прямыми ($\beta_n = 0$) и круговыми зубьями число зубьев находят по формуле

$$z_1 = \sqrt{[22 - 9\lg u + (16/u - 22)\sin^2\beta_n]^2 + \cdots} + \cdots + (6{,}25 - 4\lg u)\,d_{e1}^2/645. \qquad (4.48)$$

4.51. Минимально допустимые числа зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 ортогональных конических передач при стандартных исходных контурах

Число зубьев шестерни z_1	Прямозубое колесо, z_2	Колесо с круговыми зубьями	
		β_n, °	z_2
6	—	Не менее 42	34
7	—	» » 40	33
8	—	» » 38	32
9	—	» » 35	31
10	—	Не менее 28	32
		» » 32	30
11	—	Не менее 25	30
		Св. 29 до 45	28
12	30	От 0 до 15	30
		Не менее 20	28
		Св. 29 до 45	26
13	26	От 0 до 15	26
		Св. 15 » 29	24
		» 29 » 45	22
14	20	От 0 до 45	20
15	19	» 0 » 45	19
16	18	» 0 » 45	18
17	17	» 0 » 45	17

Примечание. Рекомендуемый ряд значений угла наклона β_n: 0; 10; 15; 20; 25; 30; 35; 40 и 45°.

Минимальное число зубьев конической шестерни с прямыми или круговыми зубьями, при котором отсутствует подрезание, определяется зависимостью

$$z_{1\,\min} = 18{,}4 \cos \delta_1 \cos^3 \beta_n. \qquad (4.49)$$

При корригировании конических передач с $u > 1$ шестерня выполняется с положительным смещением, а колесо с равным по значению отрицательным смещением. Коэффициенты смещения для прямозубых передач x и передач с круговыми зубьями x_n определяют из таблиц, данных в ГОСТ 19624—74 и ГОСТ 19326—73, или по формуле ЭНИМС

$$x = x_n = 2(1 - 1/u^2)\sqrt{\cos^3 \beta_n / z_1}, \qquad (4.50)$$

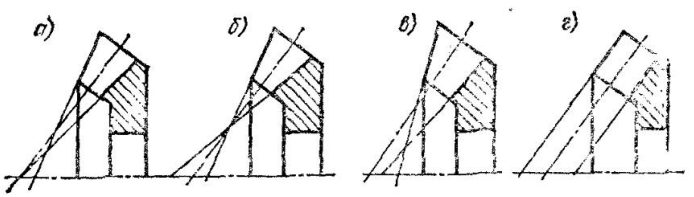


Рис. 4.27. Формы зубьев конических колес

а минимальные значения коэффициентов смещения, при которых отсутствует подрезание зубьев, находят с учетом угла делительного конуса δ_1:

$$x_{\min} = x_{n\,\min} = 1{,}068 - 0{,}058\, z_1/(\cos\delta_1 \cos^3\beta_n). \quad (4.51)$$

Конические передачи с $u \geqslant 2{,}5$ рекомендуется выполнять не только со смещением, но и с различной толщиной зуба исходного контура шестерни и колеса. Толщину зуба исходного контура шестерни увеличивают, а толщину зуба исходного контура уменьшают на такое же значение. *Коэффициент изменения расчетной толщины зуба* исходного контура шестерни принимают положительным и рассчитывают по формуле

$$x_{\tau 1} = a_1 + b_1 (u - 2{,}5), \quad (4.52)$$

где $a_1 = 0{,}03$ и $b_1 = 0{,}008$ для прямозубой шестерни; $a_1 = 0{,}11$ и $b_1 = 0{,}01$ для шестерни с круговыми зубьями при $\beta_n = 29 \div 40°$. Для ведомых зубчатых колес $x_{\tau 2}$ назначен равным $x_{\tau 1}$, но с обратным знаком ($x_{\tau 2} = -x_{\tau 1}$). В повышающих передачах $x_{\tau 1} = x_{\tau 2} = 0$.

В связи с переменной высотой зуба модуль конических колес изменяется по длине зуба. Для прямозубых колес стандартным назначается внешний окружной модуль m_e, а для колес с круговыми зубьями — внешний окружной модуль m_{te} или средний нормальный модуль m_n,

$$m_n = (m_{te} - k_l b/z_c)\cos\beta_n, \quad (4.53)$$

где k_l — коэффициент, определяющий положение расчетного сечения, $k_l = 0{,}8 \div 1{,}2$. Внешний окружной модуль m_e (m_{te}) и средний нормальный модуль m_n выбирают из рядов установленных СТ СЭВ 310—76.

ГОСТ 19326—73 регламентирует три основные формы конусности зуба.

Осевая форма зуба I (рис. 4.27, *а*) характеризуется тем, что вершины делительного конуса и конуса впадин зубьев

совпадают. Образующая конуса вершин зубьев проходит параллельно образующей конуса впадин зубьев сопряженного колеса. Благодаря этому обеспечивается постоянство радиального зазора на всей длине зуба, что позволяет увеличить радиус закругления у корня зуба и повысить его изгибную прочность. Форма зуба I применяется для прямозубых колес с различными модулями, а также для колес с круговыми зубьями с $m_n = 2 \div 2{,}5$ мм.

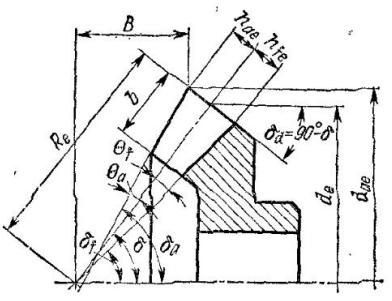


Рис. 4.28. Геометрические параметры конического зубчатого колеса

При *осевой форме зуба II* (рис. 4.27, *б* и *в*) вершины делительного конуса и конуса впадин зубьев не совпадают, что создает возможность обеспечения одинаковой ширины впадин на всей длине зубьев. Эта особенность формы зуба способствует повышению производительности при нарезании колес. Осевую форму зуба II применяют для конических колес с круговыми зубьями с $m_n = 0{,}4 \div 25$ мм, а также с тангенциальными зубьями.

В *осевой форме зуба III* образующие делительного конуса, конусов вершин и впадин зубьев параллельны (рис. 4.27, *г*), поэтому зубья не имеют конусности по высоте. Равновысокие зубья нарезают в колесах с круговыми зубьями с $m_n = 2 \div 25$ мм. Эта форма зубьев имеет ограниченное применение.

Основные геометрические параметры конического зубчатого колеса представлены на рис. 4.28. Формулы для расчета параметров прямозубых колес с осевой формой зуба I даны в табл. 4.52.

В расчетах основных параметров конических колес с круговыми зубьями учитывается номинальный диаметр зуборезной головки d_0 (табл. 4.53 и 4.54). При выборе диаметра d_0 среднее конусное расстояние определяют по формуле

$$R \approx 0{,}42 m_{te} z_c. \qquad (4.54)$$

Если одним и тем же параметрам R, h_e, b и m_n соответствует несколько диаметров d_0, то предпочтительно из них выбирать среднее значение. Для ортогональных кониче-

4.52. Основные геометрические параметры конических прямозубых колес

Параметр	Обозначение	Расчетные формулы
Внешнее конусное расстояние	R_e	$0{,}5m_e z_c$
Ширина зубчатого венца (при округлении до целого числа)	b	$\leqslant 0{,}3R_e$ и $\leqslant 10m_e$
Среднее конусное расстояние	R	$R_e - 0{,}5b$
Средний окружной модуль	m	$m_e R/R_e$
Средний делительный диаметр	d	mz
Внешняя высота головки зуба:		
шестерни	h_{ae1}	$(h_a^* + x_1)\, m_e$
колеса	h_{ae2}	$2h_a^* m_e - h_{ae1}$
Внешняя высота ножки зуба:		
шестерни	h_{fe1}	$h_{ae2} + c^* m_e$
колеса	h_{fe2}	$h_{ae1} + c^* m_e$
Внешняя высота зуба	h_e	$h_{ae} + h_{fe}$
Внешняя окружная толщина зуба:		
шестерни	s_{e1}	$(0{,}5\pi + 2x_1 \operatorname{tg}\alpha + x_{\tau 1})\, m_e$
зуба колеса	s_{e2}	$\pi m_e - s_{e1}$
Угол ножки зуба	Θ_f	$\operatorname{arctg}(h_{fe}/R_e)$
Угол головки:		
шестерни	Θ_{a1}	Θ_{f2}
колеса	Θ_{a2}	Θ_{f1}
Угол конуса вершин	δ_a	$\delta + \Theta_a$
» » впадин	δ_f	$\delta - \Theta_f$
Внешний делительный диаметр	d_e	$m_e z$
Внешний диаметр вершин зубьев	d_{ae}	$d_e + 2h_{ae}\cos\delta$
Расстояние от вершины делительного конуса до плоскости внешней окружности вершин зубьев	B	$R_e \cos\delta - h_{ae}\sin\delta$
То же при межосевом угле $\Sigma = 90^\circ$:		
шестерни	B_1	$0{,}5d_{e2} - h_{ae1}\sin\delta_1$
колеса	B_2	$0{,}5d_{e1} - h_{ae2}\sin\delta_2$

Примечания: 1. При отсутствии индексов «1» и «2» имеется в виду любое зубчатое колесо. 2. Параметры стандартного исходного контура даны в табл. 4.2.

4.53. Номинальные диаметры зуборезной головки для колес с осевой формой зуба I, мм

Модуль m_n	Предел среднего конусного расстояния R при угле наклона зуба β_n, °			Внешняя высота зуба h_e	Ширина зубчатого венца b	Диаметр зуборезной головки d_0
	от 0 до 15	св. 15 до 29	св. 29 до 40			
2—3	40—65	45—70	45—60	9	10—20	100
2—3,5	50—80	55—90	55—75	10	12—25	125
2,5—4	65—105	72—110	72—95	12	16—32	160
2,5—5	80—130	90—140	90—120	15	20—40	200
2,5—6	100—160	110—175	110—150	18	25—50	250
2,5—9	120—200	140—220	140—190	24	32—65	315
3—10	160—250	180—280	180—240	30	40—80	400
4—12	200—320	225—350	225—300	36	50—100	500
4—16	250—400	290—440	290—380	45	70—125	630
5—20	320—520	360—560	360—480	60	80—160	800
6—25	—	400—650	450—600	70	100—200	1000

Примечание. В таблице даны рекомендуемые диаметры зуборезной головки и пределы среднего конусного расстояния.

4.54. Номинальные диаметры зуборезной головки для колес с осевой формой зуба II, мм

Модуль m_n	Предел среднего конусного расстояния R при угле наклона зуба β_n, °		Внешняя высота зуба h_e	Ширина зубчатого венца b	Диаметр зуборезной головки d_0
	от 0 до 15	св. 15 до 45			
1,25	13—21	10—22	4	2,5—8	32
1,5	16—26	12—28	5	3—10	40
2	20—32	15—35	6	4—12	50
2	24—40	18—42	7	5—15	60
1—2,5	32—52	24—56	8	6—20	80
1—3	40—65	30—70	9	8—25	100
1—3,5	50—80	40—90	10	10—30	125
1,5—4	65—105	50—110	12	13—40	160
2—5	80—130	60—140	15	16—50	200
2—6	100—160	75—175	18	20—65	250
3—8	120—200	95—220	24	25—80	315
3—10	160—250	120—280	30	32—100	400
4—12	200—320	150—350	36	40—125	500
5—16	250—400	190—440	45	50—160	630
6—20	320—520	240—560	60	65—200	800

Примечание. Для углов β_n св. 15 до 45° указаны допустимые значения R. Рекомендуемыми значениями R являются такие же, как для углов β_n от 0 до 15°.

4.55. Разводы W_2 резцов зуборезных головок по ГОСТ 11902—77* и соответствующие им значении коэффициентов изменения расчетной толщиины зуба шестерни $x_{\tau 1}$ при средних нормальных модулях m_n по СТ СЭВ 310—76

Модуль m_n, мм	Вариант 1			Вариант 2		Вариант 3	
	$x_{\tau 1}$	W_2, мм	δh_f, мм	$x_{\tau 1}$	W_2, мм	$x_{\tau 1}$	W_2, мм
1,25	0	0,8	0,036	—	—	—	—
1,5	0	1,0	—0,010	—	—	—	—
1,75	0	1,1	0,077	—	—	—	—
2	0	1,3	0,030	0,04	1,4	0,14	1,6
2,25	0	1,4	0,119	0,05	1,6	0,14	1,8
2,5	0	1,6	0,072	0,06	1,8	0,14	2,0
2,75	0	1,8	0,024	0,07	2,0	0,14	2,2
3	0	2,0	—0,024	0,07	2,2	0,20	2,6
3,5	0	2,2	0,155	0,08	2,6	0,14	2,8
4	0	2,6	0,060	0,04	2,8	0,14	3,2
4,5	0	2,8	0,239	0,05	3,2	0,14	3,6
5	0	3,2	0,143	0,06	3,6	0,14	4,0
5,5	0	3,6	0,048	0,07	4,0	0,18	4,6
6	0	4,0	—0,047	0,10	4,6	0,20	5,2
7	0	4,6	0,036	0,08	5,2	0,20	6,0
8	0	5,2	0,120	0,09	6,0	0,15	6,5
10	0	6,5	0,150	0,04	7,0	0,14	8,0
12	0	8,0	—0,095	0,09	9,0	0,17	10,0
16	0	10,0	0,789	0,09	12,0	0,15	13,0

ских передач с круговыми зубьями обычно отношение R/d_0 лежит в пределах от 0,3 до 0,7.

От развода резцов зуборезной головки W_2 (табл. 4.55) зависит поправка δh_f на высоту ножки зуба, которая вводится в расчет только при $x_{\tau 1} = 0$. Если W_2 не соответствует значению m_n и $x_{\tau 1}$, указанным в табл. 4.55, то развод резцов рассчитывают по формуле

$$W_2' = m_n [0{,}5\pi - 2 (h_a^* + c^*) \operatorname{tg} \alpha_n + x_{\tau 1}] \qquad (4.55)$$

и округляют до ближайшего значения W_2 по табл. 4.55, соблюдая следующие условия:

при $x_{\tau 1} = 0$ и $m_n > 1$ мм

$$0{,}06 m_n \geqslant (W_2' - W_2) \geqslant -0{,}02 m_n; \qquad (4.56)$$

при $x_{\tau 1} \neq 0$ и $m_n \geqslant 2$ мм

$$0{,}05 m_n \geqslant (W_2' - W_2) \geqslant -0{,}05 m_n. \qquad (4.57)$$

4.56. Значения коэффициента угла головки зуба K_a ортогональной конической передачи

β_n, °	z_1	Значение коэффициента K_a при передаточном числе u				
		от 1 до 1,25	св. 1,25 до 1,6	св. 1,6 до 2,5	св. 2,5 до 4	св. 4
От 0 до 15	12—13	—	—	—	0,70/0,95	0,65/0,95
	14—15	—	0,75/0,85	0,75/0,90	0,75/0,95	0,70/0,95
	16—19	0,80/0,80	0,80/0,85	0,80/0,95	0,75/0,95	0,75/1,00
	20—24	0,85/0,85	0,80/0,85	0,80/0,95	0,80/0,95	0,80/1,00
	25—29	0,85/0,85	0,85/0,90	0,85/0,95	0,85/0,95	0,80/1,00
	30—40	0,90/0,90	0,85/0,90	0,85/0,95	0,85/0,95	0,85/1,00
	Св. 40	0,90/0,90	0,90/0,95	0,85/0,95	0,85/0,95	0,85/1,00
Св. 15 до 29	10—11	—	—	—	0,75/0,95	0,75/1,00
	12—13	—	—	0,80/0,90	0,80/0,95	0,75/1,00
	14—15	—	0,85/0,90	0,80/0,90	0,80/0,95	0,80/1,00
	16—19	0,85/0,85	0,85/0,90	0,85/0,95	0,85/0,95	0,85/1,00
	20—24	0,90/0,90	0,85/0,90	0,85/0,95	0,85/0,95	0,85/1,00
	25—29	0,90/0,90	0,90/0,90	0,90/0,95	0,90/0,95	0,90/1,00
	30—40	0,90/0,90	0,90/0,95	0,90/0,95	0,90/1,00	0,90/1,00
	Св. 40	0,95/0,95	0,95/0,95	0,90/0,95	0,90/1,00	0,90/1,00
Св. 29 до 45	6—7	—	—	—	—	0,75/1,00
	8—9	—	—	—	—	0,75/1,00
	10—11	—	—	—	0,80/1,00	0,80/1,00
	12—13	—	—	0,90/1,00	0,85/1,00	0,85/1,00
	14—15	—	0,90/0,90	0,90/1,00	0,90/1,00	0,85/1,00
	16—19	0,90/0,90	0,90/1,00	0,90/1,00	0,90/1,00	0,90/1,00
	20—24	1,00/1,00	1,00/1,00	1,00/1,00	0,90/1,00	0,90/1,00
	Св. 24	1,00/1,00	1,00/1,00	1,00/1,00	1,00/1,00	1,00/1,00

Примечание. В числителе приведены значения K_a для шестерни, в знаменателе — для колеса.

Для $x_{\tau 1} = 0$ и $m_n \geqslant 1$ мм вычисляют поправку на высоту ножки зуба

$$\delta h_f = 0{,}5\,(W'_2 - W_2)\operatorname{ctg}\alpha_n, \qquad (4.58)$$

а при $x_{\tau 1} \neq 0$ и $m_n \geqslant 2$ мм уточняют величину

$$x_{\tau 1} = (W_2/m_n) - 0{,}5\pi + 2\,(h_a^* + c^*)\operatorname{tg}\alpha_n. \qquad (4.59)$$

Если условия (4.56) и (4.57) не выполняются, то вычисляют новое значение модуля

$$m_n = W_2/[0{,}5\pi - 2\,(h_a^* + c^*)\operatorname{tg}\alpha_n + x_{\tau 1}] \qquad (4.60)$$

и последующие расчеты проводят при уточненном значении m_n.

В целях обеспечения постоянства ширины вершинной ленточки по всей длине зуба осевой формы II принимают $\theta_{a1} \neq \theta_{a2}$ и $\theta_{a2} = \theta_{f1}$. В расчетах это учитывают, вводя

4.57. Основные геометрические параметры ортогональной конической передачи с круговыми зубьями

Параметр	Обозначение	Расчетные формулы	
		Форма зуба I	Форма зуба II
Внешнее конусное расстояние	R_e	$0{,}5m_{te}z_c$	
Среднее конусное расстояние	R_m	$m_n z_c/(2\cos\beta_n)$	
Ширина зубчатого венца (при округлении до целого числа)	b	$\leqslant 0{,}3R_e$ и $\leqslant 10m_{te}$	
Расстояние от внешнего торца до расчетного сечения	l_e	$R_e - R_m$	
Высота ножки зуба в расчетном сечении	h_f	$(h_a^* + c^* - x_n)\,m_n + \delta h_f$	
Коэффициент ($0 < K < 500$)	K	—	$\dfrac{10800\ \mathrm{tg}\,\beta_n}{z_c\ \mathrm{tg}\,\alpha_n} \times \times\left(1 - \dfrac{2R\sin\beta_n}{d_0}\right)$
Сумма углов ножек зубьев шестерни и колеса (в мин)	$\theta_{f\Sigma}$	—	$K/\sin\beta_n$
Угол ножки зуба:			
шестерни	θ_{f_1}	$\mathrm{arctg}\,\dfrac{h_{f_1}}{R_m}$	$\theta_{f\Sigma}\left(0{,}5 - \dfrac{2}{\pi}x_{n1}\ \mathrm{tg}\,\alpha_n\right)$
колеса	θ_{f_2}	$\mathrm{arctg}\,\dfrac{h_{f_2}}{R_m}$	$\theta_{f\Sigma} - \theta_{f_1}$
Угол головки зуба:			
шестерни	θ_{a_1}	θ_{f_2}	$K_{a_1}\theta_{f_2}$
колеса	θ_{a_2}	θ_{f_1}	$K_{a_2}\theta_{f_1}$
Уменьшение высоты головки зуба в расчетном сечении:			
шестерни	δh_{a_1}	0	$(b - l_e)\,(\mathrm{tg}\,\theta_{f_2} - \mathrm{tg}\,\theta_{a_1})$
колеса	δh_{a_2}	0	$(b - l_e)\,(\mathrm{tg}\,\theta_{f_1} - \mathrm{tg}\,\theta_{a_2})$
Высота головки зуба в расчетном сечении	h_a	$(h_a^* + x_n)\,m_n - \delta h_a$	
Увеличение высоты головки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец	Δh_{ae}	$l_e\ \mathrm{tg}\,\theta_a$	

Параметр	Обозначение	Расчетные формулы	
		Форма зуба I	Форма зуба II
Увеличение высоты ножки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец	Δh_{fe}	$l_e \operatorname{tg} \theta_f$	
Внешняя высота головки зуба	h_{ae}	$h_a + \Delta h_{ae}$	
Внешняя высота ножки	h_{fe}	$h_f + \Delta h_{fe}$	
Внешняя высота зуба	h_e	$h_{ae} + h_{fe}$	
Нормальная толщина зуба в расчетном сечении:			
шестерни	s_{n_1}	$(0{,}5\pi + 2x_{n_1} \operatorname{tg} \alpha_n + x_{\tau_1}) m_n$	
колеса	s_{n_2}	$\pi m_n - s_{n_1}$	
Угол конуса вершин	δ_a	$\delta + \theta_a$	
Угол конуса впадин	δ_f	$\delta - \theta_f$	
Средний делительный диаметр	d	$m_n z / \cos \beta_n$	
Внешний делительный диаметр зубьев		$m_{te} z$	
Внешний диаметр вершин зубьев	d_{ae}	$d_e + 2h_{ae} \cos \delta$	
Расстояние от вершины делительного конуса до плоскости внешней окружности вершин зубьев:			
шестерни	B_1	$0{,}5d_{e_2} - h_{ae_1} \sin \delta_1$	
колеса	B_2	$0{,}5d_{e_1} - h_{ae_2} \sin \delta_2$	

Примечания: 1. При отсутствии индексов «1» и «2» имеется в виду любое зубчатое колесо. 2. Параметры стандартного исходного контура ($\alpha_n = 20°$) даны в табл. 4.2.

в коэффициент угла головки зуба K_a, значения которого даны в табл. 4.56.

Формулы для расчета основных геометрических параметров ортогональных конических передач с круговыми зубьями осевых форм I и II представлены в табл. 4.57.

Вычисления геометрических параметров прямозубых колес и колес с круговыми зубьями согласно рекомендациям стандартов должны производиться с точностью не

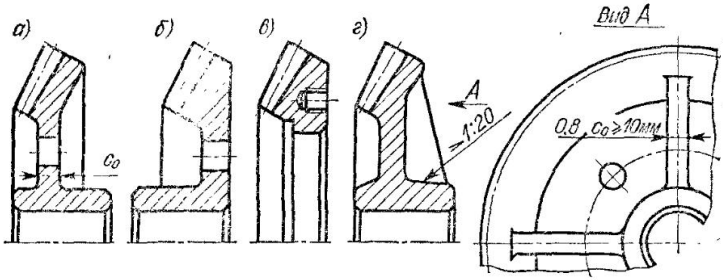


Рис. 4.29. Конструкции конических зубчатых колес

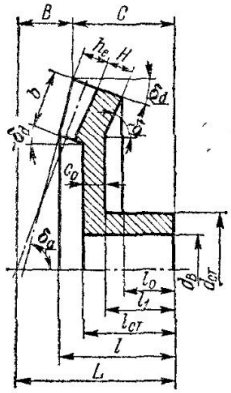
ниже: линейных размеров — 0,0001 мм; отвлеченных величин — 0,0001; угловых размеров — 1″, тригонометрических величин — 0,00001; передаточных чисел, коэффициентов смещения и коэффициентов изменения толщины зубьев — 0,01.

Конструкции. Широкое применение имеют *кованые* и *штампованные* конические зубчатые колеса с внешними диаметрами вершин зубьев $d_{ae} \leqslant 500$ мм (рис. 4.29, *а*). В целях уменьшения расстояния между опорами валов иногда ступицу колеса выполняют в сторону вершины делительного конуса (рис. 4.29, *б*). Следует отметить, что колеса имеют меньшую склонность к термическим деформациям, если диск толщиной c_0 расположен посередине ширины зубчатого венца. Колеса больших диаметров изготавливают в виде сборных конструкций, в которых зубчатый венец (рис. 4.29, *в*) соединяют со ступицей болтами или с помощью посадки с гарантированным натягом. *Литые* конструкции из стали и чугуна (рис. 4.29, *г*) используют для получения конических колес с $d_{ae} \geqslant 300$ мм.

Ориентировочные соотношения размеров конструктивных элементов конических зубчатых колес даны в табл. 4.58. Размеры отверстий в дисках, необходимых для транспортировки колес, принимают по конструктивным соображениям (обычно 10—15 мм).

Если угол делительного конуса $\delta_1 \leqslant 30°$, то внутренний торец зубчатого венца шестерни ограничивают не конической, а плоской поверхностью (рис. 4.30, *а*). При разработке конструкции вала-шестерни необходимо учитывать особенности зубонарезания конических колес. Поверхности конструктивных элементов вала (цапф, буртов и пр.) со сторон внутреннего и внешнего торцов зубчатого венца

4.58. Размеры конструктивных элементов конических зубчатых колес



Размер конструктивного элемента	Обозначение	Расчетные значения для колес	
		кованых и штампованных	литых
Толщина обода	H	$(1{,}8 \div 3)\ m$, но более 10 мм	$(3 \div 4)\ m$, но более 10 мм
Диаметр ступицы	$d_{ст}$	$(1{,}5 \div 1{,}6)\ d_в$	$(1{,}6 \div 1{,}8)\ d_в$
Толщина диска	c_0	$(0{,}2 \div 0{,}4)\ b$	$(0{,}2 \div 0{,}3)\ b$
Расстояние от базового торца до:			
внешнего торца обода	l_0	$(0{,}6 \div 0{,}8)\ d_в$	
внешнего торца диска	l_1	$l_0 + c_0$	
плоскости внешнего диаметра вершин зубьев	C	$l_0 + (h_e + H) \cos \delta_d$	
внутреннего торца обода	l	$C + b \cos \delta_a$	
вершины делительного конуса	L	$C + B$	
Длина ступицы	$l_{ст}$	$l_1 + c_0$	

Примечания: 1. Расчет параметров B, b, h_e, δ_a и δ_d дан в табл. 4.52 и 4.57. 2. Для мелкомодульных колес и колес малых диаметров, получаемых точением из прутков, толщину обода H можно принимать равной h_e.

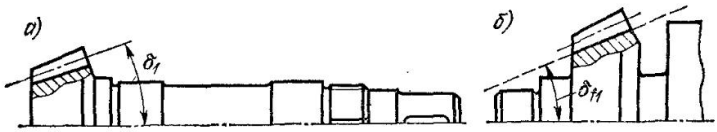


Рис. 4.30. Конструкции валов-шестерен

не должны пересекать продолжения образующей конуса впадин (рис. 4.30, *б*), чтобы в процессе нарезания зубьев не было касания этих поверхностей резцами.

Шероховатость и предельные отклонения поверхностей. Конструкторские, технологические и измерительные *базовые поверхности* конических зубчатых колес совпадают. Валы-шестерни базируют на две посадочные цапфы *А* и *Б*, а колеса — по отверстию *Е* (рис. 4.31). Базовыми поверхностями являются также опорные *В* и прижимные *Ж* торцы. Поверхность конуса вершин зубьев *Г* используют для выверки колес на зубообрабатывающем станке и для контроля зубьев.

Шероховатость базовых и боковых поверхностей зубьев нормируется в зависимости от степени точности зубчатого колеса (табл. 4.59). Параметр шероховатости боковых поверхностей зубьев условно указывают на образующей делительного конуса.

При выборе посадок для установки конических зубчатых колес на валах можно пользоваться рекомендациями для посадки цилиндрических зубчатых колес (см. табл. 4.31).

Допуски на угол конуса вершин зубьев ($\Delta\delta_a$) и на угол дополнительного конуса ($\Delta\delta_d$), а также на внешний диаметр вершин зубьев (Δd_{ae}) назначают в зависимости от

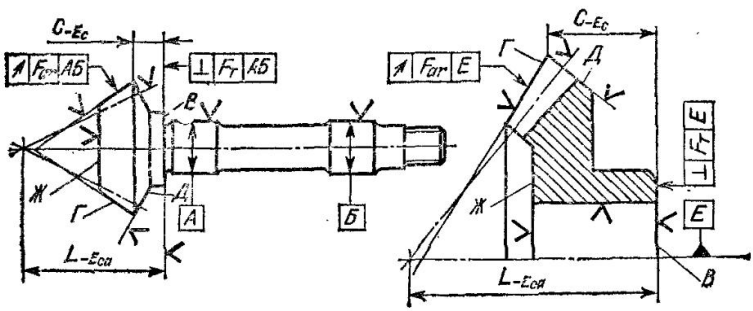


Рис. 4.31. Базовые поверхности конических зубчатых колес

4.59. Значения параметра шероховатости поверхностей R_a конических зубчатых колес, мкм

Поверхности	Степень точности по трем нормам				
	4	5	6	7	8
Боковые поверхности зубьев	0,08—0,32	0,16—0,63	0,32—0,63	0,63—1,25	1,25—2,5
Конус вершин *Г* и внешний дополнительный конус *Д*	0,16—0,63	0,32—1,25	0,32—1,25	0,63—1,25	1,25—2,5
Опорный *В* и прижимной *Ж* торцы	0,08—0,32	0,16—0,32	0,32—0,63	0,63—1,25	1,25—2,5
Центрирующее отверстие *Е* и цапфы *А*, *Б*	0,16—0,32	0,16—0,32	0,16—0,63	0,32—1,25	0,63—2,5

Примечание. Для степеней точности грубее 8-й параметр R_a всех поверхностей назначается в пределах 1,6—6,3 мкм.

4.60. Допуски на угол конуса вершин зубьев δ_a, угол дополнительного конуса δ_d и внешний диаметр вершин зубьев d_{ae}

Внешний окружной модуль, мм	$\Delta\delta_a$, ′	$\Delta\delta_d$, ′	Δd_{ae}, мм
Не более 0,75	+30	±60	—0,075
Св. 0,75 до 1,0	+15	±30	—0,075
» 1,0 » 1,5	+15	±30	—0,150
» 1,5 » 10	+8	±15	—0,150
Не менее 10	+8	±15	—0,250

внешнего окружного модуля m_e прямозубых колес и m_{te} колес с круговыми зубьями (табл. 4.60)

Предельные отклонения расстояния от базового торца *В* до плоскости внешней окружности вершин зубьев *С* для колес с внешним окружным модулем менее 10 мм рекомендуется принимать $E_c = -0{,}05$ мм, а при модуле более 10 мм $E_c = -0{,}1$ мм. Допуск на базовое расстояние *L* находят с учетом E_c:

$$E_{ca} = E_c R_e / R. \qquad (4.61)$$

Допуск перпендикулярности базового торца *В* к рабочей оси колеса рассчитывают по формуле

$$F_T = f_a d_T \operatorname{tg} \delta / d_e, \qquad (4.62)$$

4.61. Предельные отклонения межосевого расстояния $\pm f_a$, мкм, конической прямозубой передачи со средним модулем $m < 1$ мм

Степень точности по нормам контакта	Среднее конусное расстояние R, мм						
	до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 200
4—5	7	7	8	9	9	10	12
6—7	10	11	12	12	14	16	20
8—9	20	22	24	26	28	30	35
10—12	40	44	48	52	58	63	72

где $d_т$ — диаметр базового торца; f_a — предельное отклонение межосевого расстояния (номинальное межосевое расстояние в конических передачах равно нулю). Значения f_a даны в табл. 4.61 и 4.62.

Допуск на биение поверхности конуса вершин зубьев F_{ar} в направлении, перпендикулярном к образующей конуса, назначают в зависимости от допуска на биение зубчатого венца F_r, установленного стандартами (табл. 4.63 и 4.64),

$$F_{ar} = 0{,}6F_r. \qquad (4.63)$$

Передние прижимные торцы ступиц колес, соприкасающиеся с торцами шайб, гаек и т. п., должны иметь параллельность задним опорным торцам ступиц в пределах 0,02 ÷ 0,04 мм.

Оформление чертежей. В соответствии с правилами, установленными ГОСТ 2.405—75* (СТ СЭВ 859—78), на изображениях конических прямозубых колес и колес с круговыми зубьями должны быть указаны следующие параметры: внешний диаметр вершин зубьев d_{ae}, при необходимости внешний диаметр вершин зубьев после притупления кромок d'_{ae}, расстояние от базового торца до плоскости внешней окружности вершин C, угол конуса вершин зубьев δ_a, угол внешнего дополнительного конуса

$$\delta_d = 90° - \delta, \qquad (4.64)$$

ширина зубчатого венца b, базовое расстояние L и положение измерительного сечения. Размеры фасок и радиусов кривизны линий притупления допускается указывать в технических требованиях чертежа.

4.62. Предельные отклонения межосевого расстояния $\pm f_a$, мкм, конических передач с прямыми и криволинейными зубьями со средним модулем $m \geqslant 1$ мм

Степень точности по нормам контакта	Среднее конусное расстояние R, мм						
	до 50	св. 50 до 100	св. 100 до 200	св. 200 до 400	св. 400 до 800	св. 800 до 1600	св. 1600
4	10	12	13	15	18	25	32
5	10	12	15	18	25	36	45
6	12	15	18	25	30	40	56
7	18	20	25	30	36	50	67
8	28	30	36	45	60	85	100
9	36	45	55	75	90	130	160
10	67	75	90	120	150	200	280
11	105	120	150	190	250	300	420
12	180	200	240	300	360	450	630

4.63. Допуски на биение зубчатого венца F_r, мкм, прямозубого конического колеса со средним модулем $m < 1$ мм

Степень точности по нормам кинематической точности	Средний делительный диаметр d, мм						
	до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 200
4	4/6	5/6	6/7	7/8	8/9	9/10	10/12
5	7/9	8/10	9/11	10/12	12/14	14/16	16/19
6	11/15	12/16	14/18	16/20	19/22	22/25	26/30
7	16/21	18/22	20/24	22/26	26/30	30/36	36/42
8	19/26	21/28	25/30	28/34	32/38	38/45	45/50
9	24/34	26/36	30/40	36/45	42/50	48/55	55/65
10	30/42	34/45	38/50	45/55	52/60	60/70	70/80
11	—/52	—/55	—/63	—/70	—/78	—/90	—/105
12	—/65	—/70	—/75	—/85	—/95	—/110	—/130

Примечание. В числителе указаны допуски для колес со средним нормальным модулем от 0,1 до 0,5 мм, в знаменателе — свыше 0,5 до 1,0 мм.

4.64. Допуски на биение зубчатого венца F_r, мкм, конических колес с прямыми и криволинейными зубьями со средним модулем $m_n \geqslant 1$ мм

Степень точности по нормам кинематической точности	Средний нормальный модуль m_n, мм	Средний делительный диаметр d, мм				
		до 125	св. 125 до 400	св. 400 до 800	св. 800 до 1600	св. 1600 до 2500
4	От 1 до 3,5	10	15	18	—	—
	Св. 3,5 » 6,3	11	16	20	22	—
	» 6,3 » 10	13	18	22	25	28
5	От 1 до 3,5	16	22	28	—	—
	Св. 3,5 » 6,3	18	25	32	36	—
	» 6,3 » 10	20	28	36	40	45
	» 10 » 16	22	32	40	45	50
6	От 1 до 3,5	25	36	45	—	—
	Св. 3,5 » 6,3	28	40	50	56	—
	» 6,3 » 10	32	45	56	63	71
	» 10 » 16	36	50	63	71	80
7	От 1 до 3,5	36	50	63	—	—
	Св. 3,5 » 6,3	40	56	71	80	—
	» 6,3 » 10	45	63	80	90	100
	» 10 » 16	50	71	90	100	112
	» 16 » 25	60	80	100	112	125
8	От 1 до 3,5	45	63	80	—	—
	Св. 3,5 » 6,3	50	71	90	100	—
	» 6,3 » 10	56	80	100	112	125
	» 10 » 16	63	90	112	125	140
	» 16 » 25	75	100	125	140	160
9	От 1 до 3,5	56	80	100	—	—
	Св. 3,5 » 6,3	63	90	112	125	—
	» 6,3 » 10	71	100	125	140	160
	» 10 » 16	80	112	140	160	180
	» 16 » 25	95	125	160	180	200
10	От 1 до 3,5	71	100	125	—	—
	Св. 3,5 » 6,3	80	112	140	160	—
	» 6,3 » 10	90	125	160	180	200
	» 10 » 16	100	140	180	200	224
	» 16 » 25	120	160	200	224	260

Степень точности по нормам кинематической точности	Средний нормальный модуль m_n, мм	Средний делительный диаметр d, мм				
		до 125	св. 125 до 400	св. 400 до 800	св. 800 до 1600	св. 1600 до 2500
11	От 1 до 3,5	90	125	160	—	—
	Св. 3,5 » 6,3	100	140	180	200	—
	» 6,3 » 10	112	160	200	224	250
	» 10 » 16	120	180	224	250	280
	» 16 » 25	150	200	250	280	315
12	От 1 до 3,5	112	160	200	—	—
	Св. 3,5 » 6,3	125	180	224	250	—
	» 6,3 » 10	140	200	250	280	315
	» 10 » 16	150	224	280	315	355
	» 16 » 25	180	250	315	360	400

Примечание. ГОСТ 1758—81 устанавливает допуски F_r для колес степеней точности 8—12-й с m_n до 55 мм.

В первой части таблицы параметров должны быть приведены *основные данные*: внешний окружной модуль m_e для прямозубого колеса или средний нормальный модуль m_n для колеса с круговыми зубьями, число зубьев z, тип зуба (прямой или круговой), ссылка на стандарт исходного контура, коэффициент смещения с соответствующим знаком x (x_n), коэффициент изменения толщины зуба x_τ, угол делительного конуса δ, степень точности и вид сопряжения по соответствующему стандарту. Для колес с круговыми зубьями приводят дополнительные данные: осевую форму зуба, направление линии зуба (правое или левое), номинальный диаметр зуборезной головки d_0.

Во второй части таблицы параметров должны быть приведены *данные для контроля* размеров в измерительном сечении: толщина зуба по хорде $\bar{s}$ или постоянная хорда $\bar{s}_{ce}$, высота до хорды $\bar{h}_a$ или до постоянной хорды $\bar{h}_{ce}$. Контроль размеров зуба часто осуществляют по постоянной хорде. Для прямозубых колес при любых значениях x_1 и $x_2 \geqslant -0{,}4$ по известным параметрам s_e и h_{ae} (см. табл. 4.52) определяют внешнюю постоянную хорду

$$\bar{s}_{ce} = s_e \cos^2 \alpha \qquad (4.65)$$

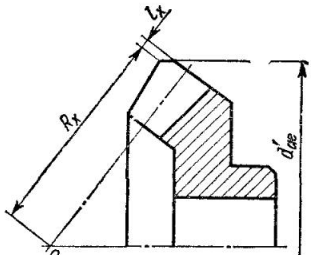


Рис. 4.32. Размеры притупления вершин зубьев

и высоту до нее

$$\bar{h}_{ce} = h_{ae} - 0{,}25 s_e \sin 2\alpha. \quad (4.66)$$

В колесах с притуплением вершин прямых зубьев (рис. 4.32) измерительное сечение смещается на величину

$$l_x = 0{,}5\,(d_{ae} - d'_{ae})\,(\operatorname{ctg}\delta_a + \operatorname{tg}\delta)\cos\delta. \quad (4.67)$$

Толщину зуба по хорде $\bar{s}_x$ в преднамеренно смещенном измерительном сечении и высоту до хорды $\bar{h}_{ax}$ находят по формулам:

$$\bar{s}_x = d_e R_x \sin\psi_e/(R_e\cos\delta); \quad (4.68)$$

$$\bar{h}_{ax} = h_{ae} + 0{,}25\bar{s}_x\psi_e - l_x \operatorname{tg}\theta_a, \quad (4.69)$$

где ψ_e — половина внешней угловой толщины зуба (в рад)

$$\psi_e = s_e\cos\delta/d_e, \quad (4.70)$$

R_x— конусное расстояние до измерительного сечения,

$$R_x = R_e - l_x. \quad (4.71)$$

Для колес с круговыми зубьями при любых значениях x_{n1} и $x_{n2} \geqslant -0{,}4$ размер постоянной хорды

$$\bar{s}_c = s_n\cos^2\alpha_n \quad (4.72)$$

и высоту до нее

$$\bar{h}_c = h_a - 0{,}25 s_n \sin 2\alpha_n \quad (4.73)$$

рассчитывают по известным значениям параметров s_n и h_a (см. табл. 4.57).

Наибольшее отклонение средней постоянной хорды зуба E_{sci} является суммой наименьшего отклонения $E_{\bar{s}ce}$ по абсолютному значению (табл. 4.65—4.67) и допуска на среднюю постоянную хорды $T_{\bar{s}c}$ (табл. 4.68 и 4.69):

$$E_{\bar{s}ci} = |E_{\bar{s}ce}| + T_{\bar{s}c}. \quad (4.74)$$

Наибольшие и наименьшие отклонения средней постоянной хорды зуба имеют знак «минус».

В третьей части таблицы параметров должны быть приведены *справочные данные*: межосевой угол Σ, средний окружной модуль m для прямозубого колеса или внешний

4.65. Наименьшее отклонение средней постояниой хорды зуба $E_{\bar{s}ce}$, мкм, конических колес с $m_e < 1$ мм

Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности	Средний делительный диаметр d, мм							
		до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180 до 200
H	4—6	8	8	9	9	10	11	13	15
	7	12	12	13	14	15	16	18	22
G	4—6	12	13	14	15	17	20	24	28
	7	16	17	18	20	22	25	28	32
	8	20	22	24	26	28	30	34	40
F	4—6	17	18	21	24	28	32	38	45
	7	20	22	25	28	32	36	40	48
	8	26	28	30	34	38	42	48	55
	9	36	38	42	45	48	52	58	65
	10	52	54	56	58	60	65	75	85
E	4—6	28	30	34	40	48	52	60	70
	7	32	34	38	42	50	55	65	75
	8	34	38	40	45	52	60	70	80
	9	36	40	45	50	55	65	75	85
	10	60	60	65	65	70	70	75	100
	11	65	65	70	70	80	85	95	115
	12	70	70	75	80	85	90	105	120
D	4—6	35	38	40	45	50	55	65	80
	7	42	45	48	52	55	60	70	85
	8	45	48	50	55	60	65	75	90
	9	50	52	55	60	65	70	80	95
	10	65	65	70	75	80	85	90	110
	11	70	75	80	85	90	95	100	120
	12	75	80	85	90	95	100	115	130

окружной модуль m_{te} для колеса с круговыми зубьями, внешнее конусное расстояние R_e, среднее конусное расстояние R, средний делительный диаметр d, угол конуса впадин δ_f, внешняя высота зуба h_e, при необходимости прочие данные (h_{ae}, s_e, s_n) и обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса.

В табл. 4.70 дан пример расчета мелкомодульного конического прямозубого колеса ортогональной передачи степени точности 7—F. В этом расчете определены параметры

4.66. Наименьшее отклонение средней постоянной хорды зуба E_{sce}^{-}, мкм, конических колес степени точности 7—Н с модулем $m \geqslant 1$ мм

Средний нормальный модуль m_n, мм	Средний делительный диаметр d, мм											
	до 125			св. 125 до 400			св. 400 до 800			св. 800 до 1600		
	Угол делительного конуса δ, °											
	до 20	св. 20 до 45	св. 45	до 20	св. 20 до 45	св. 45	до 20	св. 20 до 45	св. 45	до 20	св. 20 до 45	св. 45
От 1 до 3,5	20	20	22	28	32	30	36	50	45	—	—	—
Св. 3,5 » 6,3	22	22	25	32	32	30	38	55	45	75	85	80
» 6,3 » 10	25	25	28	36	36	34	40	55	50	80	90	85
» 10 » 16	28	28	30	36	38	36	48	60	55	80	100	85
» 16 » 25	—	—	—	40	40	40	50	65	60	80	100	90

Примечания: 1. Для определения значений E_{sce}^{-} при степенях точности и видах сопряжения, отличающихся от 7—Н, значения E_{sce}^{-}, приведенные в данной таблице, умножают на коэффициент K_1 (табл. 4.67). 2. Значения E_{sce}^{-} для колес с $d > 1600$ мм стандартом не установлены

4.67. Значения коэффициента K_1

Сопряжение	Степень точности по нормам плавности						
	4—6	7	8	9	10	11	12
H	0,90	1,0	—	—	—	—	—
E	1,45	1,6	—	—	—	—	—
D	1,80	2,0	2,2	—	—	—	—
C	2,40	2,7	3,0	3,2	—	—	—
B	3,40	3,8	4,2	4,6	4,9	—	—
A	5,00	5,5	6,0	6,6	7,0	7,8	9,0

4.68. Допуски на среднюю постоянную хорду зуба $T_{\bar{s}c}$, мкм конических колес с $m < 1$ мм

Допуск на биение зубчатого венца F_r	Вид допуска на боковой зазор				
	h	g	f	e	d
До 6	9	11	13	16	18
Св. 6 до 8	10	12	15	18	22
» 8 » 10	11	13	17	20	24
» 10 » 12	13	15	19	22	26
» 12 » 16	15	18	22	26	30
» 16 » 20	18	22	26	30	34
» 20 » 23	22	26	30	35	36
» 23 » 32	28	32	35	42	44
» 32 » 40	32	38	45	50	55
» 40 » 50	40	46	50	60	63
» 50 » 60	48	55	60	70	75
» 60 » 80	60	70	80	90	95
» 80 » 100	75	85	100	110	120
» 100 » 125	90	105	120	130	135
» 125	110	125	140	150	180

4.69. Допуски на среднюю постоянную хорду зуба $T_{\bar{s}c}$, мкм, конических колес с $m \geqslant 1$ мм

Допуск на биение зубчатого венца F_r	Вид допуска на боковой зазор				
	h	d	c	b	a
До 8	21	25	30	40	52
Св. 8 до 10	22	28	34	45	55
» 10 » 12	24	30	36	48	60
» 12 » 16	26	32	40	52	65
» 16 » 20	28	36	45	58	75
» 20 » 25	32	42	52	65	85
» 25 » 32	38	48	60	75	95
» 32 » 40	42	55	70	85	110
» 40 » 50	50	65	80	100	130
» 50 » 60	60	75	95	120	150
» 60 » 80	70	90	110	130	180
» 80 » 100	90	110	140	170	220
» 100 » 125	110	130	170	200	260
» 125 » 160	130	160	200	250	320
» 160 » 200	160	200	260	320	400
» 200 » 250	200	250	320	380	500
» 250 » 320	240	300	400	480	630
» 320 » 400	300	380	500	600	750

4.70. Пример расчета мелкомодульного конического прямозубого колеса

Параметр	Номер формулы, таблицы	Обозначение, формула	Численное значение
Передаточное число	—	u	2,5
Угол делительного конуса:			
колеса	(4.43)	$\delta_2 = \operatorname{arctg} u$	$\operatorname{arctg} 2{,}5 = 68° 12'$
шестерни	(4.45)	$\delta_1 = 90° - \delta_2$	$90° - 68° 12' = 31° 48'$
Число зубьев:			
шестерни (минимальное)	(4.49)	$z_1 = 18{,}4\cos\delta_1$	$18{,}4\cos 31° 48' \cong 16$
колеса	(4.43)	$z_2 = z_1 u$	$16 \cdot 2{,}5 = 40$
плоского колеса	(4.46)	$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$	$\sqrt{16^2 + 40^2} = 43{,}08$
Коэффициент смещения	(4.50)	$x = 2\left(1 - \frac{1}{u^2}\right)\sqrt{\frac{1}{z_1}}$	$2\left(1 - \frac{1}{2{,}5^2}\right)\sqrt{\frac{1}{16}} = 0{,}42$
Коэффициент изменения расчетной толщины зуба	(4.52)	$x_\tau = 0{,}03 + 0{,}008\,(u - 2{,}5)$	$0{,}03 + 0{,}008\,(2{,}5 - 2{,}5) = 0{,}03$
Внешний окружной модуль (по СТ СЭВ 310—76), мм	—	m_e	0,8
Внешнее конусное расстояние, мм	Табл. 4.52	$R_e = 0{,}5 m_e z_c$	$0{,}5 \cdot 0{,}8 \cdot 43{,}08 = 17{,}232$
Ширина зубчатого венца, мм	То же	$b \leqslant 0{,}3 R_e$	$0{,}3 \cdot 17{,}232 = 5$
Среднее конусное расстояние, мм	»	$R = R_e - 0{,}5b$	$17{,}232 - 0{,}5 \cdot 5 = 14{,}732$
Средний окружной модуль, мм	»	$m = \frac{m_e R}{R_e}$	$\frac{0{,}8 \cdot 14{,}732}{17{,}232} = 0{,}6839$
Средний делительный диаметр колеса, мм	»	$d = mz_2$	$0{,}6839 \cdot 40 = 27{,}3575$
Коэффициент высоты головки зуба	Табл. 4.2	h_a^*	1
Коэффициент радиального зазора	То же	c^*	0,3
Внешняя высота головки зуба, мм:			
шестерни	Табл. 4.52	$h_{ae_1} = \left(h_a^* + x_1\right) m_e$	$(1 + 0{,}42)\ 0{,}8 = 1{,}136$
колеса	То же	$h_{ae_2} = 2h_a^* m_e - h_{ae_1}$	$2 \cdot 1 \cdot 0{,}8 - 1{,}136 = 0{,}464$

Параметр	Номер формулы, таблицы	Обозначение, формула	Численное значение
Внешняя высота ножки зуба, мм:			
шестерни	Табл. 4.52	$h_{fe_1} = h_{ae_2} + c^* m_e$	$0{,}464 + 0{,}3 \cdot 0{,}8 = 0{,}704$
колеса	То же	$h_{fe_2} = h_{ae_1} + c^* m_e$	$1{,}136 + 0{,}3 \cdot 0{,}8 = 1{,}376$
Внешняя высота зуба, мм	»	$h_{e_2} = h_{ae_2} + h_{fe_2}$	$0{,}464 + 1{,}376 = 1{,}84$
Внешняя окружная толщина зуба, мм:			
шестерни	»	$s_{e_1} = (0{,}5\pi + 2x_1 \operatorname{tg}\alpha + x_{\tau_1}) m_e$	$(0{,}5 \cdot 3{,}1416 + 2 \cdot 0{,}42 \operatorname{tg} 20^\circ + 0{,}03) 0{,}8 = 1{,}5252$
колеса	»	$s_{e_2} = \pi m_e - s_{e_1}$	$3{,}1416 \cdot 0{,}8 - 1{,}5252 = 0{,}9881$
Угол ножки зуба колеса	»	$\theta_{f_2} = \operatorname{arctg}\left(\frac{h_{fe_2}}{R_e}\right)$	$\operatorname{arctg}\left(\frac{1{,}376}{17{,}232}\right) = 4^\circ 34'$
Угол головки зуба колеса	»	$\theta_{a_2} = \operatorname{arctg}\left(\frac{h_{fe_1}}{R_e}\right)$	$\operatorname{arctg}\left(\frac{0{,}704}{17{,}232}\right) = 2^\circ 20'$
Угол конуса вершин колеса	»	$\delta_{a_2} = \delta_2 + \theta_{a_2}$	$68^\circ 12' + 2^\circ 20' = 70^\circ 32'$
Угол конуса впадин колеса	»	$\delta_{f_2} = \delta_2 - \theta_{f_2}$	$68^\circ 12' - 4^\circ 34' = 63^\circ 38'$
Внешний делительный диаметр колеса, мм	»	$d_{e2} = m_e z_2$	$0{,}8 \cdot 40 = 32$
Внешний диаметр вершин зубьев колеса, мм	»	$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae} \cos\delta_2$	$32 + 2 \times 0{,}464 \cos 68^\circ 12' = 32{,}3446$
Внешний делительный диаметр шестерни, мм	»	$d_{e1} = m_e z_1$	$0{,}8 \cdot 16 = 12{,}8$
Расстояние от вершины делительного конуса до плоскости внешней окружности вершин зубьев, мм	»	$B_2 = 0{,}5 d_{e1} - h_{ae2} \sin\delta_2$	$0{,}5 \cdot 12{,}8 - 0{,}464 \sin 68^\circ 12' = 5{,}9692$
Толщина обода колеса, мм	Табл. 4.58	$H \approx h_{e2}$	2
Диаметр ступицы, мм	То же	$d_{ст} = 1{,}6 d_в$	$1{,}6 \cdot 8 \approx 13$

Параметр	Номер формулы, таблицы	Обозначение, формула	Численное значение
Толщина диска, мм	Табл. 4.58	$c_0 = 0{,}4b$	$0{,}4 \cdot 5 = 2$
Угол внешнего дополнительного конуса	(4.64)	$\delta_d = 90° - \delta_2$	$90° - 68° 12' = 21° 48'$
Расстояния от базового торца до элементов, мм:	Табл. 4.58		
внешнего торца обода		$l_0 = 0{,}75d_в$	$0{,}75 \cdot 8 = 6$
внешнего торца диска		$l_1 = l_0 + c_0$	$6 + 2 = 8$
плоскости внешнего диаметра вершин зубьев		$C = l_0 + (h_{e2} + H)\cos\delta_d$	$6 + (1{,}84 + 2)\cos 21° 48' = 9{,}5654$
внутреннего торца обода		$l = C + b\cos\delta_a$	$9{,}5654 + 5\cos 70° 32' = 11{,}2317$
вершины делительного конуса		$L = C + B_9$	$9{,}5654 + 5{,}9692 = 15{,}5346$
Длина ступицы, мм	Табл. 4.58	$l_{ст} = l_0 + 2c_0$	$6 + 2 \cdot 2 = 10$
Глубина внутренней расточки, мм	—	$\approx l - l_{ст}$	$11{,}2317 - 10 \approx 1{,}2$
Допуск на расстояние C, мм	—	E_c	$-0{,}05$
Допуск на расстояние L, мм	(4.61)	$E_{ca} = E_c R_e / R$	$-0{,}05 \frac{17{,}932}{24{,}732} = -0{,}06$
Предельное отклонение межосевого расстояния, мм	Табл. 4.61	f_a	$\pm 0{,}011$
Средний диаметр базового торца, мм	—	$d_т = 0{,}5(d_{ст} + d_в)$	$0{,}5(13 + 8) = 10{,}5$
Допуск перпендикулярности базового торца, мм	(4.62)	$F_т = \frac{l_a F_r \operatorname{tg}\delta}{d_{e2}}$	$\frac{0{,}011 \cdot 10{,}5 \operatorname{tg} 68° 12'}{32} = \pm 0{,}009$
Допуск на биение зубчатого венца, мм	Табл. 4.63	F_r	0,024
Допуск на биение поверхности конуса вершин, мм	(4.63)	$F_{ar} = 0{,}6F_r$	$0{,}6 \cdot 0{,}024 = 0{,}014$
Внешняя постоянная хорда, мм	(4.65)	$\bar{s}_{ce} = s_{e2}\cos^2\alpha$	$0{,}9881 \cos^2 20° = 0{,}8725$

Параметр	Номер формулы, таблицы	Обозначение, формула	Численное значение
Высота до постоянной хорды, мм	(4.66)	$\bar{h}_{ce} = h_{ae2} - 0{,}25 s_{e2} \sin 2\alpha$	$0{,}464 - 0{,}25 \times 0{,}9881 \sin 40° = 0{,}3052$
Наименьшее отклонение средней постоянной хорды, мм	Табл. 4.65	$E_{\bar{s}ce}$	0,025
Допуск на среднюю постоянную хорду, мм	Табл. 4.68	$T_{\bar{s}c}$	0,035
Наибольшее отклонение средней постоянной хорды, мм	(4.74)	$E_{\bar{s}ci} = \lvert E_{\bar{s}ce} \rvert + T_{\bar{s}c}$	$0{,}025 + 0{,}035 = 0{,}060$

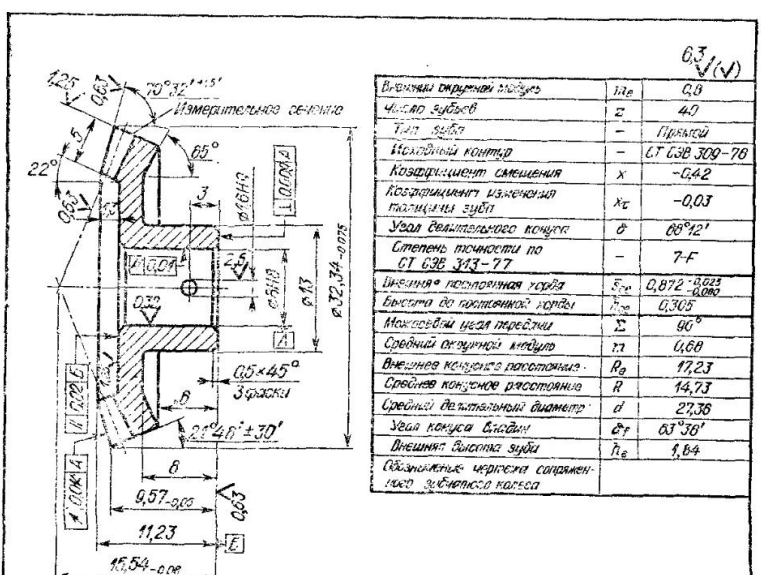
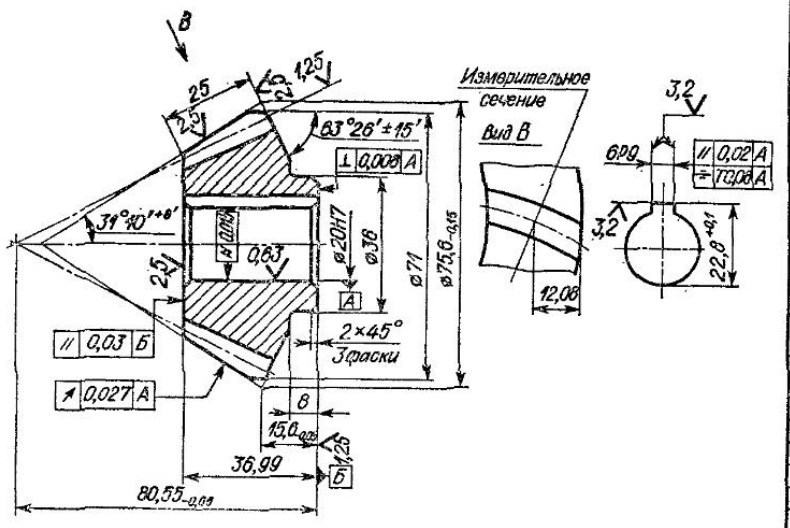


Рис. 4.33. Мелкомодульное прямозубое коническое колесо



63 У(У)

Средний нормальный модуль	m_n	3
Число зубьев	z	17
Тип зуба	–	Круговой
Осевая форма зуба по ГОСТ 19325-73	–	II
Средний угол наклона зуба	β_n	25°
Направление линии зуба	–	Правое
Исходный контур	–	ГОСТ 13755-77
Коэффициент смещения	x_n	+0,31
Коэффициент изменения толщины зуба	x_τ	0
Угол делительного конуса	δ	26°34'
Номинальный диаметр зуборезной валовки	d_0	160
Степень точности по ГОСТ 1758-75	–	8-В
Постоянная хорда в измерительном сечении	$\bar{s}_c$	$4,759^{-0,084}_{-0,184}$
Высота до постоянной хорды	$\bar{h}_c$	2,922
Межосевой угол передачи	Σ	90°
Внешний окружной модуль	m_{te}	3,946
Внешнее конусное расстояние	R_e	75
Среднее конусное расстояние	R	62,91
Средний делительный диаметр	d	56,27
Угол конуса впадин	δ_f	22°31'
Внешняя высота зуба	h_e	8,41
Обозначение чертежа сопряжённого зубчатого колеса		

Рис. 4.34. Коническая шестерня с круговыми зубьями

шестерни только те, которые необходимы для получения геометрических параметров ведомого колеса. Чертеж этого колеса по данным расчета приведен на рис. 4.33. В качестве примера оформления на рис. 4.34 дан чертеж конической шестерни с круговыми зубьями.

Литература [18, 23, 30, 32, 37].

4.4. Цилиндрические червяки и червячные колеса

Основные параметры. Цилиндрическую червячную передачу образуют червяк и червячное колесо, делительные и начальные поверхности которых являются цилиндрами. Различают два вида рабочих поверхностей витков цилиндрического червяка: *линейчатые*, образуемые винтовым движением прямой линии, и *нелинейчатые*, образуемые винтовым движением любой заданной кривой. Благодаря технологичности наибольшее применение получили цилиндрические червяки с линейчатой винтовой поверхностью.

В зависимости от профиля витков в плоскости $A—A$, перпендикулярной к оси червяка (рис. 4.35), цилиндрические линейчатые червяки подразделяются на эвольвентные, архимедовы и конволютные. ГОСТ 18498—73 устанавливает следующие условные обозначения для этих типов червяков:

ZI — эвольвентный червяк, теоретический торцовый профиль витков которого очерчивается эвольвентой окружности;

ZA — архимедов червяк, теоретический торцовый профиль витков которого представляется архимедовой спиралью;

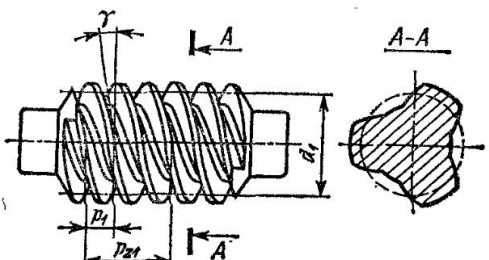


Рис. 4.35. Профиль витков червяка в поперечном сечении

ZN — конволютный червяк, теоретический торцовый профиль витков которого является удлиненной или укороченной эвольвентой. Предусматриваются три вида конволютных червяков;

ZN1 — с прямолинейным профилем витка в плоскости, нормальной к винтовой линии и равноотстоящей на делительном цилиндре от боковых поверхностей витка;

ZN2 — с прямолинейным профилем впадины в плоскости, нормальной к винтовой линии и равноотстоящей от боковых поверхностей впадин;

ZN3 — с прямолинейным нормальным профилем витка.

Стандарт устанавливает также условные обозначения цилиндрических червяков с нелинейчатой винтовой поверхностью трех видов, образуемых инструментом конической формы (*ZK*), и двух видов, образуемых инструментом тороидальной формы (*ZT*):

ZK1 — червяк, ось которого скрещивается с осью производящего конуса под углом, равным делительному углу подъема линии витка червяка γ;

ZK2 — червяк, ось которого пересекается с осью производящего конуса под прямым углом;

ZK3 — червяк, ось которого скрещивается с осью производящего конуса под прямым углом;

ZT1 — червяк, ось которого скрещивается с осью производящего тора под углом, равным делительному углу подъема линии витка червяка γ;

ZT2 — червяк, ось которого скрещивается с осью производящего тора под углом, при котором одно из плоских сечений главной поверхности червяка является дугой окружности, совпадающей с образующей производящего тора.

Выбор типа червяка определяется технологическими возможностями конкретного производства. В машиностроении для силовых передач часто применяют эвольвентные червяки *ZI*, а при необходимости обеспечения большой нагрузочной способности и высокого КПД — червяки *ZT*. Тип червяка на точность передачи не влияет, поэтому в приборостроении часто применяют простые в изготовлении архимедовы червяки.

Важным параметром червяков является число параллельных независимых винтовых линий — *число витков* z_1. Стандарты рекомендуют принимать z_1 равным 1, 2 и 4. Число витков $z_1 = 3$ назначают для специальных передач, применяют и другие значения z_1, но не более 8. Направле-

4.71. Значения коэффициентов диаметров q при z_1, равном 1, 2 и 4

m, мм	q	
	Ряд 1	Ряд 2
Не более 1,25	10; 12,5; 16; 20; 25*	—
1,6	10; 12,5; 16; 20; 25*	11,2; 14; 18*
2—10	8; 10; 12,5; 16; 20; 25*	9; 11,2; 14; 18*
12,5	8; 10; 12,5; 16; 20	9; 11,2; 14; 18*
16	8; 10; 12,5; 16; 20	9
20	8; 10; 12.5; 16	9
25	10; 12,5**; 16**; 20**	—

Примечания: 1. Первый ряд q следует предпочитать второму. 2. Значения q, отмеченные звездочкой, только для $z_1 = 1$, а двумя звездочками — только для $z_1 = 4$.

ние линии витка червяка для большинства передач является правым.

Число витков z_1 определяет ход червяка

$$p_{z1} = p_1 z_1 = \pi m z_1, \qquad (4.75)$$

где p_1 — расчетный шаг, т. е. расстояние между ближайшими одноименными профилями витков, измеренное на делительном цилиндре диаметром d_1. Модули m, определяемые в осевом сечении червяков, установлены СТ СЭВ 267—76.

В целях уменьшения номенклатуры зуборезного инструмента ГОСТ 2144—76* (СТ СЭВ 267—76 и СТ СЭВ 2820—80) регламентирует значение коэффициентов диаметров червяков $q = d_1/m$ (табл. 4.71).

Делительный угол подъема линии витка червяка определяется следующими зависимостями:

$$\operatorname{tg} \gamma = p_{z1}/(\pi d_1) = z_1/q. \qquad (4.76)$$

Число зубьев червячного колеса z_2 стандартами не устанавливается. В силовых червячных передачах z_2 обычно лежит в пределах 30—70, а в кинематических передачах верхний предел практически не ограничен. При $z_2 < 28$ появляется подрезание зубьев. При выборе z_2 следует учитывать, что с уменьшением z_2 для обеспечения заданного передаточного числа необходимо уменьшать и z_1, что приводит к снижению КПД передачи. С учетом

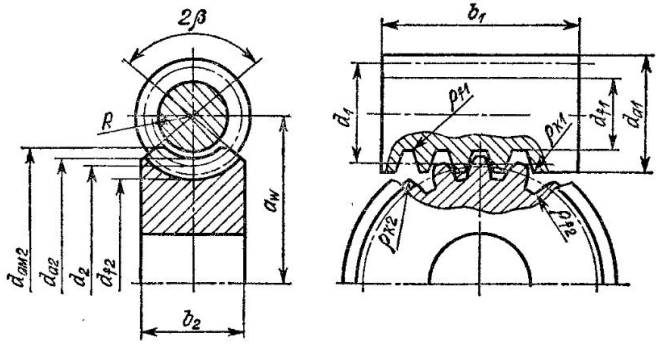


Рис. 4.36. Геометрические параметры червячной передачи

делительного диаметра червячного колеса $d_2 = mz_2$ передаточное число механизма может быть представлено в следующем виде:

$$u = \frac{d_2}{d_1 \operatorname{tg} \gamma} = \frac{z_2}{q \operatorname{tg} \gamma} = \frac{\pi d_2}{p_{z1}} = \frac{z_2}{z_1}. \qquad (4.77)$$

Коэффициент смещения червяка рекомендуется принимать в пределах $1 \geqslant x \geqslant -1$ и рассчитывать по формуле

$$x = (a_w/m) - 0{,}5\,(z_2 + q), \qquad (4.78)$$

где a_w — межосевое расстояние передачи.

Длина нарезанной части червяка b_1 (рис. 4.36) определяется в зависимости от коэффициента смещения x (табл. 4.72). Расчет других геометрических параметров

4.72. Длины нарезанной части червяка b_1

Коэффициент смещения x	Число витков z_1	
	1 и 2	4
$-1{,}0$	$(10{,}5 + z_1)\,m$	$(10{,}5 + z_1)\,m$
$-0{,}5$	$(8 + 0{,}06z_2)\,m$	$(9{,}5 + 0{,}09z_2)\,m$
0	$(11 + 0{,}06z_2)\,m$	$(12{,}5 + 0{,}09z_2)\,m$
$+0{,}5$	$(11 + 0{,}1z_2)\,m$	$(12{,}5 + 0{,}1z_2)\,m$
$+1{,}0$	$(12 + 0{,}1z_2)\,m$	$(13 + 0{,}1z_2)\,m$

Примечания: 1. Расчетные значения b_1 следует округлять в большую сторону до целого числа. 2. При промежуточном значении x длину b_1 вычисляют по ближайшему пределу x, который дает большее значение b_1. 3. Для шлифуемых и фрезеруемых червяков полученную по таблице длину b_1 следует увеличить при $m < 10$ мм на 25 мм, при $m = 10 \div 16$ мм — на 35—40 мм и при $m > 16$ мм — на 50 мм.

4.73. Геометрические параметры цилиндрической червячной передачи

Параметр	Обозначение	Формула
Делительный диаметр:		
червяка	d_1	qm
колеса	d_2	$z_2 m$
Начальный диаметр червяка	d_{w1}	$(q + 2x)\, m$
Начальный угол подъема	γ_w	$\operatorname{tg} \gamma_w = z_1 m / d_{w1}$
Основной угол подъема червяка*	γ_b	$\cos \gamma_b = \cos \alpha_n \cos \gamma$
Основной диаметр червяка*	d_b	$z_1 m / \operatorname{tg} \gamma_b$
Высота витка червяка	h_1	$h^* m$
» головки витка червяка	h_{a1}	$h_a^* m$
Диаметр вершин витков червяка	d_{a1}	$d_1 + 2h_{a1}$
Диаметр вершин зубьев червячного колеса	d_{a2}	$d_2 + 2\,(h_a^* + x)\, m$
Наибольший диаметр червячного колеса	d_{aM2}	$\leqslant d_{a2} + [6m/(z_1 + 2)]$
Радиус кривизны переходной кривой червяка	ρ_{f1}	$\rho_f^* m$

Примечания: 1. Значения коэффициентов параметров витков исходного червяка даны в табл. 4.3. 2. Формулы для расчета параметров, отмеченных звездочкой, применяются только для червяков *ZI*.

цилиндрической червячной передачи с червяками *ZA*, *ZI*, *ZN1*, *ZN2* и *ZK1* в соответствии с рекомендациями ГОСТ 19650—74 представлен в табл. 4.73.

Ширина венца червячного колеса b_2 назначается с учетом диаметра вершин витков червяка:

$$\left.\begin{array}{l} \text{при } z_1 \leqslant 3 \quad b_2 \leqslant 0{,}75\, d_{a1}; \\ \text{при } z_1 = 4 \quad b_2 \leqslant 0{,}67\, d_{a1}. \end{array}\right\} \qquad (4.79)$$

Ширина венца b_2 должна также удовлетворять условию, при котором обеспечивается минимальная длина контактных линий, зависящая от угла обхвата 2β. Под углом обхвата понимают центральный угол на делительной окружности червяка между лучами, проходящими через

4.74. Значения угла β червячных колес кинематических передач

Коэффициент диаметра червяка q	Число зубьев колеса z_2						
	до 30	св. 30 до 40	св. 40 до 50	св. 50 до 60	св. 60 до 70	св. 70 до 80	св. 80 до 100
До 14	35	40	40	45	45	45	50
Св. 14 до 17	30	35	35	40	40	40	45
» 17 » 20	30	30	35	35	35	40	40
» 25	20	25	25	30	30	30	35

точки пересечения делительной окружности червяка с наибольшим цилиндром червячного колеса. Угол обхвата можно определять, пользуясь зависимостью

$$\sin \beta = b_2/(d_{a1} - 0{,}5m), \qquad (4.80)$$

или назначать для силовых передач в пределах $2\beta = 90 \div 120°$, а для кинематических передач — по табл. 4.74. Расчетные значения β, полученные по формуле (4.80), следует округлять в большую сторону до значений, кратных 5.

При разработке конструкций червяков и червячных колес необходимо также знать диаметры впадин витков червяков *ZA*, *ZN1*, *ZN2* и червяка *Z1* соответственно:

$$d_{f1} = d_1 - 2m(h_a^* + c_1^*); \quad d_{f1} = d_1 - (4{,}4\cos\gamma - 2)\,m \qquad (4.81)$$

и зубьев червячного колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2m(h_a^* + c_2^* + x). \qquad (4.82)$$

Радиус дуги, образующей кольцевую поверхность вершин зубьев червячного колеса, можно найти по формуле

$$R = 0{,}5d_1 - (h_a^* + x)\,m. \qquad (4.83)$$

Конструкции. Червячные передачи отличаются от других видов зубчатых механизмов большой скоростью относительного скольжения, которая для точек делительного цилиндра червяка рассчитывается по формуле

$$V_{ск} = 0{,}5\,\omega_1 d_1/\cos\gamma.$$

Высокие скорости скольжения витков червяка вдоль зубьев червячного колеса определяют выбор материалов с хорошими антифрикционными и антизадирными свойствами. *Задиром* называют вид изнашивания рабочих

поверхностей при появлении на них рисок (борозд) глубиной 100—200 мкм, направленных коллинеарно вектору скорости относительного движения. Червячная пара длительно сопротивляется задиру, если рабочие поверхности витков червяка и зубьев червячного колеса имеют высокую твердость. Нагрузочная способность червячной передачи зависит от механических характеристик материалов и прежде всего от прочности на изгиб. Общие рекомендации по выбору материалов даны в п. 4.1 (см. табл. 4.16).

Для неответственных малонагруженных передач червяки могут быть изготовлены из нетермообработанных (сырых) сталей Ст5, 35 и 45. Наибольшую прочность на изгиб имеют стали 40Х, 45Х, 40ХН и 38ХГН, которые благодаря улучшению обеспечивают твердость рабочих поверхностей витков 30—38 $HRC_э$. Цементация и закалка ТВЧ сталей 15Х, 20Х и 12ХН3А способствуют получению еще большей твердости (57—64 $HRC_э$).

Основными материалами для изготовления червячных колес являются оловянные и алюминиево-железистые бронзы. Высокооловянная бронза БрО10Ф1 обладает лучшими антизадирными свойствами, но благодаря дефицитности и большой стоимости применяется только для червячных колес ответственных и быстроходных передач с $V_{ск} \leqslant$ $\leqslant 25$ м/с. Бронзы с меньшим содержанием олова БрО6Ц6С3 и БрО5Ц5С6 (ГОСТ 613—79) обладают худшими антизадирными свойствами и используются для червячных колес, работающих при $V_{ск} \leqslant 12$ м/с. Зубья червячных колес из алюминиево-железистых бронз БрА9Ж3Л и БрА10Ж4Н4Л (ГОСТ 493—79) имеют достаточно высокую объемную прочность, но они требуют продолжительной приработки поверхностей без полной нагрузки. Эти марки бронз рекомендуются для колес червячных передач при $V_{ск} \leqslant 7$ м/с.

В несиловых кинематических передачах со скоростью $V_{ск} \leqslant 4$ м/с червячные колеса изготавливают из латуней ЛАЖМц66-6-3-2, ЛМцС58-2-2 и ЛМцОС58-2-2-2 (ГОСТ 17711—80) и пластмасс: текстолита, капрона, капролона В, древеснослоистого пластика ДСП-Г, полиамидной смолы П-68 и др. Хорошо прирабатываются зубья червячных колес из капрона и капролона В.

Червяки могут быть выполнены в виде цельных и насадных конструкций. Выбор исполнения во многом определяется значением коэффициента диаметра q. Для цельных крупномодульных червяков обычно назначают меньшие величины $q = 8 \div 20$, а большие $q = 14 \div 25$ — для

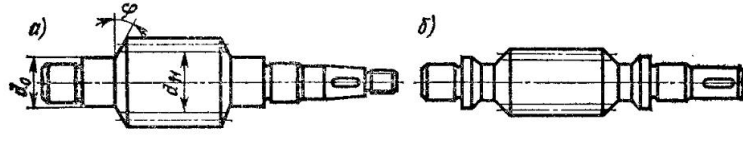


Рис. 4.37. Конструкции червяков

насадных мелкомодульных конструкций. С уменьшением q возрастает КПД передачи и увеличивается коэффициент использования материала цельных конструкций, но при этом уменьшается жесткость червяка.

Параметр q следует выбирать с таким условием, чтобы диаметр впадин витков червяка d_{f1} был больше диаметра расположенной рядом шейки d_0 (рис. 4.37, *а*). Это необходимо для выхода инструмента при нарезании червяка. Проточки, предусматриваемые для выхода инструмента (рис. 4.37, *б*), приводят к уменьшению прочности и жесткости вала.

В целях упрощения снятия заусенцев на заходных частях нарезанной части червяка выполняют фаски: в индивидуальном производстве $\varphi = 15 \div 30°$ и крупносерийном — $\varphi = 45 \div 60°$.

Рекомендации для определения размеров конструктивных элементов насадных червяков даны в табл. 4.75.

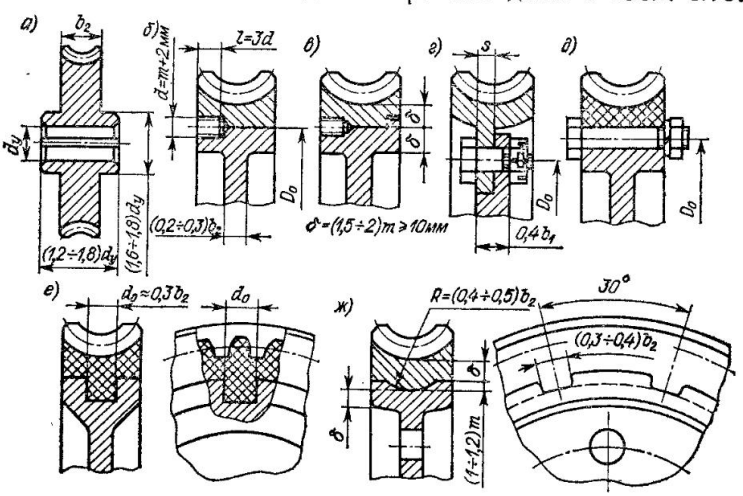
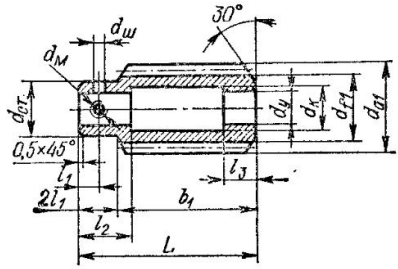


Рис. 4.38. Конструкции червячных колес

4.75. Рекомендуемые размеры, мм, конструктивных элементов насадных червяков с $m < 2{,}5$ мм



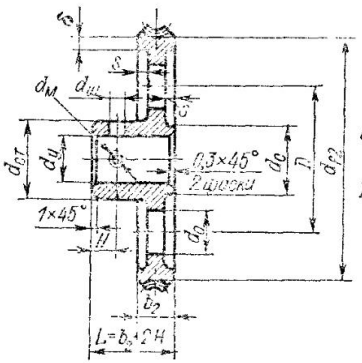
$d_у$	$d_ш$	$d_м$	$d_к$	$d_{ст}$	l_1	l_2	l_3	$d_у$	$d_ш$	$d_м$	$d_к$	$d_{ст}$	l_1	l_2	l_3
3	0,8	М2	3,5	6	2,5	4	4	12	2,8	М3	13	18	5	10	6
4	0,8	М2	4,5	7	3	4	4	14	3,8	М4	15	20	6	10	6
5	1,0	М2	5,5	8	3	6	4	15	3,8	М4	17	22	6	12	6
6	1,4	М3	6,5	10	3	6	4	16	3,8	М4	18	24	6	12	6
7	1,8	М3	8	11	4	8	5	17	3,8	М4	19	25	6	12	6
8	1,8	М3	9	12	4	8	5	18	3,8	М4	20	26	6	12	6
9	1,8	М3	10	14	4	8	5	20	4,8	М5	22	30	6	14	8
10	2,8	М3	11	16	5	10	6	22	4,8	М5	24	32	6	14	8

Примечания: 1. Кольцевые выточки $d_к$ выполняют при $d_у \leqslant 6$ мм, если $L > 3d_у$, и при $d_у > 6$ мм, если $L > 2d_у$. 2. Допускаемые отклонения: $d_ш$—Н8, l_1—h12; для червяков 5-й и 6-й степеней точности $d_у$—Н6, 7-й и 8-й степеней точности $d_у$—Н7.

Конструкции *червячных колес* в зависимости от размеров, материалов и объема производства могут быть цельными и составными. В малогабаритных редукторах с межосевым расстоянием $a_ω \leqslant 40$ мм применяют бронзовые и латунные цельные сплошные конструкции (рис. 4.38, *а*). В приборостроении цельные червячные колеса облегчают кольцевыми выточками и отверстиями (табл. 4.76).

В целях экономии дорогих и дефицитных материалов червячные колеса изготавливают в виде составных конструкций, соединяя бронзовый зубчатый венец с чугунным или стальным центром колеса запрессовкой, заформовкой и резьбовыми деталями.

4.76. Рекомендуемые размеры, мм, конструктивных элементов червячных колес $m \leqslant 1{,}5$ мм



m	$d_у$	$d_{ст}$	d_c	$d_ш$	$d_м$	H	s	$б$
Не более 0,5	4	9	7	1,0	М2	3	1,5	1,5—2,0
	5	10	10	1,5	М2	3		
	6	12	10	1,5	М2	3		
	7—8	15	12	2,0	М3	4		
	9	18	15	2,0	М3	4		
	10	18	15	3,0	М3	4		
От 0,5 до 1,0	7—8	15	12	2,0	М3	4	2,0	2—3
	9	18	15	2,0	М3	4		
	10	18	15	3,0	М3	5		
	12	22	18	3,0	М3	5		
	15	25	22	4,0	М4	6		
	18	30	30	4,0	М4	6		
От 1,0 до 1,5	12	22	18	3,0	М3	5	2,5	3—4
	15	25	22	4,0	М4	6		
	18	28	28	4,0	М4	6		
	20	32	32	5,0	М4	6		

Примечание. Допускаемые отклонения: $d_у$—H6, $d_ш$—H8, H—h12.

В индивидуальном и мелкосерийном производствах венец запрессовывают на центр колеса по посадкам с натягом: H7/p6 H7/r6 и H7/s6, получая бандажированные конструкции. Из-за разницы коэффициентов линейного расширения материалов под действием тепловыделения натяг уменьшается, поэтому для предохранения от осевого смещения венец дополнительно закрепляют болтами или винтами (рис. 4.38, *б*). Отверстия под крепежные детали располагают на двух торцах в шахматном порядке, либо — на одном торце, а на втором предусматривают опорный бурт (рис. 4.38, *в*). После сборки выступающие головки болтов (винтов) срезают. Необходимое число болтов z можно определить, исходя из условия прочности на смятие бронзы (или чугуна) при заданном крутящем моменте на колесе M_2 без учета напряженного состояния материалов, созданного натягом,

$$z \geqslant 4M_2/(dlD_0|\sigma|_{см}),$$

где допускаемое напряжение смятия $|\sigma|_{см} = 0{,}3\sigma_т$.

Разъемные составные червячные колеса собирают с помощью болтов повышенной точности для отверстий из-под развертки по ГОСТ 7817—80* (рис. 4.38, *г*). Требуемое число болтов находят из условия их среза

$$z \geqslant 8M_2/(\pi D_0 d_б^2 |\tau|_{ср})$$

или из условия смятия поверхностей отверстий в бронзовом венце

$$z \geqslant 2M_2/(D_0 d_б |\sigma|_{см}),$$

выбирая большее значение z из двух расчетных величин. Допускаемое напряжение на срез $|\tau|_{ср} = 0{,}25\sigma_т$, $d_б$ — диаметр гладкой цилиндрической части болта.

Зубчатые венцы из термореактивных пластмасс соединяют с металлическими центрами колес болтами (рис. 4.38, *д*), количество которых рассчитывают с учетом смятия полимерного материала,

$$z \geqslant 4M_2/(D_0 d_б b_2 |\sigma|_{см}).$$

В ряде конструкций центры колес заформовывают в термопластичные пластмассы, а затем на пластмассовом ободе нарезают зубья (рис. 4.38, *е*). Неподвижность венца относительно центра обеспечивается отверстиями в металлическом ободе, которые в процессе заформовки заполняет полимерный материал. Требуемое число отверстий опре-

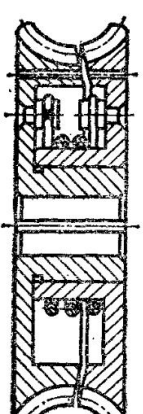


Рис. 4.39. Зазороустраняющее червячное колесо

деляют с учетом среза пластмассы:

$$z_0 \geqslant 8M_2/(\pi D_0 d_0^2 [\tau]_{ср}).$$

Биметаллические конструкции червячных колес получают в серийном и массовом производствах путем заливки бронзового венца в стальной или чугунный центр, присоединительную поверхность которого выполняют в виде впадин и выступов различных конфигураций (рис. 4.38, *ж*).

В точных механизмах применяют конструкции червячных колес, автоматически устраняющие зазор при зацеплении с червяком (рис. 4.39). Такие колеса состоят из двух частей, свободно вращающихся относительно общей геометрической оси. Во внутреннюю полость устанавливают пружину кручения, концы которой закрепляют на каждой части колеса. До ввода в зацепление с червяком пружину заводят с таким углом закручивания, чтобы момент, развиваемый пружиной, был больше момента, передаваемого червячным колесом.

Шероховатость и предельные отклонения поверхностей. Погрешности в изготовлении червяков и червячных колес приводят к быстрому износу рабочих поверхностей, перегреву, шуму, вибрациям и увеличению мертвого хода. ГОСТ 9774—81 и ГОСТ 3675—81 устанавливают допуски на цилиндрические червячные передачи. Требования к точности регламентированы стандартами для червяков и червячных колес, находящихся на рабочих осях, т. е. осях, вокруг которых они вращаются в передаче. Погрешности, связанные с использованием в качестве измерительных баз поверхностей, имеющих неточности формы и расположения относительно рабочей оси, учитываются производственными допусками.

Конструкторскими, технологическими и измерительными базовыми поверхностями червяка являются посадочные цапфы *А* и *Б* (рис. 4.40). Шероховатости базовых поверхностей и поверхностей витков червяка, рекомендуемые СТ СЭВ 638—77, даны в табл. 4.77.

В тех случаях, когда для контроля толщины витков используют рабочую ось червяка, поле допуска диаметра вершин витков назначают по h8 — h9, а допуск на биение окружности вершин F_{ar1} определяют в зависимости от

допуска на радиальное биение витка червяка f_r (табл. 4.78 и 4.79):

$$F_{ar1} = (0{,}5 \div 0{,}7) f_r.$$

Часто диаметр вершин витков червяка d_{a1} является измерительной базой при контроле размеров витков червяка, поэтому поле допуска этого диаметра выбирают с учетом степени точности передачи (табл. 4.80). Допуск на *радиальное биение наружного цилиндра червяка* в этом случае рассчитывают по формуле

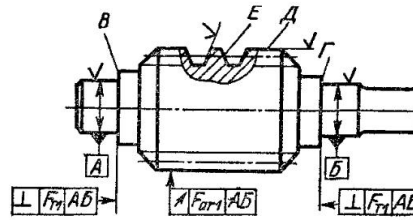


Рис. 4.40. Базовые поверхности червяка

$$F_{ar1} = 0{,}34 T_{\bar{s}}, \qquad (4.84)$$

где $T_{\bar{s}}$ — допуск на толщину витка червяка по хорде (табл. 4.81 и 4.82). Допуск $T_{\bar{s}}$ выбирают по виду допуска на боковой зазор для мелкомодульных червяков в зависимости от допуска f_r, а для червяков с $m \geqslant 1$ мм — от допуска на радиальное биение червячного колеса F_r (табл. 4.83).

Допуски на *торцовое биение опорной и прижимной поверхностей червяка* (табл. 4.84) рассчитаны для 7-й степени точности при среднем диаметре d_{a1} соответствующего интервала по эмпирической формуле

$$F_{т1} \approx 4 \sqrt[3]{d_{a1}},$$

а для других степеней точности путем деления и умножения этих значений на знаменатель геометрической прогрессии 1,25.

Технологическими базами червячных колес являются (рис. 4.41): отверстие ступицы *А*, опорная поверхность обода *Б*, прижимной торец *В* и наружная тороидальная поверхность венца *Г*. При нарезании зубьев червячные колеса базируют по отверстию *А* с опорой на торец обода *Б*. Рекомендуемые параметры шероховатости базовых поверхностей и поверхностей зубьев червячных колес даны в табл. 4.85. Отверстие *А* используется в качестве конструкторской базы для посадки червячного колеса на вал. При выборе типа посадки можно воспользоваться рекомендациями табл. 4.31.

4.77. Значения шероховатости поверхностей R_a цилиндрических червяков, мкм

Поверхности	Степень точности по трем нормам				
	4	5	6	7	8
Посадочные цапфы *А* и *Б*	0,16—0,32	0,16—0,32	0,16—0,63	0,32—1,25	0,63—2,5
Опорный *В* и прижимной *Г* торцы	0,08—0,32	0,16—0,32	0,32—0,63	0,63—1,25	1,25—2,5
Вершины витков *Д*	0,16—0,63	0,32—0,63	0,32—0,63	0,32—1,25	0,63—2,5
Боковые поверхности витков *Е*	0,16—0,32	0,16—0,32	0,32—0,63	0,63—1,25	0,63—2,5

Примечание. Для 9-й и 10-й степеней точности параметр R_a для всех поверхностей назначают в пределах 2,5—6,3 мкм.

4.78. Допуски на радиальное биение витка червяка f_r, мкм, с $m < 1$ мм

Делительный диаметр d_1, мм	Степень точности по нормам плавности									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
До 10	3	5	7	11	15	20	25	32	40	48
Св. 10 до 18	3	5	7	11	16	20	25	32	40	50
» 18 » 30	3	5	8	12	17	21	26	34	42	53

4.79. Допуски на радиальное биение витка червяка f_r, мкм, с $m \geqslant 1$ мм

Делительный диаметр d_1, мм	Степень точности по нормам плавности									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
От 6 до 10	2,8	4,5	7,1	11	15	20	25	32	40	48
Св. 10 » 18	2,8	4,5	7,1	11,5	16	20	25	32	40	50
» 18 » 30	3,0	4,8	7,5	12	17	21	26	34	42	53
» 30 » 50	3,2	5,0	8,0	13	18	22	28	36	45	56
» 50 » 80	3,6	5,6	9,0	14	20	25	32	40	50	63
» 80 » 120	4,0	6,3	10,0	16	22	28	36	45	56	70
» 120 » 180	4,5	7,5	11,5	18	25	32	40	50	63	80
» 180 » 250	5,3	8,5	14,0	22	30	38	48	60	75	95

Примечание. Стандарт устанавливает допуски f_r для червяков с $d_1 > 250$ мм.

4.80. Поля допусков диаметров вершин витков червяка d_{a1}

Степень точности	Вид сопряжения		Поле допуска
	$m < 1$ мм	$m \geqslant 1$ мм	
4	H, G, F, E, D	H, E, D	h5
4	—	C, B, A	h6
5	H, G	H, E, D	h6
5	—	C, B, A	h7
6	H, G	H, E	h6
6	—	D, C, B, A	h7
7	H, G	—	h6
7	F, E, D	H, E, D	h7
7	—	C, B, A	h8
8	F, E, D	H, E	h7
8	H, G, F, E, D	D, C, B	h8
8	—	A	h9
9	F, E, D	H, E, D, C	h8
9	—	B, A	h9
10	E, D	H, E, D, C	h8
10	—	B, A	h9

Примечание. Для более грубых степеней точности назначается h11.

Поля допусков диаметра вершин зубьев червячного колеса d_{a2} для случаев, когда поверхность вершин зубьев служит базой для контроля размеров зубьев, даны в табл. 4.86. Поле допуска наибольшего диаметра колеса d_{aM} — h11.

Допуск на *радиальное биение наружного цилиндра зубчатого венца* F_{ar2} назначают с учетом допуска на радиальное биение F_r, установленного стандартами (табл. 4.83 и 4.87):

$$F_{ar2} \approx 0{,}6F_r. \qquad (4.85)$$

Допуски на *торцовое биение поверхности обода колеса* $F_{т.о}$ и поверхности прижимного торца ступицы $F_{т.с}$ назначают по табл. 4.88. Эти допуски рассчитаны по аналогичной методике, применяе-

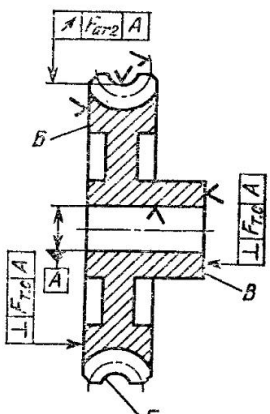


Рис. 4.41. Базовые поверхности червячных колес

4.81. Допуски на толщину витка, мкм, по хорде T_s червяков с $m < 1$ мм

Вид допуска бокового зазора	Допуск на радиальное биение витка f_r										
	до 6	св. 6 до 8	св. 8 до 10	св. 10 до 12	св. 12 до 16	св. 16 до 20	св. 20 до 25	св. 25 до 32	св. 32 до 40	св. 40 до 50	св. 50
h	10	12	13	15	17	20	24	28	34	40	50
g	12	13	15	16	20	22	25	30	36	45	53
f	13	15	16	18	22	25	30	36	40	50	60
e	15	16	18	22	25	30	32	38	45	55	65

4.82. Допуски на толщину витка, мкм, по хорде T_s червяков с $m \geqslant 1$ мм

Вид допуска бокового зазора	Допуск на радиальное биение червячного колеса F_r								
	до 8	св. 8 до 10	св. 10 до 12	св. 12 до 16	св. 16 до 20	св. 20 до 25	св. 25 до 32	св. 32 до 40	св. 40 до 50
h	21	22	24	26	28	32	38	42	50
d	25	28	30	32	36	42	48	55	65
c	30	34	36	40	45	52	60	70	80
b	40	45	48	52	58	65	75	85	100
a	52	55	60	65	75	85	95	110	130
z	65	70	75	80	95	110	120	130	150
y	80	85	95	100	120	130	150	160	180
x	100	110	120	130	150	170	180	200	220

Вид допуска бокового зазора	Допуск на радиальное биение червячного колеса F_r							
	св. 50 до 60	св. 60 до 80	св. 80 до 100	св. 100 до 125	св. 125 до 160	св. 160 до 200	св. 200 до 250	св. 250 до 320
h	60	70	90	110	130	160	200	240
d	75	90	110	130	160	200	250	300
c	95	110	140	170	200	260	320	400
b	120	140	170	200	250	320	380	480
a	150	180	220	260	320	400	500	630
z	180	220	260	320	400	500	630	750
y	220	260	320	400	500	630	750	950
x	260	320	400	500	630	750	950	1180

4.83. Допуски на радиальное биение червячного колеса F_r, мкм, с $m \geqslant 1$ мм

Степень точности	Модуль m, мм	Делительный диаметр колеса d_2 мм			
		до 125	св. 125 до 400	св. 400 до 800	св. 800 до 1600
3	От 1 до 3,5	6,3	9,5	12	13
	Св. 3,5 » 6,3	7,1	10	13	15
	» 6,3 » 10	8	11	14	17
4	От 1 до 3,5	10	15	18	20
	Св. 3,5 » 6,3	11	16	20	22
	» 6,3 » 10	13	18	22	25
5	От 1 до 3,5	16	22	28	34
	Св. 3,5 » 6,3	18	25	32	36
	» 6,3 » 10	20	28	38	40
	» 10 » 16	—	32	40	45
6	От 1 до 3,5	25	36	45	53
	Св. 3,5 » 6,3	28	40	50	56
	» 6,3 » 10	32	45	56	63
	» 10 » 16	—	50	63	71
7	От 1 до 3,5	36	53	63	75
	Св. 3,5 » 6,3	40	56	71	80
	» 6,3 » 10	45	63	80	90
	» 10 » 16	—	71	90	100
	» 16 » 25	—	80	100	112
8	От 1 до 3,5	45	63	80	90
	Св. 3,5 » 6,3	50	71	90	100
	» 6,3 » 10	56	80	100	112
	» 10 » 16	—	90	112	125
	» 16 » 25	—	100	125	140
9	От 1 до 3,5	56	80	100	120
	Св. 3,5 » 6,3	63	90	112	125
	» 6,3 » 10	71	100	125	140
	» 10 » 16	—	112	140	160
	» 16 » 25	—	125	160	180
10	От 1 до 3,5	71	100	125	150
	Св. 3,5 » 6,3	80	112	140	160
	» 6,3 » 10	90	125	160	180
	» 10 » 16	—	140	180	200
	» 16 » 25	—	160	200	224

Степень точности	Модуль m, мм	Делительный диаметр колеса d_2, мм			
		до 125	св. 125 до 400	св. 400 до 800	св. 800 до 1600
11	От 1 до 3,5	90	125	160	190
	Св. 3,5 » 6,3	100	140	180	200
	» 6,3 » 10	112	160	200	224
	» 10 » 16	—	180	224	250
	» 16 » 25	—	200	250	280
12	От 1 до 3,5	112	160	200	240
	Св. 3,5 » 6,3	125	180	224	250
	» 6,3 » 10	140	200	250	280
	» 10 » 16	—	224	280	315
	» 16 » 25	—	250	315	360

Примечание. ГОСТ 3675—81 устанавливает допуски F_r для червячных колес с d_2 до 6300 мм

4.84. Допуски на торцовое биение червяка F_{T1}, мкм

Степень точности	Диаметр вершин витков червяка d_{a1}, мм						
	до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 200
4	5	6	6	7	8	10	11
5	6	7	8	9	10	12	14
6	7	9	10	11	13	15	18
7	9	11	12	14	16	19	22
8	11	14	15	18	20	24	28
9	14	18	19	22	25	30	35
10	18	22	24	28	31	38	44
11	22	28	30	35	40	48	55
12	28	35	38	44	50	60	70

4.85. Значение параметра шероховатости поверхностей R_a червячных колес, мкм

Поверхности	Степень точности по трем нормам				
	4	5	6	7	8
Центрирующее отверстие A	0,16—0,32	0,16—0,32	0,16—0,63	0,32—1,25	0,63—2,5
Опорный $Б$ и прижимной B торцы	0,16—0,32	0,32—0,63	0,32—0,63	0,63—1,25	1,25—2,5
Вершины зубьев $Г$	0,32—0,63	0,32—0,63	0,32—1,25	0,63—1,25	1,25—2,5
Боковые поверхности зубьев	0,16—0,32	0,32—0,63	0,32—0,63	0,32—1,25	1,25—2,5

Примечание. Для степеней точности грубее 8-й параметр R_a всех поверхностей назначают в пределах 1,6—6,3 мкм.

4.86. Поля допусков диаметров вершин зубьев червячного колеса d_{a2} с $m < 1$ мм

Степень точности	Вид сопряжения	Поле допуска
4	H, G	h5
5	H, G	h5
6	H, G, F, E, D	h6
7	H, G	h7
7	F, E, D	h8
8	H, G, F, E, D	h8, h9
9	F, E, D	h9
10	E, D	h9

Примечание. Для более грубых степеней точности и червячных колес с $m \geqslant 1$ мм назначают поле допуска h11

4.87. Допуски на радиальное биение червячного колеса F_r, мкм, с $m < 1$ мм

Степень точности	Модуль m, мм	Делительный диаметр колеса d_2, мм								
		до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 200	св. 200 до 315	св. 315 до 400
3	Не более 0,5	2	3	4	4	5	6	6	—	—
3	Не менее 0,5	4	4	4	5	6	6	8	9	9
4	Не более 0,5	4	5	6	7	8	9	10	—	—
4	Не менее 0,5	6	6	7	8	9	10	12	14	15
5	Не более 0,5	7	8	9	10	12	14	16	—	—
5	Не менее 0,5	9	10	11	12	14	16	19	22	22
6	Не более 0,5	11	12	14	16	19	22	26	—	—
6	Не менее 0,5	15	16	18	20	22	25	30	35	36
7	Не более 0,5	16	18	20	22	26	30	36	—	—
7	Не менее 0,5	21	22	24	26	30	36	42	48	50

Степень точности	Модуль m, мм	Делительный диаметр колеса d_2, мм								
		до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 200	св. 200 до 315	св. 315 до 400
8	Не более 0,5	19	21	25	28	32	38	45	—	—
8	Не менее 0,5	26	28	30	34	38	45	50	55	63
9	Не более 0,5	24	26	30	36	42	48	55	—	—
9	Не менее 0,5	34	36	40	45	50	55	63	75	90
10	Не более 0,5	30	34	38	45	53	60	70	—	—
10	Не менее 0,5	42	45	50	55	60	70	80	95	110
11	Не более 0,5	50	55	63	70	80	90	105	120	140
12	Не более 0,5	63	70	75	85	95	110	130	150	180

мой для определения $F_{т1}$, с использованием эмпирической формулы

$$F_{т.\,о\,(т.\,с)} \approx 5\sqrt[3]{d_{ср}}.$$

При выборе допуска $F_{т.о}$ по табл. 4.88 за средний диаметр опорной поверхности обода следует принимать

$$d_{ср} \approx d_{f2} - \delta, \qquad (4.86)$$

а при выборе допуска $F_{т.с}$ для прижимного торца

$$d_{ср} = 0{,}5\,(d_{ст} + d_y). \qquad (4.87)$$

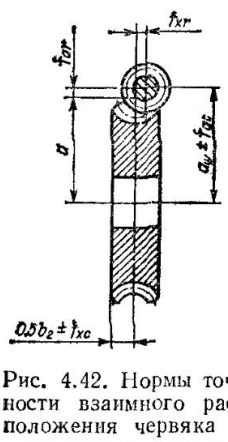


Рис. 4.42. Нормы точности взаимного расположения червяка и червячного колеса

В целях обеспечения требуемой точности червячной передачи регламентируется *взаимное расположение* червяка и червячного колеса по межосевому расстоянию и положение средней плоскости червячного колеса относительно базового торца (рис. 4.42). Разность действительного и номинального межосевых расстояний в собранной передаче f_{ar} ограничивается предельными отклонениями

4.88. Допуски на торцовое биение поверхностей обода $F_{т.о}$ и прижимного торца $F_{т.с}$ червячных колес, мкм

Степень точности по нормам контакта	Средний диаметр опорной или прижимной поверхности $d_{ср}$, мм									
	до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 200	св. 200 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 800
4	6	7	8	9	11	12	15	17	19	21
5	7	9	10	11	14	16	19	21	23	26
6	9	11	12	14	18	20	24	26	29	34
7	11	14	16	18	22	25	30	34	36	42
8	14	18	20	22	28	32	38	42	45	53
9	18	22	25	28	34	40	48	52	56	66
10	22	28	32	35	42	50	60	65	70	82
11	28	34	40	44	52	63	75	80	88	100
12	34	42	50	55	65	80	95	100	110	125

4.89. Предельные отклонения межосевого расстояния $\pm f_a$, мкм, червячных передач с $m < 1$ мм

Степень точности по нормам контакта	Межосевое расстояние a_w, мм							
	до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180
4 и 5	4	5	6	8	9	11	12	14
6	8	9	11	14	16	18	20	22
7	11	14	16	20	22	28	30	35
8	18	22	25	32	35	45	50	55
9	30	36	40	50	60	70	80	90
10	45	55	63	80	90	110	120	140
11 и 12	75	90	105	125	150	175	200	230

4.90. Предельные отклонения межосевого расстояния $\pm f_a$, мкм, червячных передач с $m \geqslant 1$ мм

Степень точности по нормам контакта	Межосевое расстояние a_w, мм									
	до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500	св. 500 до 630	св. 630 до 800	св. 800 до 1000
4	11	13	15	17	18	20	21	23	26	28
5	18	20	24	26	28	32	34	36	40	42
6	28	32	38	42	45	50	53	56	63	67
7	45	50	60	67	75	80	85	90	95	105
8	71	80	90	105	110	125	130	140	160	170
9	110	130	150	160	180	200	210	240	250	260
10	180	200	220	260	280	300	340	360	380	420
11	280	320	375	420	450	500	530	560	600	670
12	450	500	560	630	710	750	850	900	950	1050

4.91. Предельные смещения средней плоскости червячного колеса $\pm f_x$, мкм, в передачах с $m < 1$ мм

Степень точности по нормам контакта	Межосевое расстояние a_w, мм							
	до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180
4 и 5	3	4	5	6	7	9	10	12
6	6	7	9	11	13	14	16	18
7	9	12	13	16	18	22	24	28
8	14	18	20	26	28	36	40	45
9	24	28	32	40	48	56	63	71
10	36	45	50	63	71	90	95	112
11 и 12	60	71	85	100	120	140	160	180

4.92. Предельные смещения средней плоскости червячного колеса $\pm f_x$, мкм, в передачах с $m \geqslant 1$ мм

Степень точности по нормам контакта	Межосевое расстояние a_w, мм									
	до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500	св. 500 до 630	св. 630 до 800	св. 800 до 1000
4	8,5	10	11	13	14	16	17	18	19	21
5	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32
6	22	25	28	32	36	40	42	45	48	53
7	34	40	45	50	56	60	67	70	75	85
8	53	63	71	80	90	100	105	110	120	130
9	85	100	110	130	140	150	160	170	190	200
10	130	130	180	200	220	240	260	280	300	320
11	210	250	280	320	340	380	400	450	500	530
12	340	380	450	500	550	600	630	710	750	800

межосевого расстояния в передаче $\pm f_a$ (табл. 4.89 и 4.90), а расстояние f_{xr} между средней плоскостью червячного колеса и плоскостью, перпендикулярной к его оси и проходящей через ось червяка, — предельными смещениями средней плоскости в передаче $\pm f_x$ (табл. 4.91 и 4.92). На рабочих чертежах червячных колес указывают предельное отклонение в обработке межосевого расстояния

$$\pm f_{ac} \leqslant 0{,}75 f_a \qquad (4.88)$$

и предельное смещение средней плоскости червячного колеса

$$\pm f_{xc} \leqslant 0{,}75 f_x. \qquad (4.89)$$

Оформление чертежей. Правила выполнения чертежей цилиндрических червяков и сопрягаемых с ними червячных колес с углом скрещивания осей 90° установлены ГОСТ 2.406—76* (СТ СЭВ 859—78).

На изображении *червяков* указывают: диаметр вершин витка d_{a1}, длину нарезанной части b_1, линейные или угловые размеры фасок, радиус кривизны переходной кривой витка ρ_{f1}, радиус кривизны линии притупления витка $\rho_{k1} \leqslant 0{,}1m$ или размер фаски.

В первой части таблицы параметров червяка должны быть приведены *основные данные*: модуль m, число витков z_1, вид червяка (ZA, ZI и т. д.), делительный угол подъема линии витка γ (для червяка вида ZI — основной угол

4.93. Наименьшее отклонение, мкм, толщины витка по хорде $(E_{\bar{s}s})_I$ червяков с $m < 1$ мм. Слагаемое I

Вид сопряжения	Межосевое расстояние a_w, мм							
	до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180
H	0	0	0	0	0	0	0	0
G	6	8	10	12	14	16	19	21
F	10	12	14	17	20	24	26	30
E	16	19	22	26	32	38	42	48
D	24	28	34	40	48	56	67	75

подъема γ_b), направление линии витка (правое или левое), ссылка на соответствующий стандарт исходного контура червяка, степень точности и вид сопряжения со ссылкой на соответствующий стандарт.

Во второй части таблицы параметров червяка приводятся *данные для контроля* взаимного положения разноименных профилей по одному из следующих вариантов:

делительная толщина по хорде витка

$$\bar{s}_{a1} = s^* m \cos \gamma \tag{4.90}$$

и высота до хорды витка

$$\bar{h}_{a1} = h_a^* m + 0{,}5 \bar{s}_{a1} \operatorname{tg} (0{,}5 \arcsin \bar{s}_{a1} \sin^2 \gamma / d_1) \tag{4.91}$$

или размер червяка по роликам

$$M_1 = d_1 - (p_1 - s^* m) \cos \gamma / \operatorname{tg} \alpha + D\ [(1/\sin \alpha) + 1], \tag{4.92}$$

где для червяков $Z1$, $ZN1$, $ZN2$, $ZK1$ $\alpha = 20°$, а для червяка ZA

$$\alpha = \arcsin (\sin 20° \cos \gamma). \tag{4.93}$$

Диаметр измерительных роликов принимают из условия $D \geqslant 1{,}67\ m$ с округлением до ближайшего стандартного значения (табл. 4.39).

Наименьшее отклонение толщины витка $E_{\bar{s}\bar{s}}$ находят как сумму двух слагаемых (табл. 4.93—4.96):

$$E_{\bar{s}\bar{s}} = (E_{\bar{s}\bar{s}})_I + (E_{\bar{s}\bar{s}})_{II}, \tag{4.94}$$

а наибольшее отклонение — по формуле

$$E_{\bar{s}i} = |E_{\bar{s}\bar{s}}| + T_{\bar{s}}. \tag{4.95}$$

4.94. Наименьшее отклонение, мкм, толщины витка по хорде $\left(E_{\overline{ss}}\right)_{\text{II}}$ червяков с $m < 1$ мм. Слагаемое II

Степень точности по нормам плавности	Модуль m, мм	Межосевое расстояние a_w, мм							
		до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180
4	Не более 0,5	8	8	9	10	12	13	—	—
4	Не менее 0,5	9	10	10	11	13	14	15	16
5	Не более 0,5	11	11	12	12	14	15	—	—
5	Не менее 0,5	13	14	14	15	16	17	18	19
6	Не более 0,5	18	18	19	21	22	24	—	—
6	Не менее 0,5	20	21	22	24	25	26	28	30
7	Не более 0,5	28	30	30	32	34	36	—	—
7	Не менее 0,5	34	35	36	38	40	42	45	48
8	Не более 0,5	42	45	45	50	53	60	—	—
8	Не менее 0,5	53	55	56	60	63	67	70	75
9	Не более 0,5	70	70	75	80	85	95	—	—
9	Не менее 0,5	85	90	90	95	100	105	110	120
10	Не более 0,5	110	112	120	130	140	150	—	—
10	Не менее 0,5	130	140	140	150	160	170	180	190
11	Не менее 0,5	210	220	224	236	250	265	280	300
12	Не менее 0,5	315	320	335	340	350	360	375	400

4.95. Наименьшие отклонения, мкм, толщины витка по хорде $\left(\overline{E_{ss}}\right)_{II}$ червяков с $m \geqslant 1$ мм. Слагаемое II

Степень точности по нормам плавности	Модуль m, мм	Межосевое расстояние a_w, мм									
		до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500	св. 500 до 630	св. 630 до 800	св. 800 до 1000
4	От 1 до 3,5	14	15	17	18	20	21	22	24	26	28
	Св. 3,5 » 6,3	16	17	18	20	21	22	24	25	26	28
	» 6,3 » 10	—	—	20	21	22	24	25	26	28	30
5	От 1 до 3,5	22	25	28	30	32	34	36	38	42	45
	Св. 3,5 » 6,3	25	28	30	32	34	36	38	40	42	45
	» 6,3 » 10	—	—	32	34	36	38	40	42	45	48
	» 10 » 16	—	—	—	40	42	42	45	48	50	50
6	От 1 до 3,5	36	40	45	48	50	53	56	60	67	71
	Св. 3,5 » 6,3	40	42	45	50	53	56	60	63	67	71
	» 6,3 » 10	—	—	53	56	56	60	63	67	71	75
	» 10 » 16	—	—	—	63	67	71	71	75	80	80
7	От 1 до 3,5	60	63	71	75	80	85	90	100	105	110
	Св. 3,5 » 6,3	63	67	75	80	85	90	95	100	110	120
	» 6,3 » 10	—	—	85	90	95	100	105	110	120	125
	» 10 » 16	—	—	—	100	105	110	120	120	125	130
	» 16 » 25	—	—	—	—	130	130	140	140	140	150

8	От 1 до 3,5	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180
	Св. 3,5 » 6,3	100	110	120	130	140	140	150	160	170	190
	» 6,3 » 10	—	—	130	140	150	160	160	170	180	190
	» 10 » 16	—	—	—	160	170	180	180	190	200	210
	» 16 » 25	—	—	—	—	200	210	220	240	240	240
9	От 1 до 3,5	150	160	180	190	210	220	240	250	260	280
	Св. 3,5 » 6,3	160	180	190	210	220	240	250	260	280	300
	» 6,3 » 10	—	—	210	220	240	250	260	280	300	320
	» 10 » 16	—	—	250	260	280	280	300	300	320	340
	» 16 » 25	—	—	—	—	320	340	340	360	380	380
10	От 1 до 3,5	240	260	280	300	340	360	380	400	420	450
	Св. 3,5 » 6,3	260	280	300	320	340	380	400	420	450	480
	» 6,3 » 10	—	—	340	360	480	400	420	450	480	500
	» 10 » 16	—	—	—	420	420	450	480	500	500	530
	» 16 » 25	—	—	—	—	530	530	560	560	600	600
11	От 1 до 3,5	380	400	450	500	530	560	600	630	710	750
	Св. 3,5 » 6,3	420	450	480	530	560	600	630	670	710	750
	» 6,3 » 10	—	—	530	560	600	630	670	710	750	800
	» 10 » 16	—	—	—	670	710	710	750	800	800	850
	» 16 » 25	—	—	—	—	850	850	900	900	950	950
12	От 1 до 3,5	600	670	750	800	850	900	950	1050	1100	1200
	Св. 3,5 » 6,3	670	710	800	850	900	950	1000	1050	1100	1200
	» 6,3 » 10	—	—	850	950	1000	1050	1050	1100	1200	1250
	» 10 » 16	—	—	—	1050	1100	1100	1200	1250	1300	1400
	» 16 » 25	—	—	—	—	1300	1400	1400	1500	1500	1600

4.96. Наименьшее отклонение, мкм, толщины витка по хорде $\left(E_{\bar{s}\bar{s}}\right)_1$ червяков с $m \geqslant 1$ мм. Слагаемое 1

Вид сопряжения	Межосевое расстояние a_w, мм									
	до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500	св. 500 до 630	св. 630 до 800	св. 800 до 1000
H	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
E	32	38	42	48	56	60	67	75	85	95
D	48	56	67	75	85	95	105	120	130	150
C	80	95	105	120	130	140	160	180	210	240
B	130	150	170	200	220	240	260	300	340	380
A	200	220	260	300	340	380	420	480	530	600

Значения $E_{\bar{s}\bar{s}}$ и $E_{\bar{s}i}$ используют при контроле толщины витка на базе рабочей оси червяка. Чаще измерения осуществляют на базе наружного цилиндра червяка и в таблице параметров указывают отклонения с учетом производственных допусков:

$$T_{\bar{s}\,\text{пр}} = 0{,}8T_{\bar{s}}; \tag{4.96}$$

$$E_{\bar{s}\bar{s}\,\text{пр}} = |E_{\bar{s}\bar{s}}| + 0{,}09T_{\bar{s}}; \tag{4.97}$$

$$E_{\bar{s}i\,\text{пр}} = |E_{\bar{s}\bar{s}\,\text{пр}}| + T_{\bar{s}\,\text{пр}}. \tag{4.98}$$

Поле допуска $T_{\bar{s}}$ направлено в тело червяка, поэтому предельные отклонения имеют отрицательные значения. Если предусмотрен контроль размеров червяка по роликам, то предельные отклонения M_1 устанавливают путем пересчета $E_{\bar{s}\bar{s}\,\text{пр}}$ и $E_{\bar{s}i\,\text{пр}}$ с учетом вида червяка.

В третьей части таблицы параметров червяка указывают *справочные данные*: делительный диаметр d_1, ход витка p_{z1}, а при необходимости — межосевое расстояние a_w, коэффициент диаметра q, высоту витка h_1, число зубьев сопряженного червячного колеса z_2, основной диаметр d_b (для червяка вида $Z1$) и обозначение чертежа сопряженного колеса.

На изображении *червячного колеса* должны быть проставлены: диаметр вершин зубьев d_{a2}, наибольший диаметр d_{aM2}, ширина венца b_2, размер фаски или радиус закругления торцовых кромок зубьев, радиус выемки поверхности вершин зубьев R, расстояние от базового торца до средней

4.97. Пример расчета червяка и червячного колеса мелкомодульной передачи

Параметр	Номер формулы, таблицы	Обозначение, формула	Численное значение
Число витков червяка	—	z_1	2
Число зубьев колеса	—	z_2	59
Модуль, мм	—	m	0,8
Коэффициент диаметра червяка	Табл. 4.71	q	20
Расчетный шаг, мм	(4.1)	$p_1 = \pi m$	$3,14 \cdot 0,8 = 2,51$
Ход червяка, мм	(4.75)	$p_{z1} = p_1 z_1$	$2,51 \cdot 2 = 5,027$
Делительный угол подъема линии витка червяка	(4.76)	$\gamma = \operatorname{arctg}(z_1/q)$	$\operatorname{arctg}\frac{2}{20} = 5^\circ\,42'\,38''$
Коэффициент смещения червяка	(4.78)	$x = (a_w/m) - 0,5(z_2 + q)$	$\frac{32}{0,8} - 0,5(59 + 20) = +0,5$
Длина нарезанной части червяка, мм	Табл. 4.72	$b_1 \geqslant (11 + 0,1 z_2)\, m$	$(11 + 0,1 \cdot 59)\, 0,8 \approx 14$
Делительный диаметр, мм:			
червяка	Табл. 4.73	$d_1 = qm$	$20 \cdot 0,8 = 16$
колеса	То же	$d_2 = z_2 m$	$59 \cdot 0,8 = 47,2$
Коэффициент параметра исходного червяка:	Табл. 4.3		
высоты головки витка		h_a^*	1
радиального зазора у поверхности впадин червяка		c_1^*	0,3
расчетной толщины витка		s^*	$0,5 \cdot 3,14 = 1,57$
высоты витка		$h_1^* = 2h_a^* + c_1^*$	$2 \cdot 1 + 0,3 = 2,3$
радиуса кривизны переходной кривой витка		ρ^*	0,4
радиального зазора у поверхности впадин колеса		c_2^*	0,25
Высота витка, мм	Табл. 4.73	$h_1 = h_1^* m$	$2,3 \cdot 0,8 = 1,84$
» головки витка, мм	То же	$h_{a1} = h_a^* m$	$1 \cdot 0,8 = 0,8$
Диаметр вершин витков червяка, мм	»	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$	$16 + 2 \cdot 0,8 = 17,6$
Диаметр вершин зубьев колеса, мм	»	$d_{a2} = d_2 + 2(h_a^* + x)\, m$	$47,2 + 2(1 + 0,5)\, 0,8 = 49,6$
Наибольший диаметр колеса, мм	»	$d_{aM2} = d_{a2} + [6m/(z_1 + 2)]$	$49,6 + [6 \cdot 0,8/(2 + 2)] = 50,8$

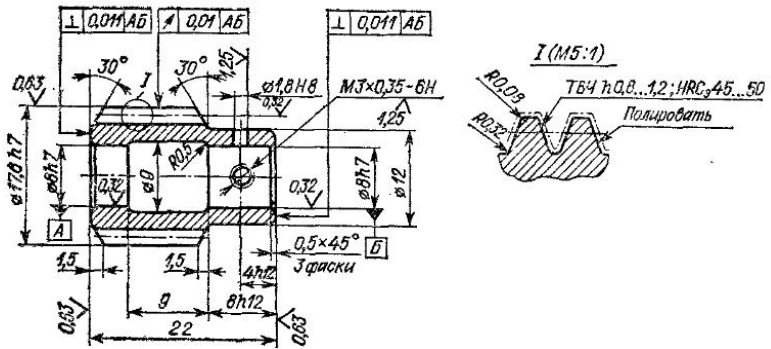
Параметр	Номер формулы, таблицы	Обозначение, формула	Численное значение
Радиусы кривизны переходных кривых, мм	Табл. 4.73	$\rho_{f1} = \rho_{f2} = \rho_f^* m$	$0{,}4 \cdot 0{,}8 = 0{,}32$
Ширина венца колеса, мм	(4.79)	$b_2 \leqslant 0{,}75 d_{a1}$	$0{,}75 \cdot 17{,}6 \approx 13$
Угол обхвата	(4.80)	$2\beta = 2 \arcsin \frac{b_*}{d_{a1} - 0{,}5m}$	$2 \arcsin \times \frac{13}{17{,}6 - 0{,}5 \cdot 0{,}8} = 100°$
Диаметр впадин витков червяка, мм	(4.81)	$d_{f1} = d_1 - 2\left(h_a^* + c_1^*\right) m$	$16 - 2\,(1 + 0{,}3)\,0{,}8 = 13{,}92$
Диаметр впадин зубьев колеса, мм	(4.82)	$d_{f2} = d_2 - 2\left(h_a^* + c_2^* + x\right) m$	$47{,}2 - 2\,(1 + 0{,}25 + 0{,}5)\,0{,}8 = 44{,}4$
Радиус дуги вершин зубьев колеса, мм	(4.83)	$R = 0{,}5 d_1 - \left(h_a^* + x\right) m$	$0{,}5 \cdot 16 - (1 + 0{,}5)\,0{,}8 = 6{,}8$
Допуск на радиальное биение червяка, мкм	Табл. 4.78	f_r	16
Допуск на толщину витка по хорде, мкм	Табл. 4.81	$T_{\bar{s}}$	30
Допуск на радиальное биение наружного цилиндра червяка, мкм	(4.84)	$F_{ar1} = 0{,}34 T_{\bar{s}}$	$0{,}34 \cdot 30 = 10$
Допуск на торцовое биение червяка, мкм	Табл. 4.84	F_{T1}	11
Допуск на радиальное биение колеса, мкм	Табл. 4.87	F_r	26
Допуск на радиальное биение наружного цилиндра зубчатого венца колеса, мкм	(4.85)	$F_{ar2} = 0{,}6 F_r$	$0{,}6 \cdot 26 = 16$
Толщина обода колеса, мм	Табл. 4.76	δ	2,4
Средний диаметр опорной поверхности обода, мм	(4.86)	$d_{cp} = d_{f2} - \delta$	$44{,}4 - 2{,}4 = 42$
Допуск на торцовое биение поверхности обода, мкм	Табл. 4.88	$F_{T.\,o}$	18
Средний диаметр прижимного торца ступицы, мм	(4.87)	$d_{cp} = 0{,}5\left(d_{ct} + d_y\right)$	$0{,}5\,(18 + 10) = 14$
Допуск на торцовое биение торца ступицы, мкм	Табл. 4.88	$F_{T.\,c}$	14
Предельное отклонение межосевого расстояния, мкм	Табл. 4.89	$\pm f_a$	20
То же в обработке, мкм	(4.88)	$\pm f_{ac} \leqslant 0{,}75 f_a$	$0{,}75 \cdot 20 = 15$

Параметр	Номер формулы, таблицы	Обозначение, формула	Численное значение
Предельное смещение средней плоскости колеса, мкм	Табл. 4.91	$\pm f_x$	16
То же в обработке, мкм	(4.89)	$\pm f_{xc} \leqslant 0{,}75 f_x$	$0{,}75 \cdot 16 = 12$
Делительная толщина по хорде витка червяка, мм	(4.90)	$\bar{s}_{a1} = s^* m \cos\gamma$	$1{,}57 \times \times 0{,}8 \cos 5^\circ 42' 38'' = = 1{,}25$
Высота до хорды витка червяка, мм	(4.91)	$h_{a1} = h_a^* m + 0{,}5 \bar{s}_{a1} \times \times \operatorname{tg}(0{,}5 \arcsin \bar{s}_{a1} \times \times \sin^2\gamma/16)$	$1 \cdot 0{,}8 + 0{,}5 \cdot 1{,}5 \times \times \operatorname{tg}(0{,}5 \arcsin 1{,}25 \times \times \sin^2 5^\circ 42' 38''/16) = = 0{,}8002$
Производственный допуск на толщину витка по хорде, мкм	(4.95)	$T_{\bar{s}\,\text{пр}} = 0{,}8 T_{\bar{s}}$	$0{,}8 \cdot 30 = 24$
Наименьшее отклонение толщины витка по хорде (в мкм):			
слагаемое I	Табл. 4.93	$(E_{\bar{s}s})_{\text{I}}$	26
слагаемое II	Табл. 4.94	$(E_{\bar{s}s})_{\text{II}}$	38
суммарное	(4.93)	$E_{\bar{s}s} = = (E_{\bar{s}})_{\text{I}} + (E_{\bar{s}s})_{\text{II}}$	$26 + 38 = 64$
Производственное отклонение, мкм:			
наименьшее	(4.97)	$E_{\bar{s}s\,\text{пр}} = \lvert E_{\bar{s}s} \rvert + 0{,}09 T_{\bar{s}}$	$64 + 0{,}09 \cdot 30 = 67$
наибольшее	(4.98)	$E_{\bar{s}i\,\text{пр}} = E_{\bar{s}s\,\text{пр}} + T_{\bar{s}\,\text{пр}}$	$67 + 24 = 91$

плоскости, радиус кривизны переходной кривой зуба $\rho_{f2} = \rho_f^* m$, радиус кривизны линии притупления зуба $\rho_{h2} \leqslant 0{,}1\, m$.

В первой части таблицы параметров зубчатого венца колеса должны быть приведены *основные данные:* модуль m, число зубьев z_2, направление линии зуба (правое или левое), коэффициент смещения червяка x, указание соответствующего стандарта на исходный производящий червяк, степень точности и вид сопряжения со ссылкой на соответствующий стандарт.

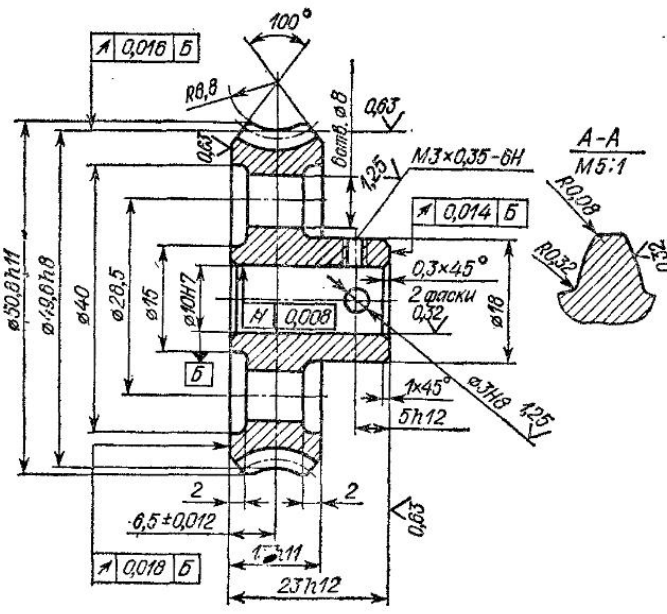
Данные для контроля размеров зубьев в таблице параметров червячного колеса не указывают.



Модуль	m	0,8
Число витков	z_1	2
Вид червяка	–	ZA
Делительный угол подъёма	γ	5°42'32"
Направление линии витка	–	Правое
Исходный червяк	–	СТ СЭВ 1912-79
Степень точности по ГОСТ 9774-81	–	7-Е
Толщина витка по хорде	$\bar{s}_{a1}$	$1{,}25^{-0{,}067}_{-0{,}231}$
Высота до хорды	$\bar{h}_{a1}$	0,8
Делительный диаметр червяка	d_1	16
Ход витка	p_{z1}	5,027

1. Допуск цилиндричности отверстий А и Б — 0,006 мм
2. Допуск соосности отверстия А относительно отверстия Б ∅ 0,016 мм
3. Неуказанные предельные отклонения размеров: валов h14, остальных ±IT14/2
4. Концы витков толщиной менее 0,5 мм удалить

Рис. 4.43. Мелкомодульный червяк



6,3 (V)

Модуль	m	0,8
Число зубьев	z_2	59
Направление линии зуба	–	Правое
Коэффициент смещения червяка	x	+0,5
Исходный производящий червяк	–	СТ СЭВ 1912-79
Степень точности по ГОСТ 9774-81	–	7-Е
Межосевое расстояние	a_w	32 ± 0,015
Делительный диаметр червячного колеса	d_2	47,2
Вид сопряжённого червяка	–	ZA
Число витков сопряженного червяка	z_1	2
Обозначение чертежа сопряжённого червяка		

Рис. 4.44. Мелкомодульное червячное колесо

Во второй части таблицы параметров должны быть приведены *справочные данные*: межосевое расстояние a_w, делительный диаметр d_2, число зубьев сектора (для секторного червячного колеса), вид сопряженного червяка, число витков сопряженного червяка z_1, обозначение чертежа сопряженного червяка, а при необходимости — прочие справочные данные.

В табл. 4.97 дан пример расчета параметров червяка вида ZA и червячного колеса мелкомодульной передачи степени точности 7—Е с межосевым расстоянием a_w = = 32 мм. По данным расчета выполнены чертежи червяка (рис. 4.43) и червячного колеса (рис. 4.44).

Литература [23, 24, 30, 32, 39].

4.5. Зубчатые рейки

Реечные передачи, состоящие из зубчатой рейки и зубчатого колеса, широко используют для преобразования вращательного движения в прямолинейное поступательное и обратно. Применяют прямозубые и косозубые рейки с углом наклона линии зуба $\beta \leqslant 20°$. Косозубые реечные передачи отличаются более плавной работой.

Геометрическая форма профиля зуба рейки с модулем $m_n < 1$ мм соответствует профилю зуба исходного контура по СТ СЭВ 309—76, а рейки с $m_n \geqslant 1$ мм по СТ СЭВ 308—76 (см. табл. 4.2). Допускается нарезание зубьев, профиль которых отличается от стандартных исходных контуров. Основные параметры прямозубых ($\beta = 0°$) и косозубых реек со стандартным исходным контуром даны в табл. 4.98.

Распространенной конструкцией является рейка в виде прутка с прямоугольным сечением, на котором нарезают зубья (рис. 4.45, *а*). Эти рейки нетрудоемки в изготовлении и благодаря простоте контроля размеров могут быть выполнены с высокой точностью. Зубья реек нарезают непосредственно на подвижных деталях призматических (рис. 4.45, *б*) и цилиндрических (рис. 4.45, *в*) направляющих

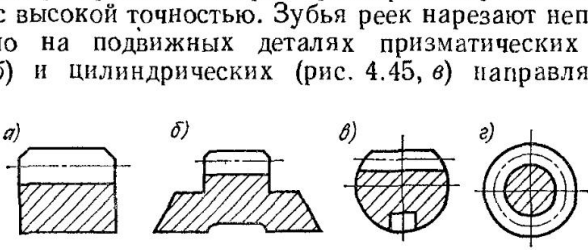
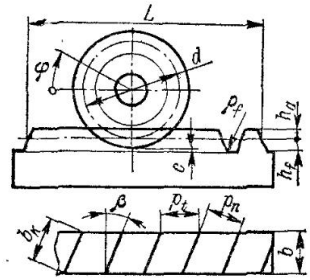


Рис. 4.45. Применяемые поперечные сечения зубчатых реек

4.98. Параметры зубчатых реек



Параметр	Обозначение	Формула
Модуль нормальный	m_n	По СТ СЭВ 310—76
» окружной	m_t	$m_n/\cos\beta$
Шаг нормальный	p_n	πm_n
» окружной	p_t	πm_t
Радиальный зазор	c	$c^* m_n$
Высота головки зуба	h_a	$h_a^* m_n$
» ножки »	h_f	$h_f^* m_n$
Радиус кривизны переходной кривой	ρ_f	$\rho_f^* m_n$
Ширина рейки	b	$(5 \div 10)\ m_n$
Длина косого зуба	$b_к$	$b/\cos\beta$
Расчетный монтажный размер при делительном диаметре зубчатого колеса d	a'_R	$0{,}5\ (d + 35 m_n)$
Рабочая длина зубчатого венца по делительной прямой при числе зубьев z	L	$p_t\ (z - 0{,}5)$
Линейное перемещение рейки, соответствующее углу поворота зубчатого колеса φ	L_x	$\pi d\varphi/360°$

4.99. Значения параметра шероховатости поверхности R_a зубьев реек, мкм

Поверхности зубьев	Степень точности по трем нормам			
	5	6	7	8 и 9
Боковые	0,16—0,63	0,32—0,63	0,63—1,25	1,25—2,5
Вершин	0,32—0,63	0,63—1,25	0,63—1,25	1,25—2,5

Примечание. Для степеней точности грубее 9-й параметр R_a поверхностей зубьев назначают в пределах 1,6—6,3 мкм.

для поступательного движения. Если нет необходимости в предохранении подвижной детали от проворота относительно охватывающей детали, то вместо фрезерования зубьев на цилиндрическом стержне протачивают кольцевые канавки так, чтобы осевые сечения выступов соответствовали профилям зубьев рейки (рис. 4.45, *г*).

Шероховатость поверхностей зубьев реек регламентирована СТ СЭВ 638—77 (табл. 4.99), а других поверхностей — с учетом их назначения.

Допуски на зубчатые рейки и зубчатые реечные передачи с исходным контуром по ГОСТ 9587—81* и модулем $m_n < 1$ мм установлены ГОСТ 13506—81* (СТ СЭВ 1160—81), а с исходным контуром по ГОСТ 13755—81 и модулем m_n от 1 до 40 мм — по ГОСТ 10242—81 (СТ СЭВ 312—76 и СТ СЭВ 644—77).

Требования к точности зубчатой рейки регламентируются относительно базовых поверхностей. Технологическими, конструкторскими и измерительными базами рейки с прямоугольным сечением являются: опорная поверхность *А* (рис. 4.46, *а*), относительно которой задается положение делительной прямой, и прижимные (или направляющие) поверхности *Б*, с помощью которых контролируется направление линии зуба рейки.

Гарантированный боковой зазор в сопряжении зубчатого колеса и рейки обеспечивается назначением предельных отклонений $\pm f_a$ (табл. 4.100 и 4.101) на расчетный монтажный размер a'_R. Стандарты устанавливают отклонения от параллельности проекции оси вращения зубчатого колеса f_{xr} на плоскость, перпендикулярную к базовым поверхностям *А* и *Б* (рис. 4.46, *б*), регламентируя их допуском на параллельность оси f_x (табл. 4.102 и 4.103).

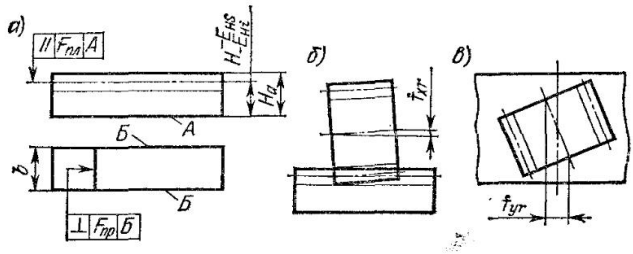


Рис. 4.46. Параметры точности зубчато-реечной передачи

Допуск на параллельность делительной прямой $F_{пл}$ можно назначать, исходя из значений f_x, принимая $F_{пл} = f_x$. Неперпендикулярность линии зуба должна быть согласована с перекосом оси вращения зубчатого колеса f_{yr} (рис. 4.46, *в*). Допуск на перпендикулярность линии зуба $F_{пр}$ к поверхностям *Б* следует назначать с учетом допуска на перекос оси f_y (табл. 4.104 и 4.105), $F_{пр} = f_y$.

В целях обеспечения гарантированного бокового зазора для передач с нерегулируемым расположением звеньев стандартами установлены наименьшие дополнительные смещения исходного контура E_{HS} (табл. 4.106 и 4.107) и допуски на смещение исходного контура T_H(табл. 4.108 и 4.109). Наибольшее дополнительное смещение исходного контура находят по формуле

$$E_{Hi} = |E_{HS}| + T_H.$$

Дополнительное смещение исходного контура от его номинального положения назначают в тело рейки, поэтому отклонения E_{HS} и E_{Hi} расстояния от опорной поверхности *A* до делительной прямой *H* следует указывать со знаком «минус». Для размера от базовой поверхности *A* до вершин зубьев H_a применяют поля допусков h7 — h9.

ГОСТ 2.404—75* (СТ СЭВ 859—78) требует простановки на чертежах зубчатых рéек рабочей длины зубчатого венца по делительной прямой *L*. Для этого размера следует указывать предельные накопленные отклонения шага рейки $\pm F_{pg}$ (табл. 4.110 и 4.111).

На чертеже зубчатой рейки в первой части таблицы параметров должны быть приведены *основные данные*: модуль m_n, угол наклона линии зуба β (для косых зубьев), направление линии зуба (правое или левое), стандарт на нормальный исходный контур, степень точности и вид сопряжения со ссылкой на соответствующий стандарт.

4.100. Предельные отклонения монтажного размера $\pm f_a$, мкм, зубчатых реечных передач с $m_n < 1$ мм

Вид сопряжения	Расчетный монтажный размер a'_R, мм							
	до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180
H	8	9	11	14	16	18	20	22
G	11	14	16	20	22	28	30	35
F	18	22	25	32	35	45	50	55
E	30	36	40	50	60	70	80	90
D	45	55	63	80	90	110	120	140

4.101. Предельные отклонения монтажного размера $\pm f_a$, мкм, зубчатых реечных передач с $m_n \geqslant 1$ мм

Вид сопряжения	Расчетный монтажный размер a'_R, мм									
	до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500	св. 500 до 630	св. 630 до 800	св. 800 до 1000
H, E	15	18	20	23	26	28	32	36	40	45
D	22	26	32	36	40	45	48	55	63	70
C	38	45	50	56	63	70	75	85	100	112
B	60	70	80	90	105	112	125	140	160	180
A	95	110	125	140	160	180	200	220	250	280

Примечание. ГОСТ 10242—81 предусматривает значения $\pm f_a$ для a'_R до 2000 мм.

4.102. Допуски параллельности оси зубчатого колеса f_x, мкм, реечной передачи с $m_n < 1$ мм

Рабочая ширина рейки b, мм	Степень точности по нормам контакта									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
До 10	4	5	6	7	9	13	18	25	36	50
Св. 10 до 20	4	5	7	9	11	15	22	30	45	60
» 20 » 40	5	6	7	9	11	17	24	34	48	70

4.103. Допуски параллельности оси зубчатого колеса f_{x}, мкм, реечной передачи с $m_n \geqslant 1$ мм

Степень точности по нормам контакта	Модуль m_n, мм	Рабочая ширина рейки b, мм					
		до 40	св. 40 до 100	св. 100 до 160	св. 160 до 250	св. 250 до 400	св. 400 до 630
3	От 1 до 10	4,5	6	8	10	12	14
4	» 1 » 10	5,5	8	10	12	14	17
5	» 1 » 16	7	10	12	14	18	22
6	» 1 » 16	9	12	16	20	24	28
7	» 1 » 25	11	16	20	24	28	34
8	» 1 » 40	18	25	32	38	45	55
9	» 1 » 40	28	40	50	60	75	90
10	» 1 » 40	45	65	80	105	120	140
11	» 1 » 40	71	100	125	160	190	220
12	» 1 » 40	112	160	200	240	300	360

4.104. Допуски на перекос оси зубчатого колеса f_{y}, мкм, реечной передачи с $m_n < 1$ мм

Рабочая ширина рейки b, мм	Степень точности по нормам контакта									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
До 10	2	2	3	4	5	7	9	12	18	25
Св. 10 до 20	2	3	3	4	5	8	11	15	22	30
» 20 » 40	2	3	4	5	6	9	12	17	24	35

4.105. Допуски на перекос оси зубчатого колеса f_{y}, мкм, реечной передачи с $m_n \geqslant 1$ мм

Степень точности по нормам контакта	Модуль m_n, мм	Рабочая ширина рейки b, мм					
		до 40	св. 40 до 100	св. 100 до 160	св. 160 до 250	св. 250 до 400	св. 400 до 630
3	От 1 до 10	2,5	3	4	5	6	7
4	» 1 » 10	3	4	5	6	7	9
5	» 1 » 16	4	5	6	7	9	11
6	» 1 » 16	5	6	8	10	12	14
7	» 1 » 25	6	8	10	12	14	17
8	» 1 » 40	9	12	16	19	22	30
9	» 1 » 40	14	20	25	30	35	45
10	» 1 » 40	22	30	40	50	60	70
11	» 1 » 40	35	50	65	80	95	110
12	» 1 » 40	60	80	100	120	150	180

4.106. Наименьшее дополнительное смещение E_{HS}, мкм, исходного контура с $m_n < 1$ мм

Вид сопряжения	Модуль m_n, мм	Степень точности по нормам плавности						
		3—6	7	8	9	10	11	12
H	Не более 0,5	7	7	—	—	—	—	—
	Не менее 0,5	8	8	—	—	—	—	—
G	Не более 0,5	12	17	24	—	—	—	—
	Не менее 0,5	16	21	26	—	—	—	—
F	Не более 0,5	20	24	30	38	50	—	—
	Не менее 0,5	26	30	35	45	56	—	—
E	Не более 0,5	26	30	34	42	54	—	—
	Не менее 0,5	28	40	45	53	65	84	110
D	Не более 0,5	40	42	46	52	63	—	—
	Не менее 0,5	56	60	63	70	80	95	120

4.107. Наименьшее дополнительное смещение E_{HS}, мкм, исходного контура с $m_n \geqslant 1$ мм

Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности	Модуль m_n, мм					
		от 1 до 3,5	св. 3,5 до 6,3	св. 6,3 до 10	св. 10 до 16	св. 16 до 25	св. 25 до 40
H	3—6	12	16	20	25	—	—
	7	13	18	22	28	36	—
E	3—6	30	40	52	63	—	—
	7	34	45	56	70	90	—
D	3—6	48	63	80	100	—	—
	7	52	70	90	110	140	—
	8	55	75	100	120	150	200
C	3—6	75	110	130	155	—	—
	7	80	110	140	170	220	—
	8	90	120	160	190	240	320
	9	100	130	170	200	260	340

Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности	Модуль m_n, мм					
		от 1 до 3,5	св. 3,5 до 6,3	св. 6,3 до 10	св. 10 до 16	св. 16 до 25	св. 25 до 40
B	3—6	120	160	210	250	—	—
	7	130	170	230	270	350	—
	8	140	190	250	300	380	500
	9	160	200	280	320	420	560
	10	180	220	300	360	450	600
A	3—6	190	250	320	400	—	—
	7	200	280	360	440	530	—
	8	220	300	380	480	600	800
	9	250	320	420	530	670	850
	10	260	340	450	600	750	950
	11	280	380	480	670	850	1060
	12	300	420	560	710	950	1180

4.108. Допуски T_H, мкм, на смещение исходного контура с $m_n < 1$ мм

Вид допуска бокового зазора	Модуль m_n, мм	Степень точности по нормам кинематической точности									
		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
h	Не более 0,5	16	18	22	28	35	—	—	—	—	—
	Не менее 0,5	16	18	22	30	38	—	—	—	—	—
g	Не более 0,5	18	20	25	30	38	50	—	—	—	—
	Не менее 0,5	18	20	25	32	42	55	—	—	—	—
f	Не более 0,5	20	22	25	32	42	55	70	95	—	—
	Не менее 0,5	20	22	26	35	45	60	80	105	—	—
e	Не более 0,5	22	25	28	38	48	60	80	110	—	—
	Не менее 0,5	22	25	30	40	50	70	90	120	170	225

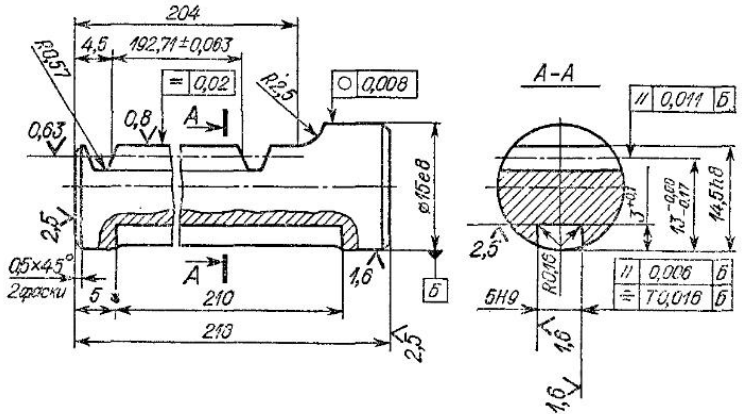
4.109. Допуски T_H, мкм, на смещение исходного контура с $m_n \geqslant 1$ мм

Вид допуска бокового зазора	Степень точности по нормам кинематической точности	Модуль m_n, мм					
		от 1 до 3,5	св. 3,5 до 6,3	св. 6,3 до 10	св. 10 до 16	св. 16 до 25	св. 25 до 40
h	3—4	30	34	36	—	—	—
	5—6	45	55	60	70	—	—
	7	55	70	75	90	110	—
d	3—4	38	42	45	—	—	—
	5—6	60	70	80	90	—	—
	7	70	90	100	110	140	—
	8	90	110	130	150	180	220
c	3—4	50	55	60	—	—	—
	5—6	75	90	100	110	—	—
	7	90	110	125	150	180	—
	8	110	150	180	200	240	280
	9	150	200	220	260	320	400
b	3—4	60	70	75	—	—	—
	5—6	90	110	120	140	—	—
	7	110	140	150	180	240	—
	8	140	180	200	240	280	350
	9	180	240	280	320	400	500
	10	240	320	380	450	530	700
a	3—4	75	80	85	—	—	—
	5—6	110	130	140	160	—	—
	7	130	160	180	200	280	—
	8	160	200	240	280	340	400
	9	200	280	320	380	450	560
	10	280	360	420	500	630	800
	11	380	500	630	710	850	1060
	12	500	710	800	1000	1250	1600

Во второй части таблицы параметров указывают *данные для контроля* взаимного положения разноименных профилей зубьев: толщину зуба $\bar{s}_y = 0{,}5\pi m_n$ и измерительную высоту $\bar{h}_{ay} = m_n$ или размер по роликам M и диаметр ролика D. Наибольшее отклонение толщины зуба E_{sl} определяется как сумма наименьшего отклонения E_{ss} и допуска на толщину зуба T_s:

$$E_{sl} = |E_{ss}| + T_s,$$

где $E_{ss} = 0{,}73\, E_{Hs}$ и $T_s = 0{,}73\, T_H$. Отклонения E_{ss} и E_{sl} имеют знак «минус».



6,3 (V)

Модуль	m_n	1,5
Угол наклона	β	15°
Направление линии зуба	–	Правое
Нормальный исходный контур	–	СТ СЭВ 308-76
Степень точности по ГОСТ 10242-81	–	7-С
Толщина зуба	$\bar{s}_y$	$2,39^{-0,060}_{-0,127}$
Измерительная высота	$\bar{h}_{ay}$	1,5
Число зубьев	z	40
Нормальный шаг	p_n	4,71
Обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса		

1. Цементировать h 0,5—0,8; 55—60 $HRC_э$
2. Кромки зубьев округлить: продольные R 0,4; торцовые R 0,5
3. Неуказанные предельные отклонения размеров: валов h14, отверстий H14, остальных $\pm IT14/2$
6. Допуск на направление линии зуба 0,011

Рис. 4.47. Косозубая рейка

4.110. Предельные накопленные отклонения шага $\pm F_{pg}$, мкм, зубчатых реек с $m_n < 1$ мм

Степень точности по нормам кинематической точности	Рабочая длина рейки L, мм								
	до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 200	св. 200 до 315	св. 315 до 630
3	3	4	4	5	6	6	8	9	10
4	5	6	7	8	9	10	12	14	16
5	7	10	11	12	14	16	19	22	25
6	11	16	17	19	22	25	30	35	40
7	18	20	22	25	30	35	40	46	56
8	25	28	30	36	40	50	58	66	80

Примечание. Для $L = 315 \div 630$ мм предельные отклонения шага относятся к рейкам с $m_n > 0{,}5$ мм.

4.111. Предельные накопленные отклонения шага $\pm F_{pg}$, мкм, зубчатых реек с $m_n \geqslant 1$ мм

Степень точности по нормам кинематической	Модуль m_n, мм	Рабочая длина рейки L, мм							
		до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 160	св. 160 до 315	св. 315 до 630	св. 630 до 1000	св. 1000 до 1600
3	Не более 10	5	5,5	6	8	11	16	20	—
4	» » 10	8	9	10	12	18	25	32	—
5	» » 16	12	14	16	20	28	40	50	—
6	» » 16	20	22	25	32	45	63	80	100
7	» » 25	28	32	36	45	63	90	112	140

В третьей части таблицы параметров помещают *справочные данные*: число зубьев z, нормальный шаг p_n и при необходимости — обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса.

На рис. 4.47 дан пример оформления чертежа косозубой рейки.

4.6. Детали цепных передач

Общие сведения о цепных передачах. Цепные передачи относятся к механизмам с гибкой связью, в которых движение осуществляется за счет зацепления. Широкое примене-

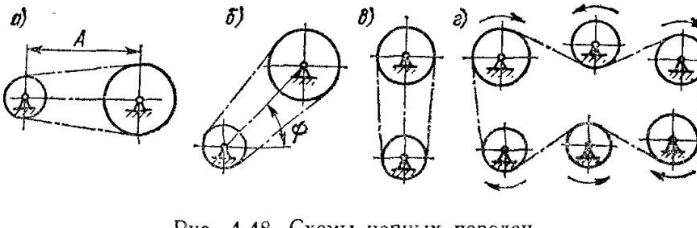


Рис. 4.48. Схемы цепных передач

ние цепных передач обусловлено возможностью передачи вращательного движения на большие расстояния (до 8 м) при значительных диапазонах мощностей (до 5 МВт), скоростей (до 35 м/с) и передаточных чисел (до 10). Эти передачи отличаются высоким КПД (от 0,92 до 0,97), бесшумной работой, отсутствием вибраций, толчков и жестких ударов.

Простейшая цепная передача состоит из цепи, ведущей и ведомой звездочек. Такая передача называется *двухзвездной*. В зависимости от угла наклона оси передачи к горизонту ψ двухзвездные передачи подразделяются на горизонтальные с углом $\psi \leqslant 30^\circ$ (рис. 4.48, *а*), наклонные с углом ψ свыше 30 до 60° (рис. 4.48, *б*) и вертикальные с углом ψ свыше 60 до 90° (рис. 4.48, *в*). В ряде устройств применяют *многозвездные* передачи с внутренним и внешним расположением осей звездочек относительно замкнутого контура цепи (рис. 4.48, *г*).

Гибкость цепи обеспечивается шарнирным соединением ее звеньев. Потери на трение происходят в шарнирах цепи, между деталями ее звеньев, между звездочкой и звеньями цепи, а также в опорах передачи. В результате износа рабочих поверхностей деталей цепи вытягиваются и холостые ветви провисают. По способу обеспечения натяжения ветвей цепи передачи могут быть *нерегулируемыми*, *с подвижной опорой* и *со специальным натяжным устройством*. Контроль предварительного натяжения цепи осуществляют путем измерения провисания ненагруженной ветви. Натяжение цепи регулируют перемещением оси одной из звездочек по продольным отверстиям с последующей фиксацией или с помощью дополнительной звездочки, которую устанавливают на ведомой ветви в месте ее наибольшего провисания.

В нерегулируемых передачах необходимо с заданной точностью выдерживать межосевое расстояние A. Опти-

4.112. Допускаемые отклонения межосевого расстояния A нерегулируемой цепной передачи, мм

Межосевое расстояние A	Угол наклона оси передачи к горизонту					
	$0° \leqslant \psi < 30°$		$30° \leqslant \psi < 60°$		$60° \leqslant \psi < 80°$	
	Верхнее откл	Нижнее откл.	Верхнее откл.	Нижнее откл.	Верхнее откл.	Нижнее откл
300	0,17	0,28	0,25	0,15	0,51	0,035
500	0,22	0,50	0,33	0,25	0,66	0,06
700	0,27	0,70	0,40	0,35	0,81	0,08
1000	0,31	0,95	0,46	0,50	0,93	0,12
1500	0,40	1,40	0,63	0,75	1,20	0,17

Примечания: 1. Верхнее отклонение имеет знак «плюс», нижнее — «минус». 2. Передачи с $\psi > 80°$ применяют с натяжными устройствами.

мальное начальное натяжение в этом случае получают за счет изменения числа звеньев цепи, которое находят по приближенной формуле

$$W = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2A}{t} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)\frac{t}{A}, \qquad (4.99)$$

где z_1 и z_2 — числа зубьев ведущей и ведомой звездочек; t — шаг цепи. Межосевое расстояние рекомендуется принимать предварительно в пределах $A = (30 \div 50)\,t$. Выбранное целое число W позволяет определить длину цепи

$$L = Wt \qquad (4.100)$$

и уточнить межосевое расстояние

$$A = \frac{t}{4}\left[W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(W - \frac{z_1 + z_2}{2}\right)^2 - 2\left(\frac{z_2 - z_1}{\pi}\right)^2}\right]. \qquad (4.101)$$

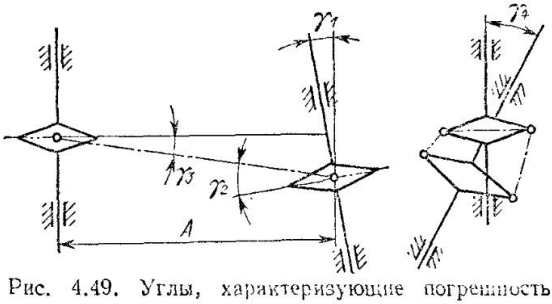


Рис. 4.49. Углы, характеризующие погрешность монтажа

В целях обеспечения необходимого провисания ветви цепи расчетное значение A уменьшают на 0,2 — 0,4 %. Допускаемые отклонения параметра A для корпусных деталей следует назначать с учетом рекомендаций, данных в табл. 4.112.

4.113. Допускаемые значения угла разворота звена $[\gamma]$ для втулочных и роликовых цепей, град

Скорость цепи V, м/с	Стационарные машины	Нестационарные машины
До 3	0,100—0,150	0,200—0,300
3—8	0,075—0,105	0,150—0,210
Св. 8	0,038—0,060	0,075—0,100

Для нормальной работы цепи необходимо, чтобы комплексные погрешности монтажа, характеризуемые абсолютными значениями углов γ_1, γ_2, γ_3 и γ_4 (рис. 4.49), не превышали допускаемого значения:

$$\max\{|\gamma_1|;\ |\gamma_2|;\ |\gamma_3|;\ |\gamma_4|\} \leqslant [\gamma].$$

Здесь γ_1 — угол непараллельности валов в плоскости передачи; γ_2 — угол разворота звена цепи в момент выхода из зацепления с ведомой звездочкой; γ_3 — угол разворота звена цепи в момент входа в зацепление с зубьями ведущей звездочки; γ_4 — угол непараллельности валов в плоскости, перпендикулярной к оси передачи. Если какой-либо из этих углов превышает $[\gamma]$, то в начале и конце зацепления благодаря наличию зазоров между конструктивными элементами цепи одновременно несколько звеньев будут разворачиваться в плоскости цепи, что приводит к неравномерному распределению нагрузки в шарнирах.

Допускаемые величины $[\gamma]$ выбираются по табл. 4.113 с учетом скорости цепи V, которая при t (в мм) и частоте вращения ведущей звездочки n_1 (в об/мин) определяется по формуле (в м/с)

$$V = tz_1n_1/(6 \cdot 10^4). \qquad (4.102)$$

Параллельность валов контролируют в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Допускаемые отклонения (в мм) от параллельности валов в этих плоскостях рассчитывают на 100 мм длины вала по приближенной формуле

$$\delta_в \approx 0{,}35 \operatorname{tg} [\gamma].$$

В целях обеспечения нормальной работы цепной передачи зубчатые венцы звездочек должны быть установлены в одной (срединной) плоскости с заданной точностью. Допускаемые величины смещения звездочек относительно

срединной плоскости находят из геометрических построений:

$$\delta_c = \pm A \operatorname{tg}(|\gamma|/2).$$

Допускаемые отклонения, связанные с монтажом элементов передачи, указывают в технических требованиях сборочных чертежей.

При разработке кинематической схемы цепной передачи обычно задаются исходные параметры: расположение передачи в пространстве, мощность N, межосевое расстояние A и передаточное число u, которое может быть представлено отношениями частот вращения звездочек, чисел зубьев или диаметров окружностей выступов:

$$u = n_1/n_2 = z_2/z_1 = D_{e2}/D_{e1}. \qquad (4.103)$$

Максимальное значение диаметра окружности выступов ведущей звездочки определяют из условий:

при $1 \leqslant u \leqslant 4$

$$D_{e1\,max} = 1{,}66\, A/(u + 1), \qquad (4.104)$$

при $4 < u \leqslant 10$

$$D_{e1\,max} = A/(u + 1), \qquad (4.105)$$

а минимальное значение (в мм) рассчитывают при мощности N (в кВт) и частоте вращения n_1 (в об/мин) по эмпирической формуле

$$D_{e1\,min} = 280 \sqrt[3]{N/\sqrt[3]{n_1^2}}. \qquad (4.106)$$

Практически расчет D_{e1} осуществляют по формуле (4.106), так как результаты расчета по формулам (4.104) и (4.105) получаются завышенными. После определения D_{e1} корректируют межосевое расстояние:

если $1 \leqslant u \leqslant 4$, то

$$A \geqslant 0{,}6\, D_{e1}\,(u + 1); \qquad (4.107)$$

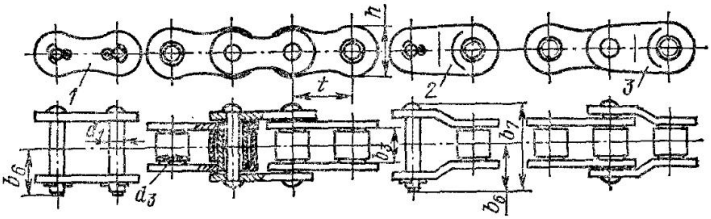
если $4 < u \leqslant 10$, то

$$A \geqslant D_{e1}\,(u + 1). \qquad (4.108)$$

Зависимости (4.103) — (4.108) позволяют получить данные, необходимые для построения кинематической схемы цепной передачи.

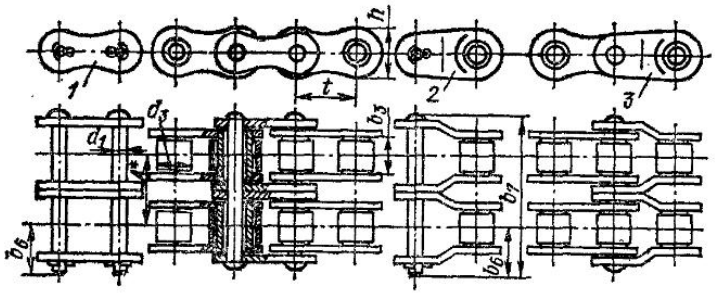
Цепи. По назначению цепи подразделяют на два основных вида: *приводные*, используемые для передачи вращательного движения от ведущей звездочки к ведомой, и *тяговые*, служащие для транспортировки и перемещения грузов под различными углами наклона к горизонту.

4.114. Основные размеры, мм, и масса однорядных роликовых цепей типов ПРЛ и ПР



Обозначение цепи	b_3, не менее	d_1	d_3	h, не более	b_7, не более	b_6, не более	Масса 1 м цепи, кг
ПРЛ-15,875-2270	9,65	5,08	10,16	14,8	24	13	0,9
ПРЛ-19,05-2950	12,70	5,94	11,91	18,2	33	17	1,6
ПРЛ-25,4-5000	15,88	7,92	15,88	24,2	39	22	2,6
ПРЛ-31,75-7000	19,05	9,53	19,05	30,2	46	24	3,8
ПРЛ-38,1-10000	25,40	11,10	22,23	36,2	58	30	5,5
ПРЛ-44,45-13000	25,40	12,70	25,40	42,4	62	34	7,5
ПРЛ-50,8-16000	31,75	14,27	28,58	48,3	72	38	9,7
ПР-8-460	3,00	2,31	5,00	7,5	12	7	0,2
ПР-9,525-910	5,72	3,28	6,35	8,5	17	10	0,45
ПР-12,7-1000-1	2,40	3,66	7,75	10,0	8,7	—	0,30
ПР-12,7-900-2	3,30	3,66	7,75	10,0	12	7	0,35
ПР-12,7-1820-1	5,40	4,45	8,51	11,8	19	10	0,65
ПР-12,7-1820-2	7,75	4,45	8,51	11,8	21	11	0,75
ПР-15,875-2300-1	6,48	5,08	10,16	14,8	20	11	0,8
ПР-15,875-2300-2	9,65	5,08	10,16	14,8	24	13	1,0
ПР-19,05-3180	12,70	5,94	11,91	18,2	33	18	1,9
ПР-25,4-6000	15,88	7,92	15,88	24,2	39	22	2,6
ПР-31,75-8900	19,05	9,53	19,05	30,2	46	24	3,8
ПР-38,1-12700	25,40	11,10	22,23	36,2	58	30	5,5
ПР-44,45-17240	25,40	12,70	25,40	42,4	62	34	7,5
ПР-50,8-22700	31,75	14,27	28,58	48,3	72	38	9,7
ПР-63,5-35400	38,10	19,84	39,68	60,4	89	48	16,0

4.115. Основные размеры, мм, и масса многорядных роликовых цепей типа ПР



Обозначение цепи	b_3, не менее	d_1	d_3	A^*	t, не более	$b_г$, не более	b_6, не более	Масса 1 м цепи, кг
2ПР-12,7-3180	7,75	4,45	8,51	13,92	11,8	35	11	1,4
2ПР-15,875-4540	9,65	5,08	10,16	16,59	14,8	41	13	1,9
2ПР-25,4-11400	15,88	7,92	15,88	29,29	24,2	68	22	5,0
2ПР-31,75-17700	19,05	9,53	19,05	35,76	30,2	82	24	7,3
2ПР-38,1-25400	25,40	11,10	22,23	45,44	36,2	104	30	11,0
2ПР-44,45-34480	25,40	12,70	25,40	48,87	42,24	110	34	14,4

2ПР-50,8-45360	31,7	14,27	28,58	58,55	48,30	130	38	19,1
2ПР-19,05-6400	12,70	5,96	11,91	22,78	18,08	53,4	17,75	2,9
3ПР-12,7-4540	7,75	4,45	8,51	13,92	11,8	50	11	2,0
3ПР-15,875-6810	9,65	5,08	10,16	16,59	14,8	57	13	2,8
3ПР-25,4-17100	15,88	7,92	15,08	29,29	24,2	98	22	7,5
3ПР-31,75-26550	19,05	9,53	19,05	35,76	30,2	120	24	11,0
3ПР-38,1-38100	25,40	11,10	22,23	45,44	36,2	150	30	16,5
3ПР-44,45-51720	25,40	12,70	25,40	48,87	42,24	160	34	21,7
3ПР-50,80-68040	31,75	14,27	28,58	58,55	48,30	190	38	28,3
3ПР-19,05-9600	12,70	5,96	11,91	22,78	18,08	76,2	17,75	4,3
4ПР-19,05-12800	12,70	5,94	11,91	22,78	18,08	101,9	17,75	5,75
4ПР-25,4-22800	15,88	7,92	15,88	29,29	24,2	129,9	22	10,9
4ПР-31,75-35500	19,05	9,53	19,05	35,76	30,2	157,5	24	14,7
4ПР-38,1-50800	25,40	11,10	22,23	45,44	36,2	197,1	30	22,0
4ПР-50,8-90000	31,75	14,27	28,58	58,55	48,3	252,3	38	38,0

Скорость приводных цепей достигает 35 м/с, а тяговых, как правило, не превышает 2 м/с.

В механических устройствах применяют стандартные цепи разных конструктивных исполнений: роликовые и втулочные (ГОСТ 13568—75*), зубчатые (ГОСТ 13552—81*), пластинчатые (ГОСТ 588—81*), круглозвенные (ГОСТ 2319—81), вильчатые (ГОСТ 12996—79*) и др. Наибольшее распространение получили приводные роликовые и втулочные цепи, отличающиеся достаточной надежностью, кинематической точностью и дешевизной.

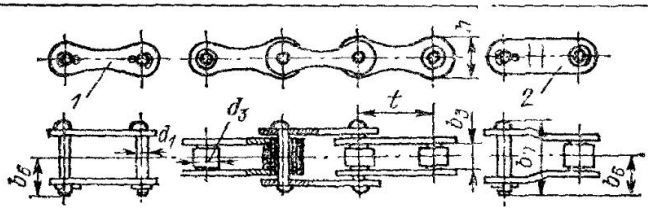
ГОСТ 13568—75* (СТ СЭВ 2640—80) устанавливает четыре типа приводных *роликовых* цепей: легкой серии типа ПРЛ, нормальной серии типа ПР, длиннозвенные типа ПРД и с изогнутыми пластинами типа ПРИ.

Основные параметры однорядных роликовых цепей *легкой и нормальной серий* даны в табл. 4.114. Цепи нормальной серии могут быть многорядными: двухрядными типа 2ПР, трехрядными типа 3ПР и четырехрядными типа 4ПР (табл. 4.115). С увеличением числа рядов возрастает передаваемая цепью мощность: для двухрядной в 1,8 раза, трехрядной — в 2,5 раза и четырехрядной — в 3 раза. Многорядные цепи более чувствительны к загрязнениям, требуют повышенной точности изготовления звездочек и монтажа, поэтому при разработке передач предпочтительно применять однорядные цепи.

Длиннозвенные цепи типа ПРД (табл. 4.116) выполняются с удвоенным шагом. Они легче и дешевле других типов роликовых цепей, однако могут работать при малых скоростях. Цепи *с изогнутыми пластинами* типа ПРИ (табл. 4.117) за счет изгиба пластин в пределах упругой зоны имеют повышенную податливость и рекомендуются для устройств, подверженных динамическим нагрузкам.

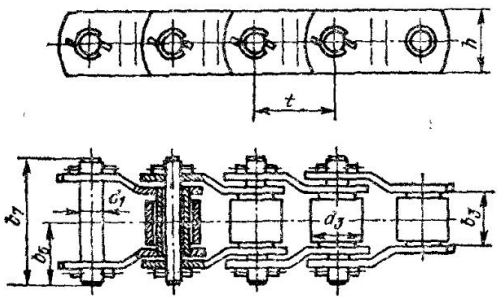
Роликовые цепи состоят из наружных и внутренних соединительных звеньев *1*, которые, чередуясь, образуют шарниры. Наружные звенья изготавливают запрессовкой двух пластин на оси, а внутренние — на втулки. В целях замены трения скольжения на трение качения на втулки посажены ролики. При использовании цепей с нечетным числом звеньев устанавливают переходные или двойные переходные звенья (в рисунках таблиц они соответственно обозначены цифрами *2* и *3*). Прочность и жесткость переходных звеньев меньше соединительных

4.116. Основные размеры, в мм, и масса длиннозвенных роликовых цепей типа ПРД



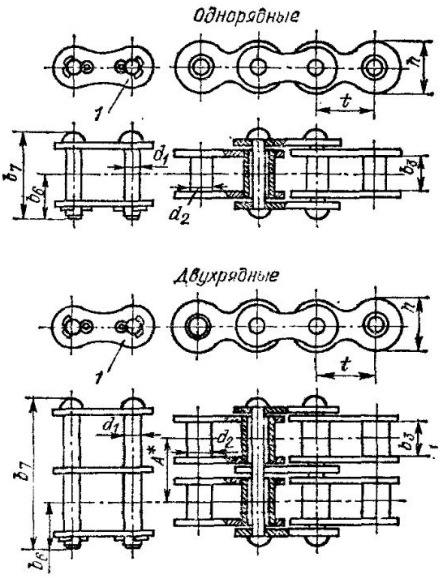
Обозначение цепи	b_3, не менее	d_1	d_3	h, не более	b_7, не более	b_6, не более	Масса 1 м цепи, кг
ПРД-31,75-2300	9,65	5,08	10,16	14,8	24	13	0,60
ПРД-38,1-2950	12,70	5,94	11,91	18,2	31	17	1,10
ПРД-38-3000	22,00	7,92	15,88	21,3	42	23	1,87
ПРД-38-4000	22,00	7,92	15,88	21,3	47	26	2,10
ПРД-50,8-5000	15,88	7,92	15,88	24,2	39	22	1,90
ПРД-63,5-7000	19,05	9,53	19,05	30,2	46	24	2,60
ПРД-76,2-10000	25,40	11,10	22,23	36,2	57	30	3,80

4.117. Основные размеры, в мм, и масса роликовых цепей с изогнутыми пластинами типа ПРИ



Обозначение цепи	b_3, не менее	d_1	d_3	h, не более	b_7, не более	b_6, не более	Масса 1 м цепи, кг
ПРИ-78,1-36000	38,1	17,15	33,3	45,5	102	51	14,5
ПРИ-78,1-40000	38,1	19,00	40,0	56,0	102	51	19,8
ПРИ-103,2-65000	49,0	24,00	46,0	60,0	135	73	28,8
ПРИ-140-120000	80,0	36,00	65,0	90,0	182	94	63,0

4.118. Основные размеры, в мм, и масса одно- и двухрядных втулочных цепей типа ПВ



Обозначение цепи	b_3, не менее	d_1	d_2	A^*	h, не более	b_7, не более	b_8, не более	Масса 1 м цепи, кг
ПВ-9,525-1150	7,60	3,59	5	—	8,80	18,5	10,0	0,50
ПВ-9,525-1300	9,52	4,45	6	—	9,85	21,2	12,0	0,65
2ПВ-9,525-2000	5,20	4,45	6	10,75	9,85	27,5	8,5	1,00

приблизительно на 20 %, поэтому целесообразно применять цепи с четным числом звеньев.

Втулочные цепи по ГОСТ 13568—75* изготавливают однорядными типа ПВ и двухрядными типа 2ПВ (табл. 4.118). Их конструкции отличаются от роликовых цепей отсутствием роликов. Это уменьшает их массу и удешевляет производство. Благодаря большей опорной поверхности шарниров втулочные цепи при равных шагах с роликовыми цепями имеют повышенную несущую способность.

Основными параметрами роликовых и втулочных цепей являются: шаг t — расстояние между двух втулок

(роликов) одного звена; разрушающая нагрузка Q — нагрузка, при которой происходит разрушение конструктивных элементов цепи. Шаг измеряется в натянутом состоянии цепи под действием силы $Q_{из} = 0{,}01Q$. В условных обозначениях роликовых и втулочных цепей указывают: тип цепи (ПР), шаг в мм (19,05 мм), разрушающую нагрузку в даН (3180 даН) и номер стандарта:

Цепь ПР-19,05-3180 ГОСТ 13568—75.*

Стандарт предусматривает также условные обозначения для звеньев соединительных

*Звено С-ПР-19,05-3180 ГОСТ 13568—75**

и переходных

Звено П-ПР-19,05-3180 ГОСТ 13568—75.*

Основным критерием выбора цепи является ее несущая способность, обеспечивающая передачу требуемой мощности N при заданном сроке службы C. Работоспособность цепи зависит от расположения линии центров звездочек относительно горизонта, температуры окружающей среды и характера нагрузки. Все эти факторы в расчетах учитываются соответствующими коэффициентами (табл. 4.119), произведение которых определяет коэффициент эксплуатации

$$k_э = k_ψ k_T k_н. \qquad (4.109)$$

В зависимости от числа звеньев в ведущей ветви цепи l_t движение звездочек подразделяется на два вида: *синфазное* (l_t — целое число) и *асинфазное* (l_t — дробное число, $l_t \pm 0{,}5$). Практически все передачи работают в режиме асинфазного движения звездочек.

Важным фактором, определяющим несущую способность роликовых и втулочных цепей, является износостойкость шарниров. Износ рабочих поверхностей шарниров приводит к увеличению шага цепи и нарушению геометрии зацепления. Для поддержания нормальной работы передачи необходимо, чтобы удельные давления в шарнирах не превышали допускаемых значений

$$[p] = p_D k_c k_ц k_m, \qquad (4.110)$$

где p_D — базовое давление, рассчитываемое (в МПа) при n_1 (в об/мин) и D_{e1} (в мм) по формуле

$$p_D = 670/\sqrt[3]{n_1 D_{e1}}. \qquad (4.111)$$

Если расчетное значение $p_D > 54$ МПа, то за базовое давление принимают это значение, $p_D = 54$ МПа.

4.119. Значения коэффициентов, учитывающих условия эксплуатации роликовых и втулочных цепей

Коэффициент	Условия эксплуатации	Рекомендуемое значение коэффициента
Угловой коэффициент k_ψ при угле наклона линии центров звездочек к горизонту ψ	$\psi \leqslant 45°$ $\psi \geqslant 45°$	1,0 $0{,}15\sqrt{\psi}$
Температурный коэффициент k_T при температуре окружающей среды T	$T \leqslant -25$ °С -25 °С $\leqslant T \leqslant +150$ °С $T \geqslant 150$ °С	2—3 1,0 1,2—1,5
Коэффициент ударности нагрузки $k_н$ при асинфазном движении цепи	Равномерная нагрузка без толчков и ударов	1,0
	Легкие плавные колебания нагрузки с отдельными мягкими толчками	1,25
	Средняя пульсирующая нагрузка с легкими ударами и небольшими толчками	1,4
	Предельная пульсирующая нагрузка со средними ударами	1,6
	Предельная пульсирующая нагрузка средней интенсивности с сильными ударами	1,8
	Знакопеременная нагрузка с очень сильными ударами	1,9

В формуле (4.110) коэффициенты определяются по табл. 4.120. Скорость цепи (табл. 4.121) наряду с формулой (4.102) можно также рассчитать по зависимости

$$V = \pi D_{e1} n_1/(6 \cdot 10^4). \qquad (4.112)$$

Выбор типоразмера роликовой или втулочной цепи осуществляют по обобщенному параметру k_0 (табл. 4.122), который находят по формуле

$$k_0 = \frac{9160 k_э N}{k_V k_{сл}} \sqrt[3]{\frac{D_{e1} u^2}{A_0 \sqrt{n_1}}}. \qquad (4.113)$$

Здесь передаваемая мощность N — в кВт; предварительное межосевое расстояние A_0 и внешний диаметр

4.120. Значения коэффициентов цепи

Коэффициент	Обозначение	Значение
Скорости	k_c	$k_{сп}\sqrt{V}$, где V — в м/с; $k_{сп}$ по табл. 4.121
Типа цепи	$k_ц$	Для типа ПРД $k_ц = 0{,}8$; для ПРЛ, ПРИ, ПВ $k_ц = 1{,}0$; для ПР $k_ц = 1{,}2$
Рядности	k_m	Для однорядной цепи $k_m = 1$; двухрядной $k_m = 0{,}9$; трехрядной $k_m = 0{,}85$; четырехрядной $k_m = 0{,}8$
Срока службы	$k_{сл}$	435 000 $k_ц k_m k_{сп}/C$, где C — в ч

4.121. Значения коэффициента способа смазки

Способ смазки	Скорость цепи V, м/с	$k_{сп}$
Без смазки	$\leqslant 4$	0,1—0,2
Нерегулярная смазка	$\leqslant 5$	0,4—0,6
Периодическая смазка через 8—16 ч	$\leqslant 6$	1,2—1,6
Применение консистентных СМ через 50—80 ч	$\leqslant 6$	1,4—1,8
Капельная смазка (5—15 капель в мин)	<7	1,6—2,0
Масляная ванна	$\leqslant 8$	2,3—2,7
Циркуляционная смазка	$\geqslant 7$	2,9—3,3
Распыление под давлением	$\geqslant 10$	3,8—4,2

4.122. Значения обобщенного параметра k_o и опорной поверхности шарниров $F_{оп}$ роликовых и втулочных цепей

Обозначение цепи	k_o, мм$^{-2}\cdot$мм$^{1/6}$	$F_{оп}$, мм^2	Обозначение цепи	k_o, мм$^{-2}\cdot$мм$^{1/6}$	$F_{оп}$, мм^2
			ПР-8-460	15,5	11
ПРЛ-15,875-2270	95,4	67	ПР-9,525-910	40,8	28
ПРЛ-19,05-2950	156	105	ПР-12,7-1000-1	25,7	13
ПРЛ-25,4-5000	276	179	ПР-12,7-900-2	30,7	22
ПРЛ-31,75-7000	434	262	ПР-12,7-1820-1	60,5	39
ПРЛ-38,1-10000	689	395	ПР-12,7-1820-2	76,8	50
ПРЛ-44,45-13000	838	473	ПР-15,875-2300-1	86,9	51
ПРЛ-50,8-16000	1181	637	ПР-15,875-2300-2	112	67

Обозначение цепи	k_o, $мм^2 \cdot мм^{1/6}$	$F_{оп}$, $мм^2$	Обозначение цепи	k_o, $мм^2 \cdot мм^{1/6}$	$F_{оп}$, $мм^2$
ПР-19,05-3180	173	105	4ПР-19,05-12800	666	408
ПР-25,4-6000	308	179			
ПР-31,75-8900	466	262	ПРД-31,75-2300	120	67
ПР-38,1-12700	723	394	ПРД-38,1-2950	194	105
ПР-44,45-17240	890	472	ПРД-38-3000	413	224
ПР-50,8-22700	1243	645	ПРД-38-4000	444	237
ПР-63,5-35400	2080	1089	ПРД-50,8-5000	414	179
			ПРД-63,5-7000	607	262
2ПР-12,7-3180	160	105	ПРД-76,2-10000	947	395
2ПР-15,875-4540	222	140			
2ПР-25,4-11400	616	359	ПРИ-78,1-40000	2059	1131
2ПР-31,75-17700	932	524	ПРИ-103,2-65000	2389	1968
2ПР-38,1-25400	1445	788	ПРИ-140-120000	9845	4320
2ПР-44,45-34480	1780	946			
2ПР-50,8-45360	2486	1292	ПВ-9,525-1150	58,2	40
2ПР-19,05-6400	345	211	ПВ-9,525-1300	87,1	56
3ПР-12,7-4540	229	150	2ПВ-9,525-2000	118	81
3ПР-15,875-6810	320	202			
3ПР-25,4-17100	924	539			
3ПР-31,75-26550	1398	786			
3ПР-38,1-38100	2168	1182			
3ПР-44,45-51720	2671	1419			
3ПР-50,8-68040	3729	1938			
3ПР-19,05-9600	518	317			

4.123. Значения коэффициента k_V

$[p]$, МПа	Скорость цепи V, м/с							
	5	6	8	10	13	16	20	25
5	0,92	0,89	0,80	0,70	0,49	0,23	—	—
10	0,96	0,95	0,90	0,85	0,75	0,61	0,40	0,06
20	0,98	0,97	0,95	0,93	0,87	0,81	0,70	0,53
30	0,99	0,98	0,97	0,95	0,92	0,87	0,80	0,69
40	1,00	0,99	0,98	0,96	0,94	0,90	0,85	0,77

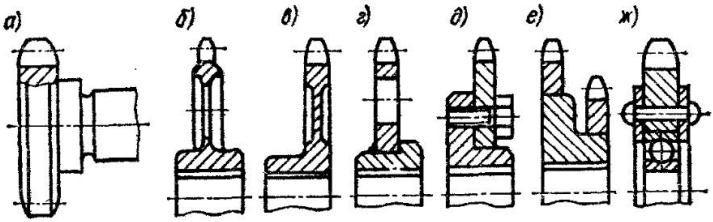


Рис. 4.50. Конструкции звездочек

меньшей звездочки D_{e1} — в мм; частота вращения n_1 — в об/мин. Коэффициент k_V, учитывающий снижение несущей способности цепи из-за действия центробежных сил, определяется по табл. 4.123.

Выбранная цепь может иметь достаточную износостойкость, но не удовлетворять условию прочности, поэтому по известной для данной цепи разрушающей нагрузке Q следует определить запас прочности

$$k_{\text{пр}} = QV/(1000Nk_{\text{п}}) \leqslant [k]. \qquad (4.114)$$

Допускаемый запас прочности назначают по условию $[k] \geqslant 6$ либо рассчитывают с учетом действительного размера проекции опорной поверхности шарнира $F_{\text{оп}}$ (табл. 4.122):

$$[k] = Q/[p]F_{\text{оп}}. \qquad (4.115)$$

Если условие (4.114) не удовлетворяется, то необходимо выбрать другую цепь с большей разрушающей нагрузкой.

Звездочки. Для изготовления звездочек используют стали марок 15 и 20 (при $z < 25$), 45, 45Г, 50, 50Г, 45Л и 50Л (при $z < 40$). Ведущие и ведомые звездочки ответственного назначения, работающие в условиях динамических нагрузок, выполняют из сталей марок 15Х, 20Х, 40Х, 40ХН, 45Х и 45ХН. В целях повышения прочности зубьев применяют химико-термические и термические способы обработки. Ведомые звездочки сложной конфигурации при $z > 50$ изготавливают литьем из чугунов марок СЧ 18 и СЧ 30. При малых и средних нагрузках материалом для изготовления звездочек могут служить пластмассы: полиэтилен, полипропилен, полиамиды П-68Н и П-68С, капролон В, текстолит ПТ и др.

Зубчатый венец звездочки небольшого диаметра может быть нарезан непосредственно на валу (рис. 4.50, *а*).

4.124. Значения коэффициента k_z

Тип цепи	$k_t = 0{,}006\delta_{tц}z_2$	k_z
ПРЛ, ПВ, ПР, 2ПР, 3ПР, 4ПР	0,5	100
ПРЛ, ПР, 2ПР	0,65—0,75	130—150
ПРИ	0,7—0,8	195—220
ПРЛ	0,7—0,8	140—160

Технологичны конструкции с симметричным расположением ступицы относительно зубчатого венца (рис. 4.50, *б*), однако встречаются конструкции звездочек с асимметричной ступицей (рис. 4.50, *в*). Дисковые конструкции звездочек используют в основном в сборочных единицах, соединяя их со ступицей с помощью сварки (рис. 4.50, *г*), заклепок или болтов (рис. 4.50, *д*). Разъемный вариант позволяет осуществлять замену зубчатого венца при быстром износе зубьев. Многовенцовые звездочки получают за счет прессовой посадки дисков на единую ступицу (рис. 4.50, *е*). Натяжные и оттяжные звездочки при $V \leqslant 1$ м/с устанавливают на подшипниках скольжения, а при $V > 1$ м/с — на подшипниках качения (рис. 4.50, *ж*).

Размеры зубьев звездочек для тяговых и грузовых пластинчатых цепей, приводных роликовых цепей, работающих при $V \leqslant 5$ м/с, рассчитывают по ГОСТ 592—81* (СТ СЭВ 2643—80), а для приводных роликовых и втулочных цепей при скорости V более 5 м/с — по ГОСТ 591—69* (СТ СЭВ 2641—80). Ниже приводятся данные для расчета параметров звездочек с профилями зубьев по ГОСТ 591—69*.

Для расчета теоретического (исходного) профиля зуба необходимо выбрать числа зубьев звездочек. Число зубьев ведущей звездочки z_1 можно найти с учетом ранее выбранного типоразмера цепи из условия

$$z_1 = 180°/\text{arcctg}\, d_z \geqslant 6, \qquad (4.116)$$

где d_z — относительный диаметр шагового многоугольника,

$$d_z = (D_{e1}/t) - 0{,}5. \qquad (4.117)$$

Число зубьев ведомой звездочки назначают с ограничением

$$z_2 = uz_1 \leqslant z_{2\,max}. \qquad (4.118)$$

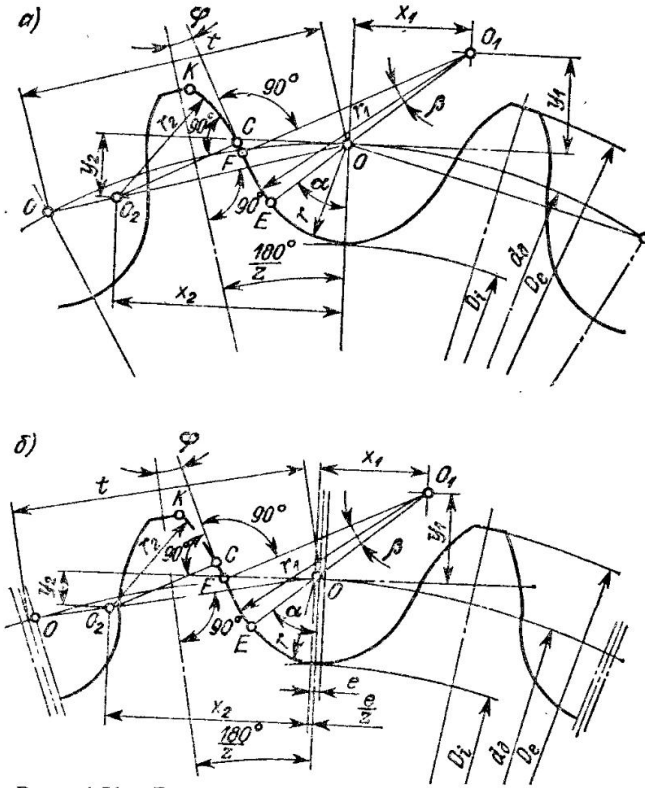


Рис. 4.51. Геометрические параметры профилей зубьев

Это ограничение обусловлено предельно допускаемым увеличением шага цепи

$$\delta_{t\text{ц}} = (4{,}8 \div 6{,}4)/\lambda \ \%, \qquad (4.119)$$

которое может компенсировать звездочка без нарушения зацепления. Геометрическая характеристика зацепления определяется отношением

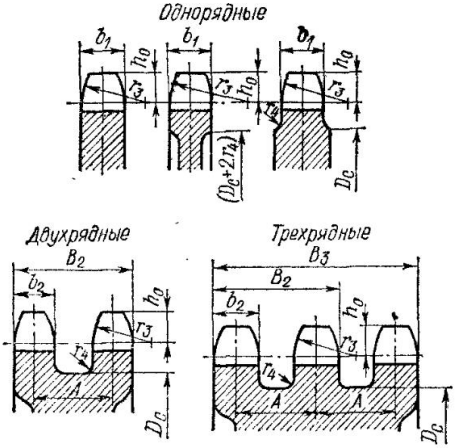
$$\lambda = t/D_{\text{ц}}. \qquad (4.120)$$

Диаметр элемента зацепления $D_{\text{ц}}$ для втулочных цепей $D_{\text{ц}} = d_2$, а для роликовых $D_{\text{ц}} = d_3$. С учетом коэффициента k_z (табл. 4.124) рассчитывают максимально допускаемое число зубьев ведомой звездочки

$$z_{2\,\max} = k_z/\delta_{t\text{ц}}. \qquad (4.121)$$

Профиль зубьев может быть выполнен без смещения центров дуг впадин (рис. 4.51, *а*) и со смещением

4.125. Размеры зубьев и венцов звездочек в поперечном сечении



Параметр	Обозначение	Формула
Радиус закругления зуба	$r_з$	$1{,}7D_ц$
Расстояние от вершины зуба до линии центров дуг закруглений	h_0	$0{,}8D_ц$
Диаметр обода при $d_д < 150$ мм	D_c	$t\,\mathrm{ctg}\,(180°/z) - 1{,}2h_0$
» » » $d_д \geqslant 150$ мм	D_c	$t\,\mathrm{ctg}\,(180°/z) - 1{,}3h_0$
Радиус закруглений при $t \leqslant 35$ мм	r_4	1,6 мм
Радиус закругления при $t > 35$ мм	r_4	2,5 мм
Ширина зуба звездочки:		
однорядной	b_1	$0{,}93b_з - 0{,}15$ мм
двухрядной и трехрядной	b_2	$0{,}90b_з - 0{,}15$ мм
Ширина венца многорядной звездочки	B_i	$(m-1)\,A + b_i$

(рис. 4.51, *б*). Смещение e устанавливается в зависимости от шага цепи: $e = 0{,}03t$. Звездочки с профилем зуба без смещения рекомендуется применять в особо точных кинематических реверсивных передачах с одно- и двухрядными цепями, а во всех других случаях — со смещением.

Диаметры звездочек рассчитывают по формулам:

делительной окружности

$$d_д = t/\sin(180°/z); \qquad (4.122)$$

окружности выступов

$$D_e = t\,[K + \operatorname{ctg}(180°/z)]; \quad (4.123)$$

окружности впадин

$$D_i = d_\partial - 2r, \quad (4.124)$$

где радиус впадины

$$r = 0{,}5025 D_\text{ц} + 0{,}05 \text{ мм}. \quad (4.125)$$

Коэффициент высоты зуба K выбирают с учетом λ:

λ	1,4—1,5	1,5—1,6	1,6—1,7	1,7—1,8	1,8—2,0
K	0,480	0,532	0,555	0,575	0,565

4.126. Поля допусков размеров зубчатых венцов звездочек

Размер	Класс точности звездочки		
	A	*B*	*C*
D_e	h11	h12	h14*
D_i	h10	h11	h12
b_1, b_2, B_2, B_3	h11	h12	h14

Примечание. Поле допуска h14* установлено для звездочек диаметрами до 500 мм.

Размеры зубьев в поперечном сечении даны в табл. 4.125. ГОСТ 591—69* устанавливает для звездочек три класса точности: *A*, *B* и *C*. Рекомендуемые поля допусков размеров зубчатых венцов звездочек представлены в табл. 4.126. Стандарт регламентирует также допуски на разность шагов, радиальное биение окружности впадин $E_\text{о}$ и торцовое биение зубчатого $E_\text{т}$ венца (табл. 4.127).

Шероховатость поверхности зубьев при $V \leqslant 8$ м/с должна быть не более $R_a = 6{,}3$ мкм, а при $V > 8$ м/с — $R_a = 3{,}2$ мкм. Ступицы звездочек на валах устанавливают по посадкам: H8/h7; H8/js7; H8/k7.

Правила выполнения рабочих чертежей звездочек приводных роликовых и втулочных цепей установлены ГОСТ 2.408—68.

Таблица параметров зубчатого венца звездочек имеет такие же размеры, как таблица параметров зубчатых колес, и состоит из трех частей.

В первой части таблицы указывают основные данные: число зубьев z, шаг t, диаметр элемента зацепления $D_\text{ц}$ (d_2 или d_3), стандарт на профиль зуба с надписью «Со смещением» или «Без смещения», класс точности по СТ СЭВ 2641—80.

Во второй части таблицы приводятся данные для контроля: для звездочек с четным числом зубьев — диаметр окружности впадин D_i и предельные отклонения,

4.127. Допуски на разность шагов, радиальное биение окружности впадин E_0 и торцовое биение венца $E_т$, мкм

Параметр	Шаг t, мм	Диаметр звездочки, мм					
		до 120	св. 120 до 260	св. 260 до 500	св. 500 до 800	св. 800 до 1250	св. 1250
		Класс точности *A*					
Разность шагов	До 20	25	32	40	50	60	—
	Св. 20 до 35	32	40	50	60	80	—
	» 35 » 55	40	50	60	80	100	120
	» 55	—	60	80	100	120	160
$E_0 = E_т$	—	80	100	120	160	200	250
		Класс точности *B*					
Разность шагов	До 20	60	80	100	120	160	—
	Св. 20 до 35	80	100	120	160	200	—
	» 35 » 55	100	120	160	200	250	320
	» 55	—	160	200	250	320	400
$E_0 = E_т$	—	200	250	320	400	500	630
		Класс точности *C*					
Разность шагов	До 20	160	200	250	320	400	—
	Св. 20 до 35	200	250	320	400	500	—
	» 35 до 55	250	320	400	500	630	800
	» 55	—	400	500	630	800	1000
$E_0 = E_т$	—	500	630	800	1000	1250	1600

а с нечетным числом зубьев — размер наибольшей хорды L_x и предельные отклонения, допуск на разность шагов δ_t, предельные значения радиального биения окружности впадин E_0 и торцового биения зубчатого венца.

Наибольшую хорду для контроля зубьев без смещения центров дуг впадин рассчитывают по формуле

$$L_x = d_впр \cos(90°/z) - 2r,$$

а со смещением — по формуле

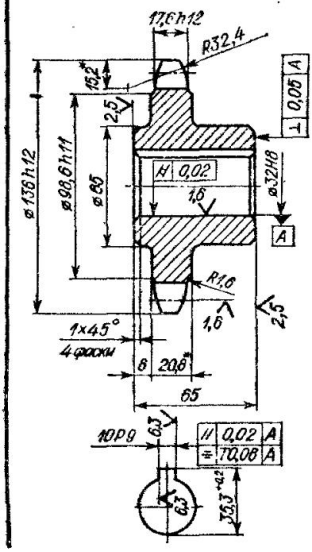
$$L_x = d_впр \cos(95°/z) - 2r.$$

Третья часть таблицы содержит справочные данные: диаметр делительной окружности $d_д$, ширину внутренней

4.128. Пример расчета параметров звездочки

Параметр	Номер формулы, таблицы	Обозначение, формула	Численное значение
Минимальный диаметр окружности выступов, мм	(4.106)	$D_{e1\min} = 280\sqrt[3]{\frac{N}{\sqrt[3]{n_1^2}}}$	$280\sqrt[3]{\frac{5}{\sqrt[3]{400^2}}} = 126$
Угловой коэффициент	Табл. 4.119	k_ψ	1
Температурный коэффициент	То же	k_T	1
Коэффициент ударности нагрузки	»	$k_д$	1,25
Коэффициент эксплуатации	(4.109)	$k_э = k_\psi k_T k_д$	$1 \cdot 1 \cdot 1{,}25 = 1{,}25$
Базовое давление, МПа	(4.111)	$p_D = \frac{670}{\sqrt[3]{n_1 D_{e1}}}$	$\frac{670}{\sqrt[3]{400 \cdot 126}} = 20$
Скорость цепи, м/с	(4.112)	$V = \frac{\pi D_{e1} n_1}{6 \cdot 10^4}$	$\frac{3{,}14 \cdot 126 \cdot 400}{6 \cdot 10^4} = 2{,}6$
Коэффициент способа смазки	Табл. 4.121	$k_{сп}$	0,5
Коэффициент скорости	Табл. 4.120	$k_с = \frac{k_{сп}}{\sqrt{V}}$	$\frac{0{,}5}{\sqrt{2{,}6}} = 0{,}31$
Коэффициент типа цепи	То же	$k_ц$	1,2
Коэффициент рядности	»	k_m	1
Коэффициент срока службы	»	$k_{сл} = \frac{435\,000 \cdot k_ц k_m k_{сп}}{C}$	$\frac{435\,000 \cdot 1{,}2 \cdot 1 \cdot 0{,}5}{4000} = 62{,}25$
Допускаемое удельное давление, МПа	(4.110)	$[p] = p_D k_с k_ц k_m$	$20 \cdot 0{,}31 \cdot 1{,}2 \cdot 1 = 7{,}5$
Коэффициент, учитывающий центробежные силы	Табл. 4.123	k_V	0,94
Обобщенный параметр, мм^2·мм$^{1/6}$	(4.113)	$k_o = \frac{9160 k_э N}{k_V k_{сл}} \times \times \sqrt[3]{\frac{D_{e1} u^2}{A_o \sqrt{n_1}}}$	$\frac{9160 \cdot 1{,}25 \cdot 5}{0{,}94 \cdot 62{,}25} \times \times \sqrt[3]{\frac{126 \cdot 3^2}{1000\sqrt{400}}} = 375{,}6$

Параметр	Номер формулы, таблицы	Обозначение, формула	Численное значение
Тип цепи	Табл. 4.122	ПР-31,75-8900	—
Опорная поверхность шарниров, мм²	Табл. 4.122	$F_{оп}$	262
Допускаемый запас прочности	(4.115)	$[k] = \frac{Q}{[p]\,F_{оп}}$	$\frac{89\,000}{7,5 \cdot 10^6 \cdot 262 \cdot 10^{-6}} = 45$
Запас прочности	(4.114)	$k_{пр} = \frac{QV}{1000 N k_н}$	$\frac{89\,000 \cdot 2,6}{1000 \cdot 5 \cdot 1,25} = 37 < 45$
Относительный диаметр шагового многоугольника	(4.117)	$d_z = \frac{D_{e1}}{t} - 0,5$	$\frac{126}{31,75} - 0,5 = 3,46$
Число зубьев	(4.116)	$z = \frac{180^\circ}{\text{arcctg}\, d_z}$	$\frac{180^\circ}{\text{arcctg}\, 3,46} = 12$
Диаметр делительной окружности, мм	(4.122)	$d_\partial = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$	$\frac{31,75}{\sin 15^\circ} = 122,12$
Диаметр ролика, мм	Табл. 4.114	$d_з$	19,05
Геометрическая характеристика зацепления	(4.120)	$\lambda = \frac{t}{d_з}$	$\frac{31,75}{19,05} = 1,67$
Диаметр окружности выступов при $K = 0,555$, мм	(4.123)	$D_e = t\left(K + \text{ctg}\, \frac{180^\circ}{z}\right)$	$31,75\,(0,555 + \text{ctg}\, 15^\circ) = 136,05$
Радиус впадины, мм	(4.125)	$r = 0,5025 d_з + 0,05$	$0,5025 \cdot 19,05 + 0,05 = 9,62$
Диаметр окружности впадин, мм	(4.124)	$D_i = d_\partial - 2r$	$122,12 - 2 \cdot 9,62 = 102,87$
Радиус закругления зуба, мм	Табл. 4.125	$r_з = 1,7 d_з$	$1,7 \cdot 19,05 = 32,4$
Расстояние до центров дуг, мм	То же	$h_0 = 0,8 d_з$	$0,8 \cdot 19,05 = 15,24$
Диаметр обода, мм	»	$D_c = t\,\text{ctg}\frac{180^\circ}{z} - 1,3 h_0$	$31,75\,\text{ctg}\, 15^\circ - 1,3 \cdot 15,24 = 98,62$
Радиус закругления обода, мм	»	r_4	1,6
Ширина зуба, мм	»	$b_1 = 0,93 b_з - 0,15$	$0,93 \cdot 19,05 - 0,15 = 17,57$



Число зубьев		z	12
Сопрягаемая цепь	Шаг	t	31,75
	Диаметр ролика	D	19,05
Профиль зуба по СТ СЭВ 2641-80		–	Со смещением
Класс точности по СТ СЭВ 2641-80		–	B
Диаметр окружности впадин		D_i	$102,87_{-0,22}$
Допуск на разность шагов		δ_t	0,1
Радиальное биение окружности впадин		E_o	0,25
Торцовое биение зубчатого венца		–	0,25
Диаметр делительной окружности		d_g	122,12
Сопрягаемая цепь	Ширина внутренней пластины	h	30,2
	Расстояние между внутренними пластинами	b_3	19,05

1. Цементировать h 0,5—0,8; 56—61 HRC$_э$
2. Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий H*14; валов* h*14; остальных* ±IT*14/2*
*3. * — размер для справок*

Рис. 4.52. Звездочка для однорядной цепи типа ПР

пластины цепи h, расстояние между внутренними пластинами цепи b_3, для многорядной цепи — расстояние между рядами цепи A, число рядов. Для многовенцовых звездочек с разными числами зубьев в таблицу вводят для каждого венца отдельную графу (колонку), которую обозначают прописными буквами русского алфавита.

На изображении звездочки должны быть даны размеры: ширина зуба b_1, для многорядной звездочки — ширины венца B_i, радиус закругления r_3, расстояние от вершины зуба до линии центров дуг закруглений в осевой плоскости h_0, диаметр обода D_c, радиус закругления у границы обода r_4, диаметр окружности выступов D_e.

В табл. 4.128 дан пример расчета ведущей звездочки класса точности B цепной передачи, предназначенной для работы с плавными колебаниями нагрузки и мягкими толчками при температуре от —25 до 60 °С при нерегу-

лярной смазке. Параметры передачи: мощность $N = 5$ кВт, частота вращения ведущей звездочки $n_1 = 400$ об/мин, передаточное число $u = 3$, предварительное межосевое расстояние $A_0 = 1000$ мм, угол наклона оси передачи к горизонту $\psi = 20°$, срок службы цепи $C = 4000$ ч, цепь — однорядная типа ПР. Чертеж звездочки, выполненный на основе результатов расчета, представлен на рис. 4.52.

Литература [8, 32].

4.7. Детали ременных передач

Общие сведения о ременных передачах. Ременные передачи относятся к механизмам с гибкими связями, которые передают вращательное движение за счет сил трения. Они отличаются плавной и бесшумной работой, способностью смягчать толчки и удары, широким диапазоном передаваемых мощностей (до 200 кВт и более), большими окружными скоростями (до 50 м/с и более). Передачи, в которых предварительное натяжение ветвей ремня создается при монтаже, могут иметь передаточные числа до 6, а с натяжным устройством — до 10. Часто ременные передачи устанавливают между валом электродвигателя и входным валом редуктора или непосредственно рабочим органом машины.

Недостатками ременных передач являются: значительные нагрузки на опоры, непостоянство передаточного числа из-за возможного проскальзывания ремня по рабочей поверхности шкивов и небольшая долговечность ремня.

Ременные передачи характеризуются следующими основными геометрическими параметрами (рис. 4.53, *а*): d_{p1} и d_{p2} — расчетные диаметры ведущего и ведомого шкивов, определяемые по нейтральному слою ремня, длина которого при деформациях ремня остается неизменной; α_1 и α_2 — углы обхвата; a — межосевое расстояние; L_p — расчетная длина ремня,

$$L_p = 2a + 0{,}5\pi\,(d_{p1} + d_{p2}) + (d_{p2} - d_{p1})^2/(4a). \quad (4.126)$$

В расчетах требуется вычислять угол обхвата ведущего шкива

$$\alpha_1 = 180° - 57°\,(d_{p2} - d_{p1})/a. \quad (4.127)$$

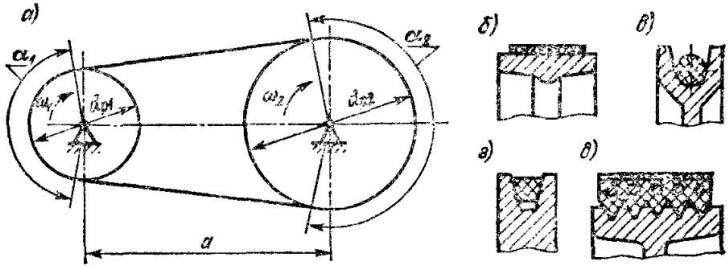


Рис. 4.53. Геометрические параметры и типы ременных передач

С учетом относительного скольжения ремня передаточное число передачи определяется по формуле

$$u = n_1/n_2 = d_{p2}/[d_{p1}(1 - \varepsilon)], \qquad (4.128)$$

где n_1 и n_2 — частоты вращения шкивов; ε — коэффициент скольжения, $\varepsilon = 0{,}01 \div 0{,}02$. При d_{p1} (в м) и n_1 (в мин$^{-1}$) окружная скорость ремня (в м/с) будет равна

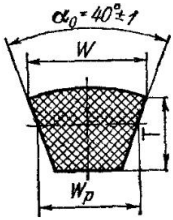
$$V = \pi d_{p1} n_1/60. \qquad (4.129)$$

В зависимости от типа ремня передачи подразделяются на *плоскоременные* (рис. 4.53, *б*), *круглоременные* (рис. 4.53, *в*) и *клиноременные*, в которых применяют клиновые (рис. 4.53, *г*) и поликлиновые ремни (рис. 4.53, *д*). В качестве плоских используют ремни: прорезиненные, хлопчатобумажные цельнотканые пропитанные специальным составом, кожаные и из синтетических материалов. Круглые ремни (кожаные, пластмассовые, резиновые кольца) назначают для передач малой мощности.

Наибольшее применение получили передачи с клиновыми ремнями, которые отличаются большой долговечностью и высокой тяговой способностью, лучшим сцеплением со шкивом и относительно малым проскальзыванием. Поликлиновые ремни при обеспечении передачи равной мощности с клиновыми имеют меньшие размеры поперечного сечения, однако до настоящего времени их параметры не регламентированы стандартами.

Клиновые ремни. Изготовляют бесконечными в виде кольца с трапециевидным поперечным сечением. В расширенной части сечения, работающей на растяжение, расположены слои кордной ткани или один ряд кордшнуров, а в сужающейся части, работающей на сжа-

4.129. Размеры поперечных сечений клиновых ремней, мм



Обозначение сечения	W_p		W (справочный)	T	
	Номин.	Пред. откл.		Номин.	Пред. откл.
Z (0)	8,5	$+0,4$ $-0,3$	10	6,0	±0,3
A (А)	11	$+0,6$ $-0,4$	13	8,0	±0,4
B (Б)	14	$+0,7$ $-0,5$	17	10,5 (11)	±0,5
C (В)	19	$+0,8$ $-0,5$	22	13,5 (14)	±0,5
D (Г)	27	$+0,9$ $-0,6$	32	19 (20)	±0,6
E (Д)	32	$+1,0$ $-0,7$	38 (40)	23,5 (25)	±0,7
E0 (Е)	42	$+1,0$ $-0,8$	50	30	±0,8

Примечания: 1. Обозначения сечений, указанные в скобках, соответствуют старым стандартам. 2. Ремни с размерами, указанными в скобках, изготовляются по согласованию.

4.130. Основные характеристики клиновых ремней

Обозначение сечения	Площадь сечения, см²	Минимальный диаметр d_{p1min}, мм	Диапазон расчетных длин L_p, мм	Масса 1 м ремня, кг
Z	0,47	63	400—2 500	0,06
A	0,81	90	560—4 000	0,10
B	1,38	125	800—6 300	0,18
C	2,30	200	1800—10 600	0,30
D	4,76	315	3150—15 000	0,60
E	6,92	500	4500—18 000	0,90
E0	11,72	800	6300—18 000	1,52

Примечания: 1. Установленный ряд длин L_p: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, **4500**, 5000, **5600**, **6300**, **7100**, 8000, 9000, 10 000, 11 200, 12 500, 14 000, 16 000, 18 000. 2. В технически обоснованных случаях допускается применять длины: **425**, 475, 530, 600, 670, 750, 850, 950, 1060, 1180, 1320, 1500, 1700, 1900, 2120, 2360, 2650, 3000, 3350, 3750, 4250, 4750, 5300, 6000, 6700, 7500, 8500, 9500, 10 600, 11 800, 13 200, 15 000, 17 000.

тие, — резиновый (или резинотканевый) слой. Кордшнуровые ремни обладают большей, чем ремни с кордной тканью, гибкостью, и их циклическая выносливость приблизительно на 20 % выше. Обе части ремня имеют общую оболочку из прорезиненной ткани.

Размеры, технические условия и передаваемые мощности приводных клиновых ремней нормальных сечений регламентированы ГОСТ 1284.1—80*, ГОСТ 1284.2—80*, ГОСТ 1284.3—80* (СТ СЭВ 4952—85). Размеры поперечного сечения ремня (табл. 4.129): W — ширина большего основания; W_p — расчетная ширина на уровне нейтральной линии, не изменяющейся при изгибе ремня; T — высота сечения; α_0 — угол клина.

Стандартами установлены минимальные расчетные диаметры $d_{p1\,min}$ для каждого сечения ремня и расчетные длины по нейтральному слою L_p (табл. 4.130). Длину ремня вычисляют по формуле (4.126) и округляют до ближайшего стандартного значения, а затем уточняют межосевое расстояние

$$a = 0{,}25\,[(L_p - x) + \sqrt{(L_p - x)^2 - 2y}], \qquad (4.130)$$

где $x = 0{,}5\pi\,(d_{p1} + d_{p2})$; $y = (d_{p2} - d_{p1})^2$.

В условных обозначениях ремней указывают: сечение (В), расчетную длину (2500 мм), вид корда (Т — ткань, Ш — шнур) и стандарт:

Ремень В—2500 Ш СТ СЭВ 4952—85.

Выбор сечения ремня осуществляют с учетом заданной мощности передачи. Мощность передачи с одним ремнем находят по формуле

$$N_p = N_0 C_L C_\alpha / C_p, \qquad (4.131)$$

где N_0 — номинальная мощность для одного ремня, определяемая ориентировочно по заданной частоте вращения ведущего шкива (табл. 4.131); C_L — коэффициент, учитывающий влияние длины ремня (табл. 4.132); C_p — коэффициент динамичности нагрузки и режима работы передачи (табл. 4.133); C_α — коэффициент, зависящий от угла обхвата ведущего шкива:

α_1, °	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90
C_α	1,0	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,78	0,73	0,68

При заданной мощности на валу ведущего шкива N число ремней должно быть

$$z \geqslant N/(N_p C_z). \qquad (4.132)$$

4.131. Номинальная мощность передачи N_0, кВт, с одним ремнем при $u \geqslant 3$

Частота вращения шкива диаметром $d_{pl\,min}$, мин$^{-1}$	Сечение ремня						
	Z	*A*	*B*	*C*	*D*	*E*	*EO*
50	—	—	—	0,51	1,56	3,90	8,17
100	—	—	—	0,90	2,53	6,97	14,87
200	0,11	0,25	0,55	1,58	4,81	12,37	26,49
400	0,19	0,44	0,96	2,75	8,29	21,14	44,82
700	0,30	0,69	1,48	4,21	12,80	30,74	55,95
800	0,34	0,77	1,64	4,64	14,19	31,43	—
950	0,39	0,88	1,86	5,22	16,06	32,27	—
1200	0,47	1,05	2,20	6,03	19,12	—	—
1450	0,54	1,21	2,50	6,66	—	—	—
1600	0,59	1,31	2,66	6,93	—	—	—
2000	0,69	1,53	3,01	7,23	—	—	—
2400	0,79	1,71	3,25	—	—	—	—
2800	0,88	1,87	3,36	—	—	—	—

Примечания: 1. При $u < 3$ мощность N_0 уменьшается приблизительно на 10 %. 2. Для промежуточных значений частоты вращения мощность N_0 вычисляют линейной интерполяцией. 3. При $d_{pl} > d_{pl\,min}$ мощность N_0 увеличивается.

4.132. Значения коэффициента C_L

C_L	Расчетная длина L_p, мм, для сечений						
	Z	*A*	*B*	*C*	*D*	*E*	*EO*
0,79	400	560	—	—	—	—	—
0,80	425—450	600	—	—	—	—	—
0,81	475—530	630	—	—	—	—	—
0,82	560	670	900	—	—	—	—
0,83	600	710	950	—	—	—	—
0,84	630	750	1000	—	—	—	—
0,85	670	800	1060	—	—	—	—
0,86	710	850	1120	1 800	3 150	—	—
0,87	—	900	1180	1 900	3 350	—	—
0,88	750	950	1250	2 000	3 550	—	—
0,89	—	1000	1320	—	—	—	—
0,90	800	1060	1400	2 120	3 750	—	—
0,91	850	1120	—	2 240	4 000	4 750	—
0,92	900	1180	1500	2 360	4 250	5 000	6 300
0,93	950	1250	1600	2 500	4 500	—	—
0,94	1000	1320	1700	2 650	—	5 300	6 700
0,95	1060—1120	—	1800	2 800	4 750	5 600	—
0,96	1180	1400	—	3 000	5 000	6 000	7 100

C_L	Расчетная длина L_p, мм, для сечений						
	Z	*A*	*B*	*C*	*D*	*E*	*EO*
0,97	—	—	1900	3 150	5 300	6 300	7 500
0,98	1250	1500	2000	3 350	5 600	—	8 000
0,99	—	1600	2120	3 550	—	6 700	—
1,00	1320	1700	2240	3 750	6 000	7 100	8 500
1,01	1400	1800	2360	—	6 300	7 500	9 000
1,02	—	1900	—	4 000	—	8 000	9 500
1,03	1500	2000	2500	4 250	6 700	8 500	10 000
1,04	1600	—	2650	4 500	7 100	—	10 600
1,05	1700	2120	2800	—	7 500	9 000	—
1,06	1800	2240	3000	4 750	8 000	9 500	11 200
1,07	1900	2360	3150	5 000	8 500	10 000	11 800
1,08	2000	—	3350	—	—	—	12 500
1,09	2120	2500	3550	5 600	9 000	10 600	13 200
1,10	2240	2650	—	—	9 500	11 200	14 000
1,11	—	2800	3750	6 000	10 000	—	15 000
1,12	—	3000	—	6 300	10 600	11 800	16 000
1,13	—	3150	4000	—	—	12 500	—
1,14	—	3350	4250	6 700	11 200	13 200	17 000
1,15	—	3550	4500	7 100	—	14 000	—
1,16	—	3750	—	7 500	11 800	—	18 000
1,17	—	4000	4750	—	12 500	15 000	—
1,18	—	—	5000	8 000	13 200	16 000	—
1,19	—	—	5300	—	14 000	17 000	—
1,20	2360	—	5600	8 500	15 000	18 000	—
1,22	—	—	6000	9 500	—	—	—
1,23	—	—	6300	10 000	—	—	—
1,30	2500	—	—	—	—	—	—

4.133. Значения коэффициента C_p для передач с электродвигателями переменного тока общепромышленного применения и шунтовых постоянного тока

Режим работы	Типы машин	Максимальная кратковременная перегрузка, %	Число смен работы ремней		
			1	2	3
Легкий	Токарные, сверлильные, шлифовальные станки, вентиляторы, насосы, компрессоры, ленточные конвейеры, сепараторы и др.	120	1,0	1,1	1,4

Режим работы	Типы машин	Максимальная кратковременная перегрузка, %	Число смен работы ремней		
			1	2	3
Средний	Фрезерные и револьверные станки, полиграфические машины, электрические генераторы, воздуходувки, элеваторы, прядильные машины, вращающиеся печи и др.	150	1,1	1,2	1,5
Тяжелый	Строгальные, долбежные и деревообрабатывающие станки, винтовые прессы, ткацкие машины, машины для прессования и брикетирования и др.	200	1,2	1,3	1,6
Очень тяжелый	Подъемники, экскаваторы, драги, ножницы, молоты, бегуны, шаровые мельницы, дробилки и др.	300	1,3	1,5	1,7

В этой формуле коэффициент C_z вводится при $z \geqslant 2$. Значения C_z в зависимости от z приведены ниже:

z	2—3	4—6	6
C_z	0,95	0,90	0,85

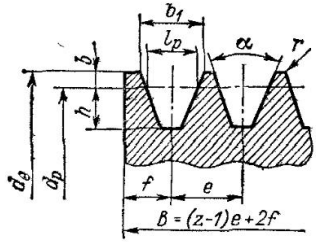
Предпочтительно выбирать ремни с меньшим поперечным сечением, так как они работают при более низком уровне напряжений изгиба и выдерживают большее число циклов нагружений.

Шкивы для клиновых ремней. Шкивы изготовляют из сталей марок 15, 15Л, чугунов СЧ 10, СЧ 15 и СЧ 18, алюминиевых сплавов АЛ3, АЛ5, магниевого сплава Мл5 и пластмасс.

Размеры профилей канавок шкивов для клиновых ремней регламентированы ГОСТ 20898—80 (табл. 4.134). В процессе работы сечение ремня деформируется и угол клина уменьшается, поэтому угол канавки α и ее ширина по наружному диаметру b_1 назначаются в зависимости от расчетного диаметра шкива d_p (табл. 4.135).

При выборе расчетного диаметра шкива следует учитывать, что с его уменьшением снижается долговечность ремня, увеличивается окружное усилие и возрастает необходимое число ремней. В связи с этим желательно назначать d_p несколько бо́льшим минимального диаметра,

4.134. Размеры канавок шкивов, мм



Сечение ремня	l_p	b	h, не менее	e		f		r
				Номин.	Пред. откл.	Номин.	Пред. откл.	
Z	8,5	2,5	7,0	12,0	±0,3	8,0	±1	0,5
A	11,0	3,3	8,7	15,0	±0,3	10,0	+2 −1	1,0
B	14,0	4,2	10,8	19,0	±0,4	12,5	+2 −1	1,0
C	19,0	4,7	14,3	25,5	±0,5	17,0	+2 −1	1,5
D	27,0	8,1	19,9	37,0	±0,6	24,0	+3 −1	2,0
E	32,0	9,6	23,4	44,5	±0,7	29,0	+4 −1	2,0
EO	42,0	12,5	30,5	58,0	±0,8	38,0	+5 −1	2,5

Примечание. Предельные отклонения расстояния между первой и любой другой канавкой не должны превышать предельных отклонений, указанных для размера *e*.

рекомендованного стандартами для каждого сечения ремня, $d_p \approx 1{,}1 d_{p\,min}$.

Стандарты устанавливают следующие значения расчетных диаметров шкивов, в мм: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000. Допускается к применению $d_p > 1000$ мм, но не более 2500 мм.

Расчетные диаметры шкивов определяют межосевое расстояние передачи a, которое должно быть оптимальным. Если a слишком мало, то увеличивается число изгибов ремня на ограниченном промежутке времени, поэтому целесообразно соблюдать соотношения:

u	1	2	3	4	5	6
a/d_{p2}	1,5	1,2	1,0	0,95	0,90	0,85

4.135. Значения угла канавок α и размера b_1 шкивов

Сечение ремня	$\alpha = 34°$		$\alpha = 36°$		$\alpha = 38°$		$\alpha = 40°$	
	d_p	b_1	d_p	b_1	d_p	b_1	d_p	b_1
	мм							
Z	63—71	10,0	80—100	10,1	112—160	10,2	180	10,2
A	90—112	13,0	125—160	13,1	180—400	13,3	450	13,4
B	125—160	16,6	180—224	16,7	220—500	16,9	560	17,0
C	—	—	200—315	22,7	355—630	22,9	710	23,1
D	—	—	315—450	32,3	500—900	32,6	1000	32,9
E	—	—	500—560	38,2	630—1120	38,6	1250	38,9
EO	—	—	—	—	800—1400	50,6	1600	51,1

Примечание. Предельные отклонения угла канавки для сечений ремней *Z*, *A*, *B* составляют $\pm 1°$, для сечений *C*, *D*, *E* и *EO* равны $\pm 30'$.

Если a слишком велико, т. е. когда $a > 2\,(d_{p1} + d_{p2})$, возможно появление вибрации ветвей ремня.

Основные характеристики шкивов для приводных клиновых ремней установлены ГОСТ 20889—80—ГОСТ 20897—80 (табл. 4.136). Шкивы малых диаметров ($d_p \leqslant 100$ мм) выполняют в виде монолитных конструкций (рис. 4.54, *а*). Дисковые шкивы (рис. 4.54, *б*) применяют при d_p от 80 до 400 мм, а литые со спицами (рис. 4.54, *в*) — при d_p более 180 мм. Шкивы при $d_p < 800$ мм должны иметь число спиц $z_c = 4$, при $d_p = 500 \div 1600$ мм $z_c = 6$ и при $d_p > 1600$ мм $z_c = 8$.

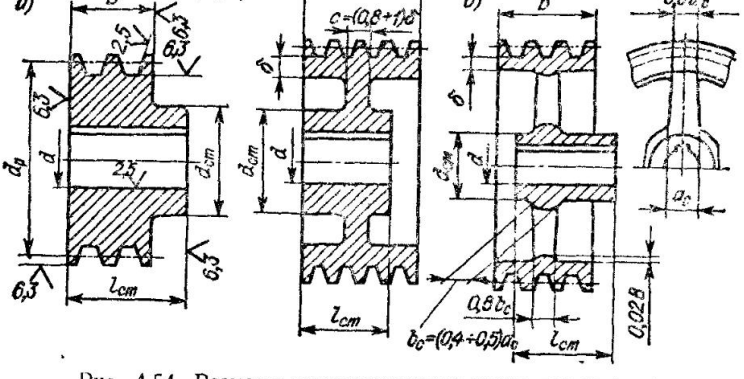


Рис. 4.54. Размеры конструктивных элементов шкивов

4.136. Основные характеристики стандартных шкивов

Тип конструкции	ГОСТ	Особенности конструктивного исполнения	Число канавок	Диапазон диаметров $d_р$, мм	Сечение ремней
Монолитная	20889—80	С односторонней выступающей ступицей	1—5	63—100	*Z, A*
	20890—80	С односторонней выточкой с торца	3—6		
	20891—80	С односторонней выточкой и выступающей ступицей	1—6		
Дисковая	20892—80	Со ступицей, выступающей с одного торца обода	1—6	80—400	*Z, A, B, C, D*
	20893—80	Со ступицей, укороченной с одного торца обода	3—8	90—400	
	20894—80	Со ступицей, выступающей с одного и укороченной с другого торца обода	1—8	100—400	
Со спицами	20895—80	Со ступицей, выступающей с одного торца обода	1—8	180—1000	*Z, A, B, C, D*
	20896—80	Со ступицей, укороченной с одного торца обода	3—8		
	20897—80	Со ступицей, выступающей с одного и укороченной с другого торца обода	2—8		

Примечание. Допускается изготовление шкивов с числом канавок более 8-ми.

4.137. Пример расчета шкива клиноременной передачи

Параметр	Номер формулы, таблицы	Обозначение, формула	Численное значение
Передаточное число	(4.128)	$u = \frac{n_1}{n_2}$	$\frac{960}{300} = 3,2$
Мощность передачи с одним ремнем сечением B, кВт	Табл. 4.131	N_0	1,87
Расчетный диаметр ведущего шкива, мм	Табл. 4.130	$d_{p1} \approx 1,1 d_{p1min}$	$1,1 \cdot 125 = 137,5$
Диаметр по стандарту, мм	—	d_{p1}	140
Расчетный диаметр ведомого шкива, мм	(4.128)	$ud_{p1}(1 - \varepsilon)$	$3,2 \cdot 140 (1 - 0,015) = 441$
Диаметр по стандарту, мм	—	d_{p2}	450
Предварительное межосевое расстояние, мм	—	$a_0 = d_{p2}$	450
Расчетная длина ремня, мм	(4.126)	$x = 0,5\pi (d_{p1} + d_{p2})$ $y = (d_{p2} - d_{p1})^2$ $L_p = 2a_0 + x + \frac{y}{4a_0}$	$0,5 \cdot 3,14 (140 + 450) = 926,8$ $(450 - 140)^2 = 96\,100$ $2 \cdot 450 + 926,8 + \frac{96\,100}{4 \cdot 450} = 1880$
Стандартная длина ремня, мм	Табл. 4.130	L_p	2000
Уточненное межосевое расстояние, мм	(4.130)	$a = 0,25 (L_p - x + \sqrt{(L_p - x)^2 - 2y})$	$0,25 (2000 - 926,8 + \sqrt{(2000 - 926,8)^2 - 2 \cdot 96\,100}) = 513,46$. Проверка на вибрацию ветвей ремня по условию $2(d_{p1} + d_{p2}) > a$: $2(140 + 450) = 1180 > 513,46$
Тип ремня	—	B-2000 Т СТ СЭВ 4481—84	
Угол обхвата	(4.127)	$\alpha = 180° - 57° \frac{d_{p2} - d_{p1}}{a}$	$180° - 57° \frac{450 - 140}{513,46} = 146°$
Коэффициенты	Табл. 4.132	C_L	0,98
		C_α	0,91
	Табл. 4.133	C_p	1,2
Расчетная мощность, кВт	(4.131)	$N_p = \frac{N_0 C_L C_\alpha}{C_p}$	$\frac{1,87 \cdot 0,98 \cdot 0,91}{1,2} = 1,37$
Число ремней при $C_z = 0,95$	(4.132)	$z > \frac{N}{N_p C_z}$	$\frac{3}{1,37 \cdot 0,95} \approx 3$

Параметр	Номер формулы, таблицы	Обозначение, формула	Численное значение
Глубина канавки ниже расчетной ширины, мм	Табл. 4.134	h	10,8
Высота канавки над расчетной шириной, мм	То же	b	4,2
Расстояние между осями канавок, мм	»	e	19
Расстояние от торца до крайней канавки, мм	»	f	12,5
Наружный диаметр шкива, мм	»	$d_{e1} = d_{p1} + 2b$	$140 + 2 \cdot 4,2 = 148,4$
Внутренний диаметр канавок, мм	»	$d_{i1} = d_{p1} - 2h$	$140 - 2 \cdot 10,8 = 118,4$
Ширина обода, мм	»	$B = (z - 1)\,e + 2f$	$(3 - 1)\,19 + 2 \cdot 12,5 = 63$

Диаметр и длину ступиц шкивов всех конструктивных исполнений назначают в пределах:

$$d_{ст} = (1,6 \div 2)\,d; \quad l_{ст} = (1,5 \div 2)\,d.$$

Посадочное отверстие шкивов может быть коническим с конусностью 1 : 10. Наименьшая толщина обода δ дисковых конструкций определяется сечением ремня, а литых шкивов со спицами — по формуле $\delta = 0,005d_p + 3$ мм.

Значения δ для различных сечений приведены ниже:

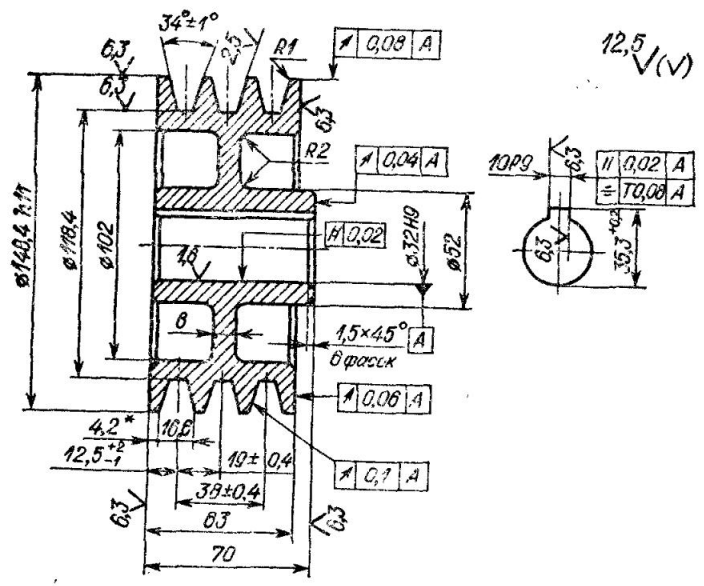
Сечение	Z	A	B	C	D	E
δ, мм	5,5	6	7,5	10	12	15

Спицы имеют эллиптическое поперечное сечение. При известном вращающем моменте на валу $M_{вр}$ (в Н·м) размер большой оси эллипса a_c (в мм) вычисляют по формуле

$$a_c = 13,5\sqrt[3]{M_{вр}/z_c}.$$

Рекомендации по назначению шероховатости поверхностей шкивов согласно стандартам даны на рис. 4.54, *а*.

Допуски на радиальное биение наружной поверхности обода и торцовое биение обода и ступицы относительно оси посадочного отверстия должны быть не грубее соответственно 9-й и 10-й степеней точности по ГОСТ 24643—81.



1. Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий H14; *валов* h14; *остальных* ±IT16/2 *2.* * *— размер для справок*

Рис. 4.55. Шкив клиноременной передачи

Допускаемое биение конусной рабочей поверхности канавки $E_к$ назначают в зависимости от частоты вращения шкива: при $n \leqslant 8$ с$^{-1}$ $E_к = 0{,}2$ мм, при n свыше 8 до 16 с$^{-1}$ $E_к = 0{,}15$ мм и при $n > 16$ с$^{-1}$ $E_к = 0{,}1$ мм.

В табл. 4.137 дан пример расчета ведущего шкива клиноременной передачи, соединяющей вал электродвигателя АО2-41-6 ($n_1 = 960$ об/мин, мощность $N = 3$ кВт, диаметр вала $d = 32$ мм, длина выходного конца вала $l_{ст} = 70$ мм) с валом рабочей машины ($n_2 = 300$ об/мин). Режим работы средний в две смены.

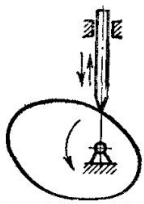
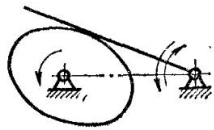
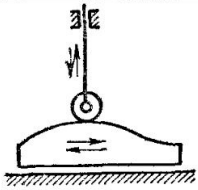
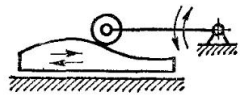
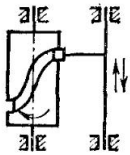
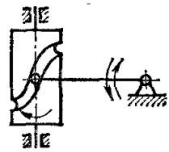
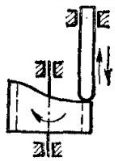
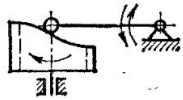
На рис. 4.55 представлен чертеж шкива, выполненный по данным результатов расчета.

Литература [10, 28, 32].

4.8. Детали кулачковых механизмов

Общие сведения. Кулачковые механизмы предназначены для получения движений ведомых звеньев по практически любому заранее заданному закону. Их широко

4.138. Схемы кулачковых механизмов

Тип кулачка	Тип толкателя	
	Ползун	Коромысло
Дисковый		
Ползун		
Цилиндрический пазовый		
Цилиндрический торцовый		

применяют в приборах, машинах, автоматических и счетно-решающих устройствах, роботах и манипуляторах. Простейший кулачковый механизм состоит из трех звеньев: кулачка, толкателя и стойки. Как правило, толкатель является ведомым звеном, закон движения которого определяется профилем кулачка.

Кулачки и толкатели могут совершать вращательное или поступательное движения. Поступательно движущиеся кулачки и толкатели называют ползунами. Вращающиеся кулачки выполняют в виде дисковых, цилиндрических и коноидных конструкций. Толкатели, совер-

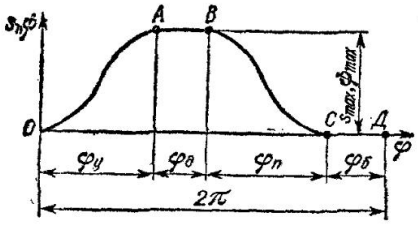


Рис. 4.56. Зависимость перемещений толкателя от угла поворота кулачка

шающие колебательное движение, называют коромыслами. Независимо от вида движения толкатели могут иметь острые, сферические или плоские наконечники, контактирующие с рабочим профилем кулачка. В целях уменьшения износа поверхностей часто на наконечниках толкателей устанавливают ролик, заменяя трение скольжения трением качения. Комбинируя различные типы кулачков и толкателей, можно создать схемы механизмов, преобразующих вращательное движение в поступательное, вращательное — в колебательное, поступательное — в поступательное, поступательное — в колебательное (табл. 4.138). Кулачковые механизмы, все точки звеньев которых совершают движение в одной плоскости или в параллельных плоскостях, называют *плоскими*. Если точки звеньев перемещаются по пространственным траекториям, то кулачковые механизмы являются *пространственными*. Изготовление коноидов для пространственных механизмов сложно и дорого, поэтому плоские механизмы имеют более широкое применение. Для прижатия толкателя к профилю кулачка используют пружины растяжения или сжатия, грузорычажные и гидросистемы. Такое замыкание кинематической пары называют *силовым*. *Геометрическое* замыкание обеспечивается установкой наконечника толкателя в пазах кулачка.

Если направление перемещения толкателя-ползуна проходит через центр вращения дискового кулачка, то механизм называют *центральным*. Механизм является *смещенным* (или внеосным) тогда, когда направление перемещения толкателя расположено на некотором расстоянии от центра вращения кулачка. Кратчайшее расстояние между линией движения толкателя и центром кулачка называют эксцентриситетом.

Функциональные преобразования, осуществляемые кулачковыми механизмами, могут быть представлены зависимостями:

$$s_т = f_1(\varphi); \quad \psi = f_2(\varphi); \quad s_т = f_3(s_к); \quad \psi = f_4(s_к),$$

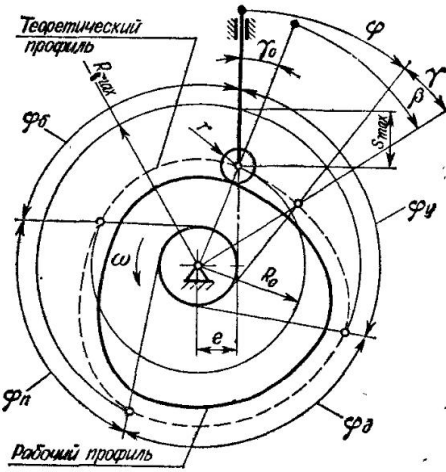


Рис. 4.57. Геометрические параметры механизма с дисковым кулачком и толкателем-ползуном

где $s_т$ и $s_к$ — линейные перемещения толкателя и кулачка; φ — угловое перемещение кулачка; ψ — угловое перемещение коромысла.

Один оборот дискового кулачка состоит из четырех фазовых углов (рис. 4.56): $\varphi_у$ — угол *удаления* (толкателя от центра вращения кулачка); $\varphi_д$ — угол *дальнего выстоя*; $\varphi_п$ — угол *приближения*; $\varphi_б$ — угол *ближнего выстоя*. На фазовых участках $\varphi_д$ и $\varphi_б$ толкатель неподвижен, а на участках $\varphi_у$ и $\varphi_п$ он перемещается по заданному закону. Обычно кулачок имеет постоянную частоту вращения $\omega = \text{const}$, поэтому перемещение толкателя можно представить как функцию времени t ($\varphi = \omega t$).

Основные параметры кулачковых механизмов более полно рассмотрим на примере механизма с дисковым кулачком и толкателем-ползуном, наконечник которого снабжен роликом (рис. 4.57). Ролик перекатывается по *рабочему профилю* кулачка. Основные геометрические параметры определяются для теоретического профиля, равноотстоящего от рабочего на радиус ролика r. При отсутствии ролика теоретический и рабочий профили совпадают.

Участки профиля кулачка, выполненные по наименьшему R_0 и наибольшему R_{max} радиусам окружностей, соответствуют фазовым углам $\varphi_б$ и $\varphi_д$. От значений этих

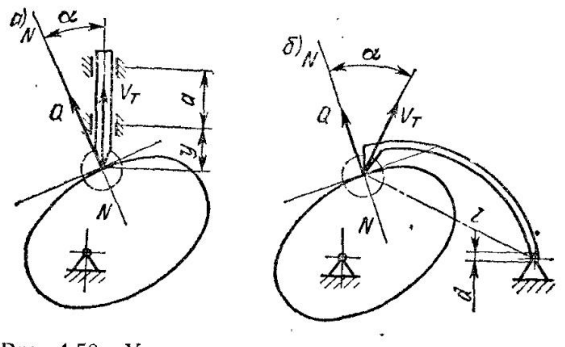


Рис. 4.58. Угол давления кулачкового механизма

радиусов и эксцентриситета e зависит максимальное перемещение толкателя

$$s_{max} = \sqrt{R_{max}^2 - e^2} - \sqrt{R_0^2 - e^2}.$$

Для центрального механизма ($e = 0$) $s_{max} = R_{max} - R_0$.

Участки профиля с переменным радиусом R определяют закон движения толкателя на фазах удаления и приближения. Полярные координаты точек теоретического (или рабочего) профиля задаются радиусом-вектором R и разметочным углом β, который зависит от угла поворота кулачка φ и углов эксцентриситета $\gamma_0 = \arcsin(e/R_0)$ и $\gamma = \arcsin(e/R)$. Для центрального механизма $\beta = \varphi$.

Важным параметром кулачковых механизмов является *угол давления* α — угол между нормалью NN к профилю кулачка в точке контакта с толкателем и направлением скорости толкателя $V_т$ (рис. 4.58). Угол давления — величина переменная, изменяющаяся при работе механизма от 0 до α_{max}. Чем больше α_{max}, тем меньше габаритные размеры механизма и его коэффициент полезного действия (КПД). Для обеспечения плавности хода толкателя-ползуна максимальное значение угла давления ограничивают $\alpha_{max} \leqslant 30°$, а в механизмах с коромысловыми толкателями $\alpha_{max} \leqslant 45°$. Меньшие значения α_{max} способствуют повышению КПД механизма.

Указанные предельные значения α_{max} применимы для неответственных механизмов. Оптимальное значение α_{max} находят с учетом суммарного коэффициента трения $f_\Sigma = f_1 + f_2$ (рис. 4.59). Если толкатель без ролика, то коэффициент f_1 равен коэффициенту трения f в паре

кулачок—толкатель. В случае, когда толкатель снабжен роликом, установленным на оси радиуса r_0, приближенно определяют приведенный коэффициент трения $f_1 = fr_0/r$ (f — коэффициент трения пары ролик—ось).

При коэффициенте трения между толкателем и направляющими f приведенный коэффициент трения для кулачково-ползунного механизма (рис. 4.58, *а*) вычисляют по формуле

$$f_2 = f\,[1 + (2y/a)],$$

а для кулачково-коромыслового механизма (рис. 4.58, *б*) с диаметром оси коромысла d — по формуле

$$f_2 = fd/(2l).$$

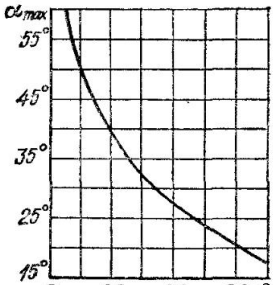


Рис. 4.59. Зависимость максимального угла давления от суммарного коэффициента трения

Наименьший КПД механизма будет при достижении α_{max}:

$$\eta = 1 - f_2 \operatorname{tg} \alpha_{max}.$$

Сила воздействия кулачка на толкатель, направленная по нормали NN и необходимая для преодоления сил трения и сил полезного сопротивления $Q_п$ (силы прижатия пружины, силы тяжести толкателя и др.), будет иметь наибольшее значение при α_{max}:

$$Q = Q_п/(\eta \cos \alpha_{max}). \qquad (4.133)$$

Обычно при проектировании кулачковых механизмов исходными параметрами являются фазовые углы и максимальное перемещение толкателя s_{max} (ψ_{max}), т. е. на диаграмме перемещений известны положения точек *0*, *A*, *B*, *C* и *Д* (см. рис. 4.56). Перемещение толкателя на участках $\varphi_у$ и $\varphi_п$ по линейной зависимости приводит к работе механизма с жесткими ударами. Для устранения этого на участках удаления и приближения используют закон постоянного ускорения, при котором толкатель сначала движется равноускоренно с ускорением a_1, а затем равнозамедленно с ускорением a_2. Коэффициент $k = a_1/a_2$ принимают в пределах от 1 до 4. Чем больше k, тем меньше требуется сила прижатия толкателя. При большом числе подвижных деталей k назначают близким к 1. Для механизмов общего применения $k = 2$.

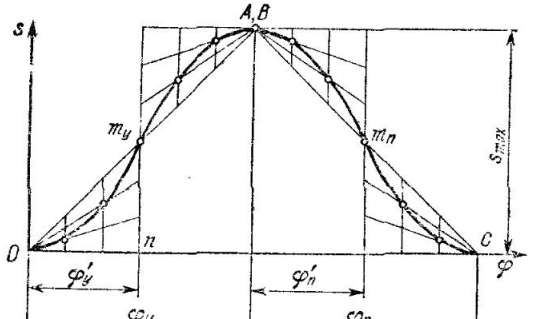


Рис. 4.60. Параболический закон перемещения толкателя

Зависимости $s = f(\varphi_y)$ и $s = f(\varphi_n)$ часто представляют параболами. Координаты точек перегиба m_y и m_n, соответствующих максимальной скорости толкателя на данном участке, находят по формуле

$$\varphi'_{y\,(n)} = \varphi_{y\,(n)}/(k+1).$$

Графическое построение параболы показано на рис. 4.60. Точки O и A, определяющие границы фазы удаления, соединяют прямой и на ней отмечают точку m_y. Отрезки On и nm_y делят на равное число частей. Через все точки деления отрезка On проводят вертикали, а точки деления отрезка nm_y соединяют с точкой O лучами. Пересечение вертикали с соответствующим лучом определяет точку параболы. Аналогично строят параболы на участках m_yA, Bm_n и m_nC.

Зависимости $s = f(\varphi_y)$ и $s = f(\varphi_n)$ являются исходными для определения графическим способом оптимальных значений R_0 и e при известных максимальных значениях углов давления на фазах удаления α_y и приближения α_n (рис. 4.61). Графики $s = f(\varphi_y)$ и $s = f(\varphi_n)$ должны быть построены с учетом масштабных коэффициентов по осям s и φ

$$k_s = s_{max}/AN \text{ [мм/мм]} \text{ и } k_\varphi = \varphi_y/O_1N \text{ [рад/мм]}.$$

Отрезки O_1N и NC разбивают на несколько равных частей: O_1—$1'$, $1'$—$2'$, $2'$—$3'$ и т. д. Для графического дифференцирования зависимостей $s = f(\varphi_y)$ и $s = f(\varphi_n)$ участки этих кривых заменяют соответствующими хордами

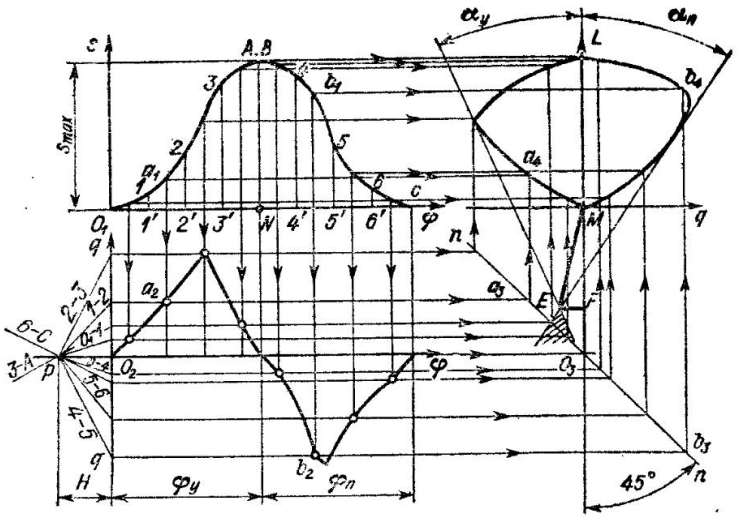


Рис. 4.61. Графический способ определения оптимальных значений наименьшего радиуса профиля и эксцентриситета кулачка, работающего совместно с толкателем-ползуном

O_1—*1*, *1*—*2*, *2*—*3* и т. д. На продолжении оси sO_1 выбирают произвольно точку O_2, которая является центром осей координат графика $q = f(\varphi)$, где q — аналог скорости толкателя, $q = ds/d\varphi$. Через точку O_2 проводят горизонтальную ось, на продолжении которой на расстоянии $H = 1/k_\varphi$ (мм) отмечают полюс P и произвольно точку O_3. На вертикали, проведенной через точку O_3, соответственно графику $s = f(\varphi)$ находят отрезок LM, равный s_{max} и служащий осью для построения графика $q = f(s)$. Через точку O_3 проводят также вспомогательную линию n—n под углом 45° к горизонтали.

Для построения графика $q = f(\varphi)$ из полюса P параллельно хордам O_1—*1*, *1*—*2*, *2*—*3* и т. д. проводят лучи до пересечения с осью O_2q и из каждой точки пересечения — горизонтали до линии n—n. Пересечение этих горизонталей с соответствующими вертикалями, проведенными через середины отрезков O_1—*1'*, *1'*—*2'*, *2'*—*3'* и т. д., определяет точки кривой $q = f(\varphi)$. Построение зависимости $q = f(s)$ показано стрелками путем последовательного переноса точек, например, $a_1 \to a_2 \to a_3 \to a_4$ ($b_1 \to b_2 \to b_3 \to b_4$). Под заданными углами давления α_y

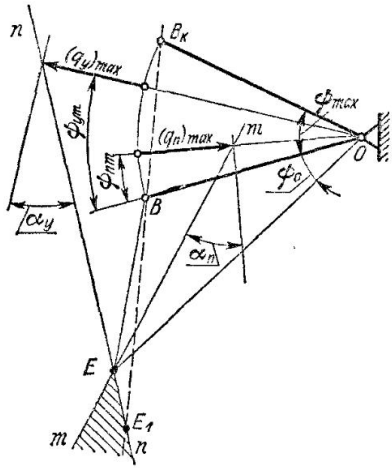


Рис. 4.62. Графический способ определения оптимального положения центра кулачка, работающего совместно с коромысловым толкателем

и $\alpha_п$ к кривым $q = f(s)$ проводят касательные, точка пересечения которых определяет положение центра вращения кулачка — точку E.

Наименьший радиус теоретического профиля и эксцентриситет кулачка вычисляют с учетом масштабных коэффициентов: $R_0 = EM \cdot k_s$ и $e = EF \cdot k_s$.

Если кулачок нереверсивный, то для уменьшения габаритных размеров механизма угол давления на фазе приближения можно назначать несколько бо́льшим $\alpha_п > \alpha_y$, так как во время этой фазы силы, действующие на толкатель, способствуют вращению кулачка. Центр кулачка может быть выбран в любой точке заштрихованной части, заключенной между продолжениями касательных к кривым $q = f(s)$, однако это связано с увеличением габаритных размеров механизма.

Исходным графиком для определения оптимального положения центра вращения кулачка, работающего совместно с коромысловым толкателем, является зависимость углового перемещения толкателя ψ от угла поворота кулачка φ. При этом аналог угловой скорости коромысла $d\psi/d\varphi$ выражается через аналог скорости центра ролика

$$q = ds/d\varphi = l d\psi/d\varphi,$$

где l — известная длина коромысла. Построение графика $q = f(\varphi)$ осуществляется также графическим дифференцированием зависимости $\psi = f(\varphi)$. Полюсное расстояние для графика $q = f(\varphi)$ находят по формуле

$$H = OB \cdot k_\psi / k_\varphi,$$

где k_ψ и k_φ — масштабные коэффициенты по осям ψ и φ; OB — отрезок, изображающий на чертеже длину коромысла. Масштабный коэффициент длин $k_l = l/OB$.

На графике $q = f(\varphi)$ следует найти максимальные значения аналогов скорости центра ролика на участках удаления $(q_у)_{max}$ и приближения $(q_п)_{max}$, а также на графике $\psi = f(\varphi)$ соответствующие им углы ψ_{ym} и $\psi_{пm}$.

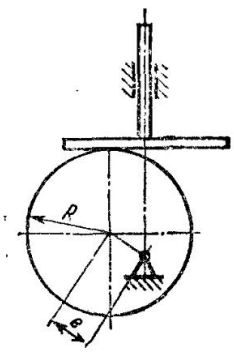


Рис. 4.63. Схема эксцентрикового кулачкового механизма

Определение центра кулачка начинают с изображения исходного положения толкателя отрезком OB, которое выбирают на чертеже произвольно (рис. 4.62), и под углом ψ_{max} — конечного положения (отрезок $OB_к$). Поскольку траектория точки B является дугой окружности, то значения q откладывают в радиальном направлении: $(q_у)_{max}$ от центра коромысла, если кулачок и коромысло вращаются в противоположных направлениях, и к центру, если они вращаются в одну сторону; $(q_п)_{max}$ направляют всегда в сторону, обратную $(q_у)_{max}$. Под углами ψ_{ym} и $\psi_{пm}$ откладывают соответственно значения $(q_у)_{max}$ и $(q_п)_{max}$, и через концы этих векторов проводят к ним перпендикуляры. Затем к каждому перпендикуляру под заданными углами давления $\alpha_у$ и $\alpha_п$ проводят прямые $n—n$ и $m—m$. Точка пересечения этих прямых является центром вращения кулачка с минимальным радиусом теоретического профиля

$$R_0 = EB \cdot k_l.$$

Построение позволяет определить и начальный угол ψ_0 между исходным положением толкателя и межосевым расстоянием механизма $A = EO \cdot k_l$.

Центр кулачка может находиться в любой точке заштрихованной области. Иногда за центр кулачка принимают точку E_1, лежащую на продолжении линии, соединяющей крайние положения центра ролика B и $B_к$.

Угол давления не может быть использован для определения положения центра кулачка, работающего с плоским толкателем (ползуном или коромыслом), так как во всех положениях $\alpha = 0$. При проектировании таких механизмов необходимо соблюдать условие выпуклости профиля кулачка на всех фазах.

В различных устройствах широко применяют простейшие эксцентриковые кулачковые механизмы с пло-

ским толкателем-ползуном (рис. 4.63). Рабочий профиль кулачка этих механизмов представляет собой окружность, центр которой смещен относительно оси вращения кулачка на эксцентриситет e. Закон движения толкателя-ползуна описывается уравнением

$$s = e\,(1 - \cos\varphi).$$

За один оборот кулачка толкатель совершает максимальное перемещение $s_{max} = 2e$. Радиус рабочего профиля кулачка $R = \text{const}$ выбирают конструктивно.

Необходимую ширину контактной линии b в механизмах с плоским толкателем и с толкателем, имеющим ролик, определяют по формуле Герца—Беляева

$$b \geqslant 0{,}175 Q E_{пр}/(\rho_{пр}[\sigma]_к^2),$$

где Q — сила воздействия кулачка на толкатель, вычисляемая по формуле (4.133); $E_{пр}$ — приведенный модуль упругости, зависящий от модулей упругости материалов кулачка $E_к$ и толкателя $E_т$, $E_{пр} = 2E_к E_т/(E_к + E_т)$; $\rho_{пр}$ — приведенный радиус кривизны, $\rho_{пр} = r\rho/(\rho \pm r)$.

В этих расчетах допускается радиус кривизны профиля кулачка в зоне контакта с роликом ρ принимать равным радиусу-вектору R. Знак «минус» учитывают в тех случаях, когда ролик имеет контакт с вогнутым профилем кулачка. Если толкатель плоский, то приведенный радиус $\rho_{пр} = R$.

При проектировании кулачковых механизмов с острым или сферическим наконечником толкателя оценку контактной прочности рабочих поверхностей ведут по формуле

$$\sigma_{max} = 0{,}388\sqrt[3]{Q(E_{пр}/\rho_{пр})^2} \leqslant [\sigma]_к.$$

В расчетах на прочность допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_к$ назначают с учетом предела прочности материала кулачка $\sigma_{пч}$, $[\sigma]_к = 0{,}95\sigma_{пч}$.

Кулачки. Точность работы кулачкового механизма в значительной мере определяется точностью изготовления профиля кулачка. Профиль кулачка может быть получен графическими построениями или расчетным путем.

При графическом профилировании используют метод обращенного движения, условно рассматривая кулачок как остановленное звено, а толкатель как звено, перемещающееся вокруг центра кулачка со скоростью, равной заданной скорости кулачка, но в обратном направлении. Это позволяет представлять ряд положений толка-

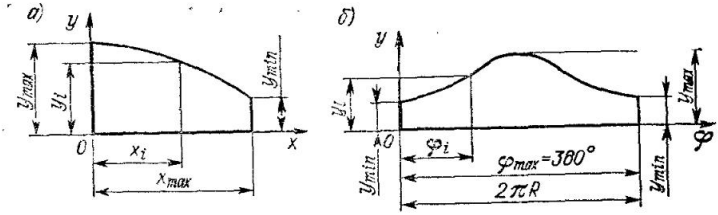


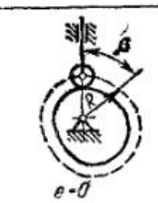
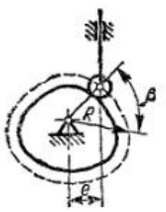
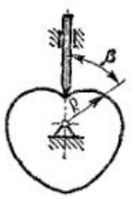
Рис. 4.64. Координаты точек профиля поступательно движущихся и цилиндрических кулачков

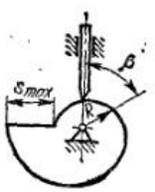
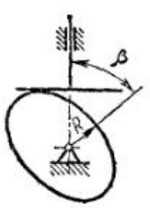
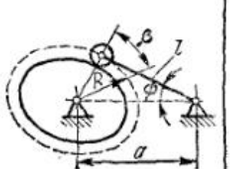
теля, последовательно отмечая отсчетные точки толкателя (острие наконечника или центр ролика), принадлежащие рабочему или теоретическому профилю кулачка. Графический метод менее точен, чем аналитический, при котором вычисляют координаты точек профиля по известной функции.

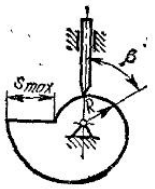
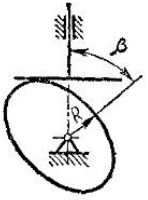
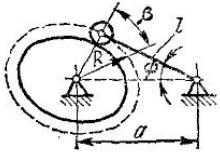
Точки профиля кулачков ползунного типа задают в прямоугольных координатах y, x (рис. 4.64, *а*). Цилиндрические кулачки представляют в виде развертки на плоскости, а для определения положения точек их профиля используют прямоугольные координаты y, φ (рис. 4.64, *б*). Для задания точек профиля дисковых кулачков применяют полярные координаты (табл. 4.139). Расчетные значения координат представляют в таблицах обработки рабочей поверхности кулачка. Для механизмов с толкателями, снабженными роликами, в таблицах указывают значения координат точек теоретического профиля, а на чертеже в технических требованиях — диаметр ролика. При обработке выбирают режущий инструмент с радиусом, равным радиусу ролика, либо учитывают разность этих размеров.

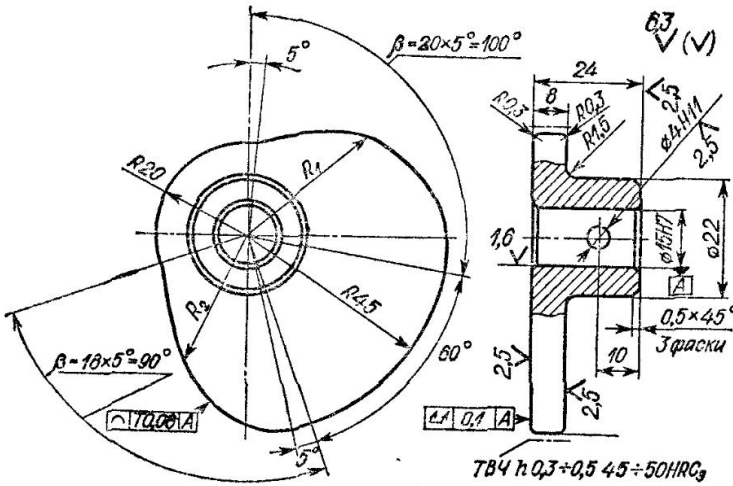
Точность формы рабочих поверхностей кулачков зависит от методов их обработки. Применяют фрезерование по таблицам обработки, обработку по копирам, долбление на зубодолбежных станках, штамповку и другие технологические методы. Все большее распространение приобретает фрезерование на станках с числовым программным управлением (ЧПУ). Наибольшую точность выполнения рабочих поверхностей кулачков обеспечивают доводка и шлифование по таблицам. Допускаемое отклонение ординаты Δy кулачка-ползуна при этом способе установлено $\pm 0{,}02$ мм (при любом другом $\pm 0{,}15$—$0{,}20$ мм) при шероховатости поверхности $R_a = 0{,}32 \div$

4.139. Формулы для расчета полярных координат точек профилей дисковых кулачков

Схема механизма	Радиус-вектор профиля	Угол профиля	Примечание
	$R = R_0 + s$	$\beta = \varphi$	—
	$R = \sqrt{s^2 + R_0^2 + 2s\sqrt{R_0^2 - e^2}}$	$\beta = \varphi \pm (\gamma_0 - \gamma)$ $\gamma_0 = \arcsin\frac{e}{R_0}$ $\gamma = \arcsin\frac{e}{R}$	При расчете β знак «минус» ставится тогда, когда направление скорости толкателя на фазе удаления составляет острый угол с направлением скорости точки контакта на кулачке
	$R = R_0 \exp(\varphi \operatorname{tg}\alpha)$	$\beta = \varphi$	Профиль в виде логарифмической спирали, обеспечивающий постоянство угла давления, $\alpha =$ const

	$R = R_0 + q\varphi$	$\beta = \varphi$	Профиль в виде спирали Архимеда. Постоянной величиной является аналог скорости $q = s_{max}/2\pi$. Обычно $R_0 = s_{max}$
	$R = \sqrt{(R_0 + s)^2 + q^2}$	$\beta = \varphi + \arcsin\frac{o}{R}$	Аналог скорости $q = ds/d\varphi$ на фазе удаления имеет знак «плюс» и на фазе сближения — знак «минус»
	$R = \sqrt{a^2 - l^2 - 2al\cos(\psi_0 + \psi)}$ $\psi_0 = \arccos\frac{a^2 + l^2 - R_0^2}{2al}$	$\beta = \varphi \pm (\varkappa_0 - \varkappa)$ $\varkappa_0 = \arccos\frac{R_0^2 + a^2 - l^2}{2R_0 a}$ $\varkappa = \arccos\frac{R^2 + a^2 - l^2}{2Ra}$	При расчете β знак «минус» ставится тогда, когда на фазе удаления направления вращения кулачка и коромысла совпадают

	$R = R_0 + q\varphi$	$\beta = \varphi$	Профиль в виде спирали Архимеда. Постоянной величиной является аналог скорости $q = s_{max}/2\pi$. Обычно $R_0 = s_{max}$
	$R = \sqrt{(R_0 + s)^2 + q^2}$	$\beta = \varphi + \arcsin \frac{a}{R}$	Аналог скорости $q = ds/d\varphi$ на фазе удаления имеет знак «плюс» и на фазе сближения — знак «минус»
	$R = \sqrt{a^2 - l^2 - 2al\cos(\psi_0 + \psi)}$ $\psi_0 = \arccos \frac{a^2 + l^2 - R_0^2}{2al}$	$\beta = \varphi \pm (\varkappa_0 - \varkappa)$ $\varkappa_0 = \arccos \frac{R_0^2 + a^2 - l^2}{2R_0 a}$ $\varkappa = \arccos \frac{R^2 + a^2 - l^2}{2Ra}$	При расчете β знак «минус» ставится тогда, когда на фазе удаления направления вращения кулачка и коромысла совпадают



β, °	R_1	R_2	β, °	R_1	R_2	β, °	R_1	R_2
5	20,6	44,7	40	30,0	34,0	75	41,8	21,7
10	21,2	44,3	45	32,1	31,3	80	42,9	21,0
15	22,3	43,2	50	34,1	28,5	85	43,6	20,5
20	23,1	42,1	55	36,1	26,7	90	44,3	20,0
25	24,5	40,5	60	38,0	25,0	95	44,6	—
30	25,8	38,9	65	39,3	23,7	100	45,0	—
35	27,9	36,5	70	40,6	22,5			

1. Допуск на разбивку углов ±10′ 2. Допуск на радиусы-векторы ±0,04 мм

Рис. 4.65. Дисковый кулачок

÷1,25 мкм. Для дисковых кулачков допускаемые отклонения по радиусу-вектору ΔR назначают с учетом точности посадочного отверстия: при H6 $\Delta R = \pm 0{,}015$ мм; при H7 $\Delta R = \pm 0{,}04$ мм (при любом другом способе $\Delta R = \pm 0{,}1$ мм); при изготовлении любым другим способом и выполнении отверстия по H8 $\Delta R = \pm 0{,}15 \div \pm 0{,}20$ мм. Шероховатость поверхности дисковых кулачков устанавливают в пределах $R_a = 0{,}32 \div 2{,}5$ мкм (при любом другом способе $R_a = 0{,}32 \div 10$ мкм).

Допуск на угол поворота дискового кулачка определяется ценой деления станочных отсчетных устройств и в зависимости от R колеблется в пределах от 2 до 30′.

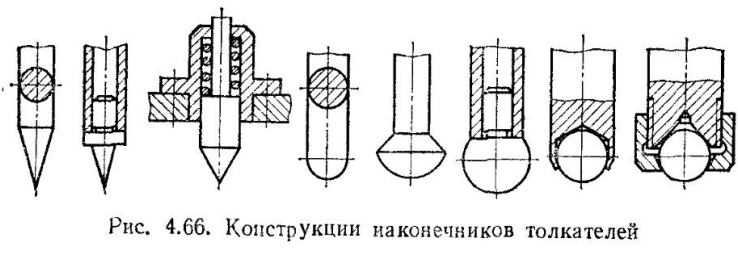


Рис. 4.66. Конструкции наконечников толкателей

Для изготовления кулачков применяют стали 20 и 15Х с последующей цементацией и закалкой, стали 35, 45, 50, 30Х и 35Х с закалкой рабочей поверхности токами высокой частоты; высокоуглеродистые стали У8, У8А, У10 и У10А; высоколегированные стали ШХ15, 12ХН3А и 38ХМЮА; бронзы различных марок, латуни ЛС59-1 и Л62, а также пластмассы.

На рис. 4.65 дан пример оформления чертежа дискового кулачка, работающего с остроконечным толкателем.

Толкатели. Для толкателей ползунного и коромыслового типов применяют одинаковые конструкции наконечников. Игольчатые и сферические наконечники (рис. 4.66) назначают для толкателей, воспринимающих небольшие усилия при малых скоростях кулачков. Они обеспечивают теоретически точечный контакт с рабочей поверхностью профиля кулачка. Погрешность при реализации заданной функции тем меньше, чем меньше радиус закругления сферы острия. Сферические наконечники, имеющие большие радиусы закруглений, обладают повышенной контактной прочностью. Обработка сферических поверхностей достаточно сложна, поэтому при конструировании толкателей часто используют шарики, выпускаемые для стандартных подшипников качения. Сборные конструкции толкателей позволяют производить смену изношенных наконечников.

С помощью плоских (тарельчатых) и цилиндрических наконечников (рис. 4.67) получают линейный контакт с рабочей поверхностью кулачка и возможность передачи больших усилий. Конструкции наконечников с роликами, установленными в двух опорах, по сравнению с расположенными консольно имеют повышенную жесткость, но выполняются с увеличенными габаритными размерами. В целях обеспечения полного линейного контакта необходимо назначать достаточно узкие поля допусков

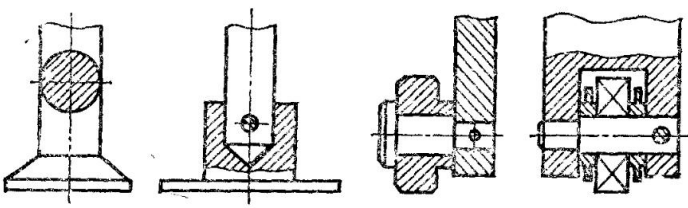


Рис. 4.67. Плоские и цилиндрические наконечники толкателей

на размеры и отклонения поверхностей всех деталей, составляющих сборочную единицу. Часто в качестве роликов применяют шариковые двухрядные сферические самоустанавливающиеся подшипники качения, компенсирующие возможные перекосы деталей.

Радиус ролика r определяют с учетом теоретического профиля кулачка. Он должен быть меньше минимального радиуса кривизны ρ_{min} и меньше начального радиуса теоретического профиля R_0, $r \leqslant 0{,}7\rho_{min}$ и $r \leqslant 0{,}4R_0$. Принимают меньшее значение r, полученное из этих условий.

Направляющие для толкателей коромыслового типа представляют собой обычные опоры для вращательного движения. Точность перемещений толкателей ползунного типа обеспечивается направляющими для поступатель-

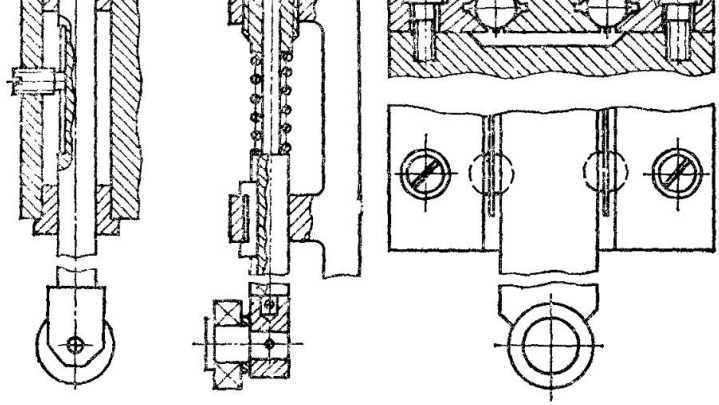


Рис. 4.68. Направляющие толкателей-ползунов

ного движения с трением скольжения или качения. В целях предохранения толкателей от поворота вокруг своей оси в направляющих с трением скольжения предусматривают установочные винты с цилиндрическим концом, расположенным в пазе толкателя (рис. 4.68, *а*), или скользящие шпонки (рис. 4.68, *б*). Расстояние между опорами направляющих можно принимать конструктивно равным $2s_{max}$. Направляющие с трением качения (рис. 4.68, *в*) применяют при больших скоростях толкателей и повышенных требованиях к наименьшему сопротивлению движению. Эти направляющие имеют большие габаритные размеры и сложнее в изготовлении.

Литература [30, 34, 35, 37].

4.9. Прямые оси и валы

Конструкции. Оси и валы предназначены для поддержания вращающихся деталей и фиксации положения геометрической оси подвижной системы. Нагрузки на оси и валы передаются через насаженные на них детали. Оси воспринимают действие изгибающих моментов и продольных сил. Валы, в отличие от осей, кроме указанных внешних нагрузок передают вращающие моменты.

Наиболее распространенными материалами, из которых изготовляются оси и валы, являются углеродистые и легированные стали (табл. 4.140). Усталостную прочность этих материалов повышают различными видами термообработки, а также обкаткой роликами и обдувкой дробью готовых изделий.

Конструкции осей и валов могут быть *сплошными* и *полыми*. Применение полых конструкций позволяет существенно уменьшить массу деталей. Полый вал, например, с отношением диаметра отверстия к наружному диаметру 0,75 при равной прочности и жесткости со сплошным имеет массу на 50 % меньше. Кроме того, внутреннюю полость валов и осей используют при необходимости для установки других деталей (стержней, тяг, тросов и пр.), а также для подачи жидкостей и газов.

Валы всегда вращаются вместе с насаженными деталями. Оси могут быть *неподвижными* (рис. 4.69, *а*) и *вращающимися* (рис. 4.69, *б*). Если на оси устанавливают подшипники качения, то целесообразно оси делать вращающимися, так как долговечность подшипников качения уменьшается при вращении наружного кольца.

4.140. Механические характеристики материалов осей и валов

Марка стали	ГОСТ	Диаметр заготовки, мм, не более	$\sigma_{пч}$	$\sigma_т$	$\tau_т$	σ_{-1}	τ_{-1}
			МПа				
Ст5сп	380—71*	Любой	520	280	150	220	130
20	1050—74**	60	400	240	120	170	100
45		Любой	560	280	150	250	150
		120	800	550	300	350	210
		80	900	650	390	380	230
40Х		Любой	730	500	280	320	200
		200	800	650	390	360	210
		102	900	750	450	410	240
40ХН	4543—71*	Любой	820	650	390	360	210
		200	920	750	450	420	250
20Х		120	650	400	240	300	160
12ХН3А		120	950	700	490	420	210
12Х2Н4А		120	1100	850	595	500	250
18ХГТ		60	1150	950	665	520	280

Простейшие конструкции осей широко применяют в шарнирах (рис. 4.69, *в*). ГОСТ 9650—80* устанавливает размеры для восьми типов осей (табл. 4.141). Отверстия в осях типов *2* и *6* предусмотрены для установки шплинтов, кольцевые канавки осей типов *3* и *7* — замковых шайб, а осей типов *4* и *8* — запорных колец. Шероховатость поверхностей диаметром *d* и рекомендуемые поля допусков даны в табл. 4.142.

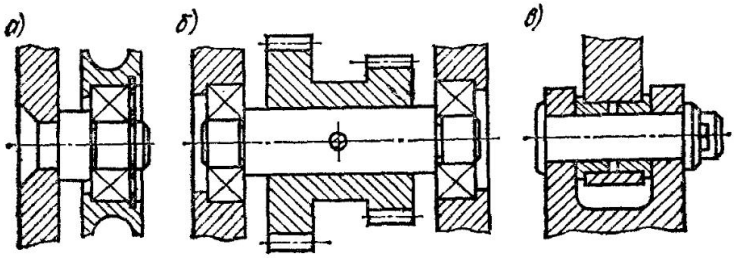


Рис. 4.69. Неподвижные и вращающиеся оси

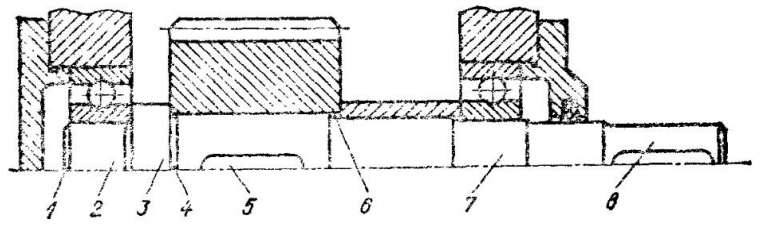


Рис. 4.70. Конструктивные элементы вала:
1 — фаска; *2* — шип; *3* — бурт; *4* — канавка; *5* — шпоночный паз; *6* — галтель; *7* — шейка; *8* — выходной конец

В условных обозначениях стандартных осей указывают тип (2), диаметр d (20 мм), поле допуска (h11), длину L (60 мм), марку стали (40Х) и номер стандарта:

Ось 2—20h11×60.40Х ГОСТ 9650—80.*

При необходимости в условное обозначение вводят вид термообработки (табл. 4.143), твердость и покрытие. Например, та же ось с улучшением (1), твердостью поверхности 228—302 НВ и цинковым покрытием толщиной 15 мкм имеет обозначение:

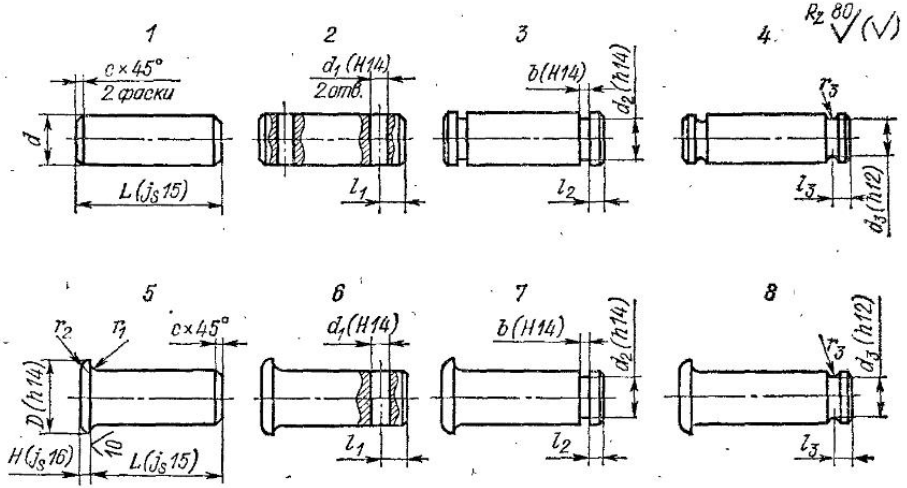
Ось 2—20 h11×60.40Х.1.228 ... 302.Ц 15 ГОСТ 9650—80.*

Валам, как правило, придают ступенчатую форму, обеспечивающую удобства при последовательной посадке на них деталей (рис. 4.70). Кроме того, ступенчатая форма соответствует форме тела равного сопротивления изгибу.

Опорные части валов называют *цапфами*. *Шип* — цапфа, расположенная на конце вала, *шейка*—цапфа на промежуточных участках длины вала, *пята*—цапфа, воспринимающая осевые нагрузки.

В целях облегчения монтажа и центрирования насаживаемых деталей на валах предусматривают *фаски*. Размер фаски с углом 45° назначают с учетом диаметра участка вала d_i в пределах $c = (0{,}03 \div 0{,}05)\, d_i$. Плавный переход от меньшего диаметра d_i к большему d_{i+1} выполняют *галтелью* с радиусом закругления $r \approx 0{,}4\,(d_{i+1} - d_i)$. СТ СЭВ 2814—80 рекомендует выбирать размеры фасок и радиусов закруглений из следующего предпочтительного ряда (в мм): 0,1; 0,16; 0,25; 0,4; 0,6; 1; 1,6; 2,5; 4; 6; 10; 16; 25 и т. д. Возможно также применение размеров из 2-го ряда (в мм): 0,12; 0,2; 0,3; 0,5; 0,8; 1,2; 2; 3; 5; 8; 12; 20 и т. д.

4.141. Типы и размеры осей общего назначения, мм



d	L	l_1	l_2	l_3	D	H	d_1	d_2	d_3	b	r_1	r_2	r_3	c
3	6—30	3	—	—	5	1,5	0,8	—	—	—	0,4	0,6	—	0,6
4	8—40	3	1,5	—	7	1,5	1,0	3	—	1,5	0,4	0,6	—	0,6
5	10—50	4	1,5	—	8	1,5	1,2	3	—	1,5	0,4	0,6	—	0,6
6	12—60	4	1,5	3	10	2,0	1,6	4	5,6	1,5	0,4	0,6	0,4	0,6
8	16—80	5	1,5	3	12	2,0	2,0	4	7,6	1,5	0,4	0,6	0,4	0,6

10	20—100	5	2,5	4	14	2,5	3,2	8	9,6	1,5	0,6	0,6	0,4	1,0
11	20—100	5	—	—	15	2,5	3,2	—	—	—	0,6	0,6	—	1,0
12	22—120	5	2,5	4	16	2,5	3,2	8	11,4	1,5	0,6	0,6	0,6	1,0
14	25—140	5	3,0	5	18	3,0	4,0	10	13,4	2,0	0,6	0,6	0,6	1,6
16	25—160	5	3,0	5	20	3,0	4,0	10	15,0	2,0	0,6	0,6	1,0	1,6
18	32—180	6	3,0	5	22	3,0	5,0	14	17,0	2,0	1,0	0,6	1,0	1,6
20	32—300	6	3,0	5	25	4,0	5,0	14	18,8	2,0	1,0	1,0	1,2	1,6
22	45—300	6	3,5	6	28	4,0	5,0	18	20,8	2,5	1,0	1,0	1,2	1,6
25	36—300	6	3,5	6	32	5,0	6,3	10	23,8	2,5	1,0	1,0	1,2	1,6
28	45—300	6	3,5	6	36	5,0	6,3	20	26,8	2,5	1,0	1,0	1,2	1,6
30	55—300	8	4,5	8	38	5,0	8,0	24	28,8	2,5	1,0	1,0	1,2	1,6
32	60—300	8	4,5	—	40	6,0	8,0	24	—	2,5	1,0	1,6	—	2,5
33	65—300	8	—	—	40	6,0	8,0	—	—	—	1,0	1,6	—	2,5
36	70—300	8	5,0	—	45	6,0	8,0	28	—	3,0	1,6	1,6	—	2,5
40	75—300	8	5,0	—	50	6,0	8,0	32	—	3,0	1,6	1,6	—	2,5
45	80—300	10	5,0	—	55	7,0	10,0	36	—	3,0	1,6	2,5	—	2,5
50	90—300	10	5,5	—	60	7,0	10,0	40	—	3,5	1,6	2,5	—	2,5
55	110—300	10	5,5	—	65	8,0	10,0	45	—	3,5	2,5	2,5	—	2,5
60	120—300	10	5,5	—	70	8,0	10,0	45	—	3,5	2,5	2,5	—	2,5
70	130—300	12	6,5	—	80	10,0	13,0	55	—	3,5	2,5	2,5	—	2,5
80	160—300	12	8,5	—	90	10,0	13,0	65	—	3,5	2,5	4,0	—	2,5
90	190—300	14	8,5	—	100	12,0	13,0	75	—	3,5	2,5	4,0	—	4,0
100	200—300	14	8,5	—	110	12,0	13,0	85	—	3,5	2,5	4,0	—	4,0

Примечания: 1. В указанных диапазонах размера L предусмотрены следующие промежуточные значения: 8, 10, 11, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 30, 32, 35, 36, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 115, 120, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 240 и 250 мм. 2. Неуказанные предельные отклонения остальных размеров $\pm IT14/2$. 3. Допускается изготовление осей типов 5—8 с канавкой для выхода шлифовального круга по ГОСТ 8820—69*.

4.142. Значения параметра шероховатости R_a цилиндрических поверхностей осей, мкм

d, мм	Поле допуска размера d		
	f9	d11, h11	h12, b12
3—10	2,5	2,5	5
11—50	2,5	5,0	10
55—100	5,0	5,0	10

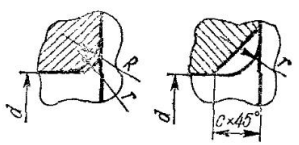
Если торец выступа вала и торец насаженной детали должны плотно прилегать друг к другу, то радиус галтели вала r и радиус закругления детали R или фаску c необходимо согласовывать (табл. 4.144). В целях обеспечения плотного прилегания торцов деталей при шлифовании цилиндрических поверхностей меньшего диаметра для выхода шлифовального круга предусматривают *канавки*, размеры которых установлены ГОСТ 8820—69* (табл. 4.145). Канавки на цилиндрических поверхностях могут иметь два исполнения. Если отношение длины посадочной цилиндрической поверхности к ее диаметру меньше 0,7, то необходимо шлифовать торец упорного бурта с тем, чтобы за счет принудительного поджима к бурту обеспечить более устойчивое положение насаженной детали. Стандарт предусматривает размеры канавок при шлифовании только торца выступа, а также торца и цилиндрической поверхности.

Применение буртов, фиксирующих положение насаженных деталей в осевом направлении, ведет к излишней потере материала и времени при обработке валов, поэтому по возможности для этих целей используют установочные и пружинные кольца. Небольшие осевые силы и крутящие моменты передаются с помощью установочных винтов, штифтовых и клеммовых соединений. Для передачи больших крутящих моментов применяют шпоночные соединения.

4.143. Обозначения видов термообработки осей

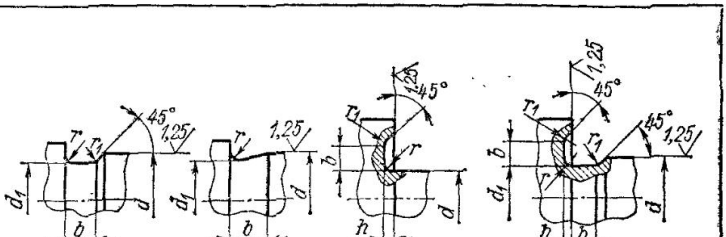
Вид термообработки	Обозначение	Шкала твердости
Улучшение	1	По Бринеллю (HB)
Закалка объемная	2	По Роквеллу ($HRC_э$)
» ТВЧ	3	По Роквеллу ($HRC_э$)
Цементация	4	По Роквеллу ($HRC_э$)
Азотирование	5	По Виккерсу (HV)

4.144. Рекомендуемые радиусы галтелей и размеры фасок, мм, обеспечивающие плотное прилегание торцов



d	r	R, c
Св. 3 до 6	0,4	0,6
» 6 » 10	0,6	1,0
» 10 » 18	1,0	1,6
» 18 » 28	1,6	2,0
» 28 » 46	2,0	2,5
» 46 » 68	2,5	3,0
» 68 » 100	3,0	4,0
» 100 » 150	4,0	5,0

4.145. Форма и размеры канавок для выхода шлифовального круга, мм



d	b	d_1	h	r	r_1
До 10	1	$d-0,3$	0,2	0,3	0,2
	1,6	$d-0,3$	0,2	0,5	0,3
	2	$d-0,5$	0,3	0,5	0,3
Св. 10 до 50	3	$d-0,5$	0,3	1,0	0,5
» 50 » 100	5	$d-1$	0,5	1,6	0,5
Св. 100	8	$d-1$	0,5	2	1
	10	$d-1$	0,5	3	1

Примечание. Предельные отклонения размеров и шероховатость поверхностей канавок назначаются с учетом конструктивных требований.

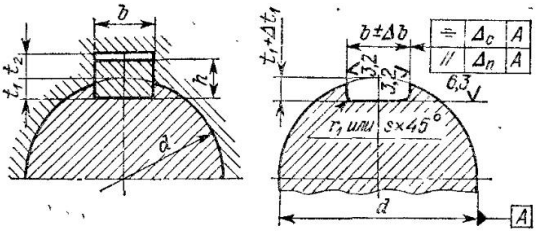


Рис. 4.71. Размеры поперечных сечений призматических шпонок и пазов

Простотой конструктивного исполнения и достаточной надежностью отличаются соединения с *призматическими шпонками* по ГОСТ 23360—78*. Размеры поперечных сечений шпонок и пазов (рис. 4.71) выбирают в зависимости от диаметра вала d в месте посадки детали (табл. 4.146). При заданном крутящем моменте $M_{кр}$ необходимую длину скругленной призматической шпонки

4.146. Номинальные размеры соединений с призматическими шпонками, мм

d	$b \times h$	t_1	t_2	r_1 или s		l
				max	min	
От 6 до 8	2×2	1,2	1,0	0,16	0,08	6—20
Св. 8 » 10	3×3	1,8	1,4	0,16	0,08	6—36
» 10 » 12	4×4	2,5	1,8	0,16	0,08	8—45
» 12 » 17	5×5	3,0	2,3	0,25	0,16	10—56
» 17 » 22	6×6	3,5	2,8	0,25	0,16	14—70
» 22 » 30	8×7	4,0	3,3	0,25	0,16	18—90
» 30 » 38	10×8	5,0	3,3	0,40	0,25	22—110
» 38 » 44	12×8	5,0	3,3	0,40	0,25	28—140
» 44 » 50	14×9	5,5	3,8	0,40	0,25	36—160
» 50 » 58	16×10	6,0	4,3	0,40	0,25	45—180
» 58 » 65	18×11	7,0	4,4	0,40	0,25	50—200
» 65 » 75	20×12	7,5	4,9	0,6	0,4	56—220
» 75 » 85	22×14	9,0	5,4	0,6	0,4	63—250
» 85 » 95	25×14	9,0	5,4	0,6	0,4	70—280
» 95 » 110	28×16	10,0	6,4	0,6	0,4	80—320
» 110 » 130	32×18	11,0	7,4	0,6	0,4	90—360
» 130 » 150	36×20	12,0	8,4	1,0	0,7	100—400

Примечания: 1. Длины пазов l должны выбираться из ряда: 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; 320; 360; 400. 2. ГОСТ 23360—78* предусматривает размеры соединений для валов диаметрами до 500 мм.

определяют расчетом из условия прочности на смятие:

$$l_р \geqslant 2M_{кр}/\{d(h-t_1)[\sigma]_{см}\} + b. \qquad (4.134)$$

Затем округляют до ближайшего стандартного значения l. Выбор допускаемых напряжений обусловлен режимом работы шпоночного соединения: для неподвижного $[\sigma]_{см} = (0{,}3 \div 0{,}5)\,\sigma_т$; для подвижного $[\sigma]_{см} = (0{,}1 \div 0{,}2)\,\sigma_т$. Для изготовления шпонок используют чистотянутую сталь с пределом текучести не менее 350 МПа.

Если на валу должно быть два или несколько шпоночных пазов, то в целях повышения технологичности на ступенях вала разных диаметров предусматривают шпоночные пазы с одинаковым поперечным сечением, которое назначают по наименьшему диаметру. Расчетные длины пазов в этом случае зависят только от диаметров ступеней вала. Чтобы избежать лишних перестановок вала при фрезеровании, пазы следует располагать по одной линии вдоль оси вала.

Шпонки устанавливают в пазах вала по неподвижной посадке, а в пазах насаживаемых деталей для компенсации неточностей — по подвижным посадкам. Допуск симметричности шпоночного паза $\Delta_с$ и допуск параллельности плоскости симметрии паза $\Delta_п$ относительно оси вала назначают с учетом допуска на ширину паза Δb:

$$\Delta_с \approx 2\Delta b; \quad \Delta_п \approx 0{,}5\Delta b. \qquad (4.135)$$

Предельные отклонения размеров пазов под призматические шпонки даны в табл. 4.147. Предпочтительно на рабочем чертеже вала указывать размер паза t_1, допускается также простановка размера $d - t_1$. В последнем варианте назначаются те же значения предельных отклонений, что и для t_1, но со знаком «минус».

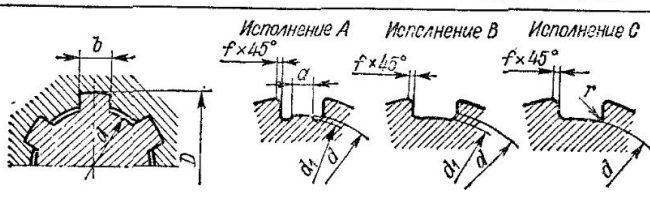
Если при заданном крутящем моменте длина шпонки выходит за пределы указанных диапазонов, то следует применять *шлицевые соединения* с прямобочным по ГОСТ 1139—80* (СТ СЭВ 188—75), эвольвентным по ГОСТ 6033—80* или треугольным профилем шлицев. Использование шлицевых соединений целесообразно при высоких требованиях к соосности и необходимости частых перемещений насаженных деталей вдоль вала. Наибольшее распространение имеют прямобочные шлицевые соединения (табл. 4.148).

4.147. Предельные отклонения размеров пазов для призматических шпонок, мм

d	Пред. откл. ширины Δb при типе соединения					Пред. откл. глубин Δt_1 и Δt_2
	свободном		нормальном		плотном	
	Вал H9	Втулка D10	Вал N9	Втулка Js9	Вал и втулка P9	
От 6 до 10	+0,036	+0,098	0	+0,012	−0,015	+0,1
	0	+0,040	−0,036	−0,012	−0,051	
Св. 10 » 18	+0,043	+0,120	0	+0,015	−0,018	
	0	+0,050	−0,043	−0,015	−0,061	
Св. 18 до 30	+0,052	+0,149	0	+0,018	−0,022	+0,2
	0	+0,065	−0,052	−0,018	−0,074	
» 30 » 50	+0,062	+0,180	0	+0,021	−0,026	
	0	+0,080	−0,062	−0,021	−0,088	
» 50 » 80	+0,074	+0,220	0	+0,026	−0,032	
	0	+0,100	−0,074	−0,026	−0,106	
» 80 » 120	+0,087	+0,260	0	+0,026	−0,037	
	0	+0,120	−0,087	−0,026	−0,124	
» 120 » 180	+0,1	+0,350	0	+0,031	−0,043	
	0	+0,145	−0,1	−0,031	−0,143	

Примечания: 1. Свободный тип соединения применяется для направляющих шпонок, нормальный — для серийного и массового производства, плотный — для единичного и серийного производства. 2. Допускается применять любые сочетания указанных полей допусков для ширины пазов вала и втулки.

4.148. Размеры прямобочных шлицевых соединений, мм



$z \times d \times D$ (z — число шлицев)	b	d_1, не менее	a, не менее	f		r, не более
				Номин.	Пред. откл.	
Легкая серия						
6×23×26	6	22,1	3,54	0,3	+0,2	0,2
6×26×30	6	24,6	3,85	0,3	+0,2	0,2
6×28×32	7	26,7	4,03	0,3	+0,2	0,2
8×32×36	6	30,4	2,71	0,4	+0,2	0,3
8×36×40	7	34,5	3,46	0,4	+0,2	0,3
8×42×46	8	40,4	5,03	0,4	+0,2	0,3

$z \times d \times D$ (z — число шлицев)	b	d_1, не менее	a, не менее	l		r, не более
				Номин.	Пред. откл.	
8×46×50	9	44,6	5,75	0,4	+0,2	0,3
8×52×58	10	49,7	4,89	0,5	+0,3	0,5
8×56×62	10	53,6	6,38	0,5	+0,3	0,5
8×62×68	12	59,8	7,31	0,5	+0,3	0,5
10×72×78	12	69,6	5,45	0,5	+0,3	0,5
10×82×88	12	79,3	8,62	0,5	+0,3	0,5
10×92×98	14	89,4	10,08	0,5	+0,3	0,5
10×102×108	16	99,9	11,49	0,5	+0,3	0,5
10×112×120	18	108,8	10,72	0,5	+0,3	0,5
Средняя серия						
6×11×14	3	9,9	—	0,3	+0,2	0,2
6×13×16	3,5	12,0	—	0,3	+0,2	0,2
6×16×20	4	14,5	—	0,3	+0,2	0,2
6×18×22	5	16,7	—	0,3	+0,2	0,2
6×21×25	5	19,5	1,95	0,3	+0,2	0,2
6×23×28	6	21,3	1,34	0,3	+0,2	0,2
6×26×32	6	23,4	1,65	0,4	+0,2	0,3
6×28×34	7	25,9	1,70	0,4	+0,2	0,3
8×32×38	6	29,4	—	0,4	+0,2	0,3
8×36×42	7	33,5	1,02	0,4	+0,2	0,3
8×42×48	8	39,5	2,57	0,4	+0,2	0,3
8×46×54	9	42,7	—	0,5	+0,3	0,5
8×52×60	10	48,7	2,44	0,5	+0,3	0,5
8×56×65	10	52,2	2,50	0,5	+0,3	0,5
8×62×72	12	57,8	2,40	0,5	+0,3	0,5
10×72×82	12	67,4	—	0,5	+0,3	0,5
10×82×92	12	77,1	3,0	0,5	+0,3	0,5
10×92×102	14	87,3	4,5	0,5	+0,3	0,5
10×102×112	16	97,7	6,3	0,5	+0,3	0,5
10×112×125	18	106,5	4,4	0,5	+0,3	0,5
Тяжелая серия						
10×16×20	2,5	14,1	—	0,3	+0,2	0,2
10×18×23	3	15,6	—	0,3	+0,2	0,2
10×21×26	3	18,5	—	0,3	+0,2	0,2
10×23×29	4	20,3	—	0,3	+0,2	0,2
10×26×32	4	23,0	—	0,4	+0,2	0,3
10×28×35	4	24,4	—	0,4	+0,2	0,3
10×32×40	5	28,0	—	0,4	+0,2	0,3
10×36×45	5	31,3	—	0,4	+0,2	0,3
10×42×52	6	36,9	—	0,4	+0,2	0,3

$z \times d \times D$ (z — число шлицев)	b	d_1, не менее	a, не менее	f		r, не более
				Номин.	Пред. откл.	
10×46×56	7	40,9	—	0,5	+0,3	0,5
16×52×60	5	47,0	—	0,5	+0,3	0,5
16×56×65	5	50,6	—	0,5	+0,3	0,5
16×62×72	6	56,1	—	0,5	+0,3	0,5
16×72×82	7	65,9	—	0,5	+0,3	0,5
20×82×92	6	75,6	—	0,5	+0,3	0,5
20×92×102	7	85,5	—	0,5	+0,3	0,5
20×102×115	8	94,0	—	0,5	+0,3	0,5
20×112×125	9	104,0	—	0,5	+0,3	0,5

Примечание. При центрировании по наружному диаметру и боковым поверхностям применяют исполнение *B*, а по внутреннему диаметру — исполнения *A* и *C*.

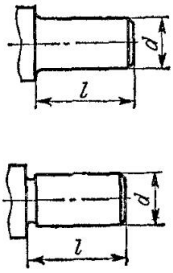
Поля допусков диаметров и посадки для шлицевых соединений назначаются в зависимости от способа центрирования деталей на валу. Большинство прямобочных соединений имеют центрирование по наружному диаметру *D*. При этом способе ГОСТ 1139—80* для диаметра *D* рекомендует следующие посадки: H7/f7; H7/g6; H7/h6; H7/j_s6; H7/n6; H8/e8 — и для размера *b* F8/e8; D9/h8; F10/e9. Сочетание посадок по размерам *D* и *b* стандартом не регламентировано, поэтому оно выбирается конструктором самостоятельно. При этом способе центрирования размер *d* принимается равным d_1.

Центрирование по внутреннему диаметру *d* менее технологично, поэтому данный способ используют тогда, когда материал втулки имеет очень высокую твердость. В целях устранения зазоров между боковыми поверхностями вала и втулки при действии значительных знакопеременных крутящих моментов применяют центрирование по ширине шлица *b*.

В условных обозначениях прямобочных шлицевых соединений указывают обозначение размера, по которому осуществляется центрирование (*D*); число шлицев *z* (8), внутренний диаметру *d* (36 мм), наружный диаметр *D* (40 мм), посадку по этому диаметру (H8/e8), ширину шлица *b* (7 мм), посадку по этому размеру (D9/h8):

D—8×36×40 H8/e8×7D9/h8.

4.149. Размеры цилиндрических выходных концов валов, мм



d		l при исполнении	
Ряд 1	Ряд 2	длинном	коротком
6; 7	—	16	—
8; 9	—	20	—
10; 11	—	23	20
12; 14	—	30	25
16; 18	19	40	28
20; 22	24	50	36
25; 28	—	60	42
30; 32; 35; 36	38	80	58
40; 45; 50; 55	42; 48; 53; 56	110	82
60; 63; 70; 71	65; 75	140	105
80; 90	85; 95	170	130
100; 110; 125	105; 120	210	165
140	130; 150	250	200

Примечание. Диаметры ряда 1 являются предпочтительными.

Для этого соединения в условных обозначениях шлицев отверстия втулки и шлицев вала соответственно указывают:

$D—8\times36\times40H8\times7D9$; $D—8\times36\times40e8\times7h8$.

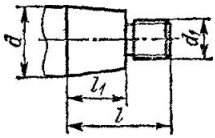
Условные обозначения шлицев на чертеже вала указывают в технических требованиях или на полке линии-выноски.

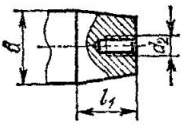
Необходимую рабочую длину шлицев определяют из условий прочности на смятие и изнашивание расчетом по методике, предусмотренной ГОСТ 21425—75.

Выходные концы валов могут быть выполнены цилиндрическими и коническими. СТ СЭВ 537—77 устанавливает размеры концов валов диаметрами до 630 мм и предусматривает два их исполнения: короткие и длинные. Цилиндрические и конические концы валов предназначены для передачи крутящих моментов с помощью призматических шпонок.

Для стандартных цилиндрических концов валов (табл. 4.149) диаметром до 50 мм назначают поле допуска k6, а свыше 50 мм — m6. Посадки с натягом (поля допусков для вала p6, z6, s6 и др.) обеспечивают лучшее

4.150. Размеры конических выходных концов валов, мм





d		l		l_1		d_1	d_2
		Исполнение					
Ряд 1	Ряд 2	длинное	короткое	длинное	короткое		
6; 7	—	16	—	10	—	М4	—
8; 9	—	20	—	12	—	М6	—
10; 11	—	23	—	15	—	М6	—
12; 14	—	30	—	18	—	М8×1	М4
16	—	40	28	28	16	М10×1,25	М4
18	19	40	28	28	16	М10×1,25	М5
20; 22	24	50	36	36	22	М12×1,25	М6
25; 28	—	60	42	42	24	М16×1,5	М8
30; 32; 35	—	80	58	58	36	М20×1,5	М10
36	—	80	58	58	36	М20×1,5	М12
—	38	80	58	58	36	М24×2	М12
40	42	110	82	82	54	М24×2	М12
45	48	110	82	82	54	М30×2	М16
50	—	110	82	82	54	М36×3	М16
55	53; 56	110	82	82	54	М36×3	М20
60; 63	65	140	105	105	70	М42×3	М20
70; 71	75	140	105	105	70	М48×3	М24
80	85	170	130	130	90	М56×4	М30
90	—	170	130	130	90	М64×4	М30
—	95	170	130	130	90	М64×4	М36
100; 105	—	210	165	165	120	М72×4	М36
110	—	210	165	165	120	М80×4	М42
—	120	210	165	165	120	М90×4	М42
125	—	210	165	165	120	М90×4	М48
140	130	250	200	200	150	М100×4	—
—	150	250	200	200	150	М110×4	—

Примечание. Диаметры ряда 1 являются предпочтительными.

центрирование и более надежное осевое крепление ступиц насаженных деталей.

Конические концы валов (табл. 4.150) выполняют с конусностью 1 : 10. Они имеют резьбовые цапфы или отверстия. С помощью гаек, винтов или болтов при сборке соединения создают натяг за счет осевого смещения насаженной детали. Конические концы удобны для сменных деталей и конструкций, подлежащих частой разборке. Обычно на конических концах шпоночные пазы располагают параллельно оси вала и только для диаметров свыше 220 мм — параллельно образующей конуса. Если паз расположен параллельно оси вала, то его размеры контролируют в среднем сечении рабочей части конуса.

Обработку осей и валов осуществляют в стандартных центрах и полуцентрах. Для этого на концах валов и осей предусматривают *центровые отверстия*, формы и размеры которых регламентированы ГОСТ 14034—74*. Центровые отверстия выполняют функции технологических баз, позволяющих повысить точность и сократить трудоемкость обработки соосных ступенчатых поверхностей.

В случаях, когда после обработки необходимость в центровых отверстиях отпадает, применяют форму *A*. Если центровые отверстия служат базой для многократного использования и они сохраняются в готовых изделиях, то назначают форму *B* (табл. 4.151). С аналогичными назначениями, но для крупных валов диаметрами 120—1200 мм используют центровые отверстия форм *C* и *E*. При требованиях повышенной точности обработки применяют форму *R* (табл. 4.152). Для закрепления насаженных на вал деталей, транспортирования валов предусматривают центровые отверстия с резьбой форм *F* и *H* (табл. 4.153).

На рабочих чертежах в технических требованиях дают условные обозначения центровых отверстий, в которых указывают вид формы (*A*), диаметр отверстия *d* (1 мм) и номер стандарта:

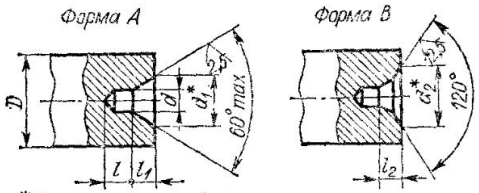
*Отв. центр. A1 ГОСТ 14034—74**.

Для отверстий с резьбой указывают диаметр резьбы (М3):

*Отв. центр. F M3 ГОСТ 14034—74**.

Общие рекомендации по назначению шероховатости поверхностей различных участков осей и валов даны в табл. 4.154.

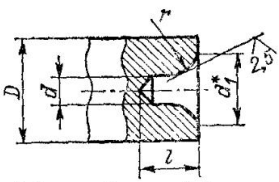
4.151. Размеры центровых отверстий, мм, с углом конуса 60°



D	d	d_1	d_2	l, не менее	l_1	l_2
4	1,0	2,12	3,15	1,3	0,97	1,27
6	1,6	3,15	5,00	2,0	1,52	1,99
10	2,0	4,25	6,3	2,5	1,95	2,54
14	2,5	5,3	8,0	3,1	2,42	3,20
20	3,15	6,7	10,0	3,9	3,07	4,03
30	4,0	8,5	12,5	5,0	3,90	5,06
60	6,3	13,2	18,0	8,0	5,98	7,36
100	10	21,2	28,0	12,8	9,70	11,66
120	12	25,4	33,0	14,6	11,60	13,80
160	16	33,9	42,5	19,2	15,50	18,00

Примечание. Для $D = 4$ мм предельное отклонение размера l_1 установлено по H11, во всех других случаях предельные отклонения размеров l_1 и l_2 по H12.

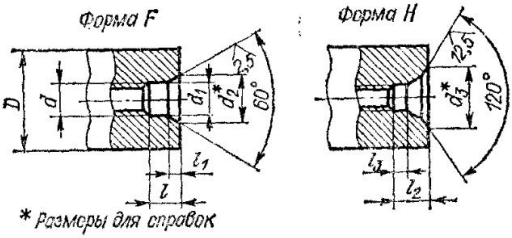
4.152. Размеры центровых отверстий с дугообразной образующей (форма *R*), мм



D	d	d_1	l, не менее	r	
				наим	наиб.
2	(0,5)	1,30	1,3	1,30	1,60
2,5	(0,63)	1,50	1,5	1,60	2,00
3	(0,8)	1,70	1,9	2,00	2,50
4	1	2,12	2,3	2,50	3,15
5	(1,25)	2,65	2,8	3,15	4,0
6	1,6	3,35	3,5	4,0	5,0
10	2,0	4,25	4,4	5,0	6,3
14	2,5	5,3	5,5	6,3	8,0
20	3,15	6,7	7,0	8,0	10,0
30	4,0	8,5	8,9	10,0	12,5
40	(5)	10,6	11,2	12,5	16,0
60	6,3	13,2	14,0	16	20,0
80	(8)	17,0	17,9	20	25,0
100	10	21,2	22,5	25	31,5

Примечание. Размеры в скобках применять не рекомендуется.

4.153. Размеры центровых отверстий с метрической резьбой, мм



D для форм F	D для форм H	d	d_1	d_2	d_3	l, не более	l_1	l_2, не более	l_3
8	—	M3	3,2	5,0	—	2,8	1,56	—	—
10	16	M4	4,3	6,5	8,2	3,5	1,90	4,0	2,4
12,5	20	M5	5,3	8,0	11,4	4,5	2,3	5,5	3,3
16	25	M6	6,4	10,0	13,3	5,5	3,0	6,5	4,0
20	32	M8	8,4	12,5	16,0	7,0	3,5	8,0	4,5
25	40	M10	11,0	15,6	19,8	9,0	4,0	10,2	5,2
32	50	M12	13	18,0	22,0	10,0	4,3	11,2	5,5
40	63	M16	17	22,8	28,7	11,0	5,0	12,5	6,5
63	80	M20	21	28,0	33,0	12,5	6,0	14	7,5
100		M24	25	36,0	43,0	14,0	9,5	16	11,5
160		M30	31	44,8	51,8	18,0	12	20	14

Примечания: 1. ГОСТ 14034—74* предусматривает размеры отверстий форм *F* и *H* для валов с *D* до 1200 мм. 2. Предельные отклонения отверстий d_1 по H14. 3. Предельные отклонения размеров l_1 и l_3 по H12. 4. Поле допуска резьбы — 7H.

Расчеты на прочность. В расчетах на прочность оси и валы представляются как балки, лежащие на шарнирных опорах и нагруженные внешними силами, действующими от насаженных деталей. Расчетные схемы некоторых осей (см. рис. 4.69, *а*) являются консольными балками. При составлении расчетных схем распределенные по посадочной поверхности нагрузки заменяют сосредоточенными силами. Последовательность расчетов осей и валов на статическую и усталостную прочность состоит из нескольких связанных между собой этапов.

Приведение сил к геометрической оси вала. На насаженные детали в общем случае возможно воздействие трех сил: окружной силы F_t, действующей в перпендикулярной к оси вала плоскости на плече R; радиальной силы F_r,

4.154. Рекомендуемые значения параметра шероховатости R_a для посадочных поверхностей осей и валов, мкм

Поверхность		Параметр R_a		
Для посадки сменных деталей	Квалитет	Диаметр вала, мм		
		до 50		св. 50 до 500
	5	0,2		0,4
	6	0,4		0,8
	7	0,4—0,8		0,8—1,6
	8	0,8		1,6
Для посадки деталей с натягом	Квалитет	Диаметр вала, мм		
		до 50	св. 50 до 120	св. 120
	5	0,1—0,2	0,4	0,4
	6—7	0,4	0,8	1,6
	8	0,8	1,6	1,6
Для подшипников скольжения	Квалитет	0,4—0,8		
	6—9	0,8—3,2		
	10—12			
Для подшипников качения	Класс точности подшипника	Диаметр вала, мм		
		до 80		св. 80
	0	1,25		2,5
	6 и 5	0,63		1,25
	4	0,32		0,63
Под уплотнение	Тип уплотнения	Скорость, м/с		
		до 3	3	св. 5
	Резиновое	0,8—1,6	0,4—0,8	0,2—0,4
	Войлочное	0,8—1,6		—
	Лабиринтное	3,2—6,3		—
Нерабочая		6,3—12,5		

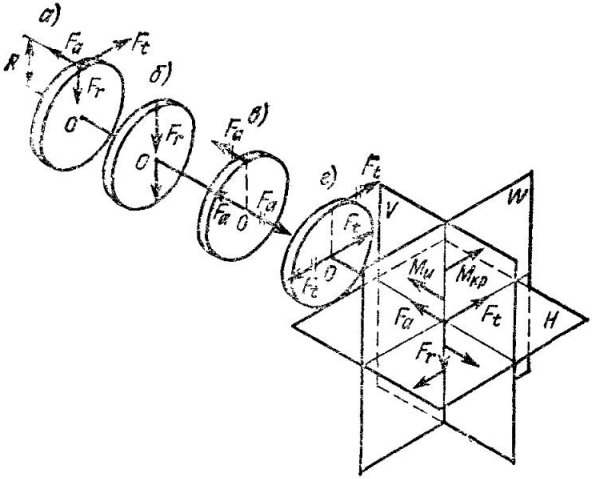


Рис. 4.72. Схема приведения сил к геометрической оси вала

направленной по радиусу к центру вращения вала; осевой силы F_a, действующей параллельно оси вала на расстоянии R (рис. 4.72, *а*). Полное усилие на зуб зубчатого колеса также раскладывают на три составляющие. Расчет этих составляющих ведется с учетом заданного крутящего момента $M_{кр}$ и особенностей геометрии зубчатой передачи (табл. 4.155).

При разработке расчетных схем осей и валов радиальная составляющая F_r переносится на ось вала по линии ее действия в точку O (рис. 4.72, *б*). Сила F_r будет изгибать вал в плоскости V. Осевая составляющая F_a (рис. 4.72, *в*) переносится на ось вала параллельно самой себе, при этом образуется пара сил с плечом R. Момент этой пары

$$M_п = F_a R \qquad (4.136)$$

создает изгиб вала в плоскости V, а сила F_a в зависимости от направления и способа закрепления вала в опорах вызывает растяжение или сжатие. Окружная сила F_t (рис. 4.72, *г*) является для вала поперечной силой, изгибающей вал в плоскости H, и создает момент

$$M_{кр} = F_t R, \qquad (4.137)$$

который, действуя в плоскости W, вызывает кручение вала.

4.155. Формулы для расчета сил, действующих на зубчатые колеса

Тип зубчатого колеса	Сила		
	окружная F_t	радиальная F_r	осевая F_a
Прямозубая цилиндрическая шестерня	$\frac{2M_1}{d_1}$	$F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_w$	0
Прямозубое цилиндрическое колесо	$\frac{2M_2}{d_2}$	$F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_w$	0
Косозубая цилиндрическая шестерня	$\frac{2M_1}{d_1}$	$\frac{F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta}$	$F_{t1} \operatorname{tg} \beta$
Косозубое цилиндрическое колесо	$\frac{2M_2}{d_2}$	$\frac{F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta}$	$F_{t2} \operatorname{tg} \beta$
Прямозубая коническая шестерня	$\frac{M_1}{(R_e - 0{,}5b) \sin \delta_1}$	$F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1$	$F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1$
Прямозубое коническое колесо	$\frac{M_2}{(R_e - 0{,}5b) \sin \delta_2}$	$F_{t2} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2$	$F_{t2} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_2$
Червяк	$\frac{2M_1}{d_1}$	$\frac{F_{t1} \operatorname{tg} \alpha}{\sin \gamma}$	$F_{t1} \operatorname{ctg} \gamma$
Червячное колесо	$\frac{2M_2}{d_2}$	$\frac{F_{t2} \operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma}$	$F_{t2} \operatorname{tg} \gamma$

Примечание. Обозначения геометрических параметров даны в соответствующих разделах зубчатых передач.

Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов. С учетом сил и моментов, действующих в плоскостях V и H, составляют две расчетные схемы вала. Предварительной компоновкой сборочной единицы устанавливают размеры длин участков вала l_1, l_2 и l_3 (рис. 4.73). К внешним силам относятся и реакции в опорах, которые направляют посередине шарикоподшипника и на расстоянии (0,25—0,35) длины цапфы от кромки подшипника скольжения со стороны пролета.

Пользуясь известными методами теоретической механики, находят реакции в опорах и строят эпюры изгиба-

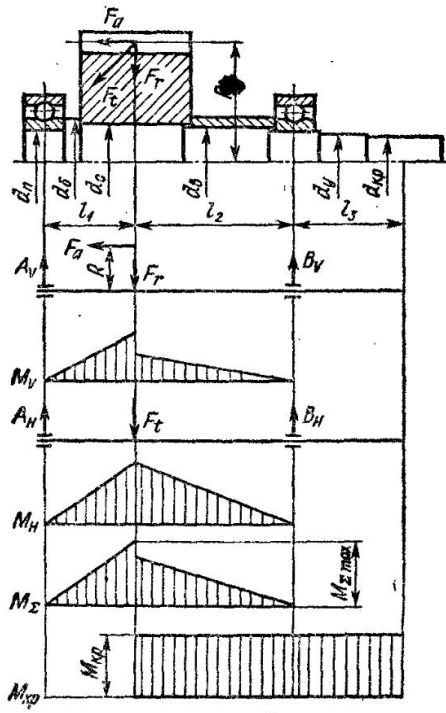


Рис. 4.73. Эпюры изгибающих и крутящих моментов

ющих моментов в плоскостях V и H, а затем эпюру суммарных изгибающих моментов, представляющих геометрическую сумму моментов M_V и M_H в каждом сечении,

$$M_\Sigma = \sqrt{M_V^2 + M_H^2}\,. \qquad (4.138)$$

При построении эпюр крутящих моментов $M_{кр}$ условно считают, что $M_{кр}$ передается на длине вала, границы которой определяются сечением, где приложены активные силы, и сечением, расположенным посередине длины выходного конца вала.

Определение размеров и конструктивных форм ступеней. Построение эпюр позволяет выявить сечения, где действует максимальный суммарный изгибающий момент $M_{\Sigma\,max}$. При разработке конструкций осей $M_{\Sigma\,max}$ является расчетной величиной для определения диаметра под ступицу детали:

$$d_с \geqslant \sqrt[3]{M_{\Sigma\,max}/(0{,}1\,[\sigma]_и)}\,. \qquad (4.139)$$

4.156. Допускаемые напряжения для осей и валов

Характер нагрузки	$[\sigma]_и$	$[\tau]_{кр}$
Постоянная	$0{,}33\sigma_{пч}$	$0{,}04\sigma_{пч}$
Пульсирующая	$0{,}16\sigma_{пч}$	$0{,}02\sigma_{пч}$
Симметричная	$0{,}09\sigma_{пч}$	$0{,}012\sigma_{пч}$

Диаметры концов входных и выходных валов находят из условия прочности на кручение:

$$d_{кр} \geqslant \sqrt[3]{M_{кр}/(0{,}2\,[\tau]_{кр})}. \quad (4.140)$$

Для промежуточных валов вычисляют диаметр наиболее опасного сечения с учетом максимального эквивалентного момента $M_{экв} = \sqrt{M^2_{\Sigma\,max} + M^2_{кр}}$:

$$d_c \geqslant \sqrt[3]{M_{экв}/(0{,}1\,[\sigma]_и)}. \quad (4.141)$$

Рекомендации по выбору допускаемых напряжений на изгиб $[\sigma]_и$ и кручение $[\tau]_{кр}$ даны в табл. 4.156.

При разработке конструкций входных или выходных валов исходят из расчетного значения $d_{кр}$, последовательно увеличивая диаметры других ступеней вала: под уплотнение $d_у$, для посадки подшипников $d_п$, распорной втулки $d_в$, ступицы насаженной детали d_c и диаметр бурта $d_б$. Диаметры ступеней промежуточных валов и осей можно назначать, исходя из d_c, в сторону уменьшения. Окончательно размеры и формы конструктивных элементов валов и осей устанавливают вычерчиванием сборочной единицы в целом (см. рис. 4.70). При этом определяется необходимость выполнения галтелей, каиавок, шпоночных пазов и пр.

Расчет на статическую прочность. Оценка статической несущей способности осей и валов связана с сопоставлением пределов текучести $\sigma_т$ и $\tau_т$ с максимальными нормальными напряжениями

$$\sigma_{max} = M_{\Sigma\,max}/W_и + F_a/S \quad (4.142)$$

и касательными

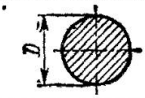
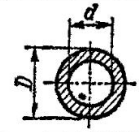
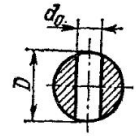
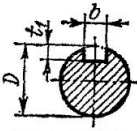
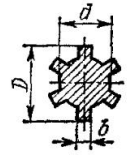
$$\tau_{max} = M_{кр}/W_{кр}. \quad (4.143)$$

Формулы для расчета моментов сопротивления при изгибе $W_и$ и кручении $W_{кр}$, площади S для различных поперечных сечений даны в табл. 4.157.

Зная запасы прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$n_{\sigma т} = \sigma_т/\sigma_{max} \text{ и } n_{\tau т} = \tau_т/\tau_{max}, \quad (4.144)$$

4.157. Формулы для расчета геометрических характеристик сечений

Сечение	$W_и$, м³	$W_{кр}$, м³	S, м²
	$\frac{\pi D^3}{32}$	$\frac{\pi D^3}{16}$	$\frac{\pi D^2}{4}$
	$\frac{\pi D^3}{32}\left[1-\left(\frac{d}{D}\right)^4\right]$	$\frac{\pi D^3}{16}\left[1-\left(\frac{d}{D}\right)^4\right]$	$\frac{\pi}{4}(D^2-d^2)$
	$k_и\frac{\pi D^3}{32}$	$k_{кр}\frac{\pi D^3}{16}$	$k_S\frac{\pi D^2}{4}$
	$\frac{\pi D^3}{32}-\frac{bt_1(D-t_1)^2}{D}$	$\frac{\pi D^3}{16}-\frac{bt_1(D-t_1)^2}{D}$	$\frac{\pi D^2}{4}-bt_1$
	$\frac{\pi d^4-bz(D-d)\times(D+d)^2}{32D}$	$\frac{\pi d^4-bz(D-d)\times(D+d)^2}{16D}$	$\frac{\pi d^2}{4}+bz\frac{D-d}{2}$

Примечание. Значения коэффициентов $k_и$, $k_{кр}$ и k_S даны в табл. 4.158.

4.158. Значения коэффициентов пересчета геометрических характеристик сечений с поперечным отверстием

d_0/D	$k_и$	$k_{кр}$	k_S	d_0/D	$k_и$	$k_{кр}$	k_S
0,00	1,000	1,000	1,000	0,35	0,475	0,686	0,555
0,05	0,925	0,964	0,936	0,40	0,400	0,630	0,490
0,10	0,850	0,926	0,873	0,45	0,330	0,573	0,426
0,15	0,775	0,884	0,809	0,50	0,270	0,515	0,364
0,20	0,700	0,840	0,746	0,55	0,215	0,458	0,300
0,25	0,625	0,791	0,682	0,60	0,170	0,400	0,285
0,30	0,550	0,740	0,618				

находят общий запас статической прочности

$$n_\tau = n_{\sigma\tau} n_{\tau\tau} / \sqrt{n_{\sigma\tau}^2 + n_{\tau\tau}^2} > \nu. \qquad (4.145)$$

Для осей $n_\tau = n_{\sigma\tau}$ ($M_{кр} = 0$). Критерий необходимости расчета осей и валов на выносливость ν (табл. 4.159) зависит от отношения наибольшего кратковременного изгибающего момента $M_{max\,в}$ к наибольшему длительно действующему изгибающему моменту $M_{max\,дл}$ в рассматриваемом сечении (например, оно соответствует отношению пускового к номинальному моменту электродвигателя). Критерий ν учитывает также конструктивные особенности осей и валов и способ посадки на них деталей. Если $n_\tau < \nu$, то следует определить запас по выносливости.

Расчет на выносливость. Усталостную прочность осей и валов оценивают по наибольшей длительно действующей нагрузке, повторяемость которой составляет не менее 10^3 циклов. Целью проверочного расчета является определение фактического общего запаса по выносливости

$$n_в = n_\sigma n_\tau / \sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2} \geqslant [n] \qquad (4.146)$$

в нескольких сечениях разработанной конструкции, выбираемых с учетом эпюр суммарных изгибающих моментов и крутящих моментов, а также с учетом концентраторов напряжений.

Запасы по выносливости при действии нормальных и касательных напряжений рассчитывают по формулам:

$$\left.\begin{aligned} n_\sigma &= \sigma_{-1} / [(\sigma_a k_{\sigma D} / k_c) + \psi_\sigma \sigma_m], \\ n_\tau &= \tau_{-1} / [(\tau_a k_{\tau D} / k_c) + \psi_\tau \tau_m]. \end{aligned}\right\} \qquad (4.147)$$

Влиянием осевых сил в этих расчетах обычно пренебрегают, а амплитудные (σ_a, τ_a) и средние (σ_m, τ_m) значения напряжений определяют по зависимостям:

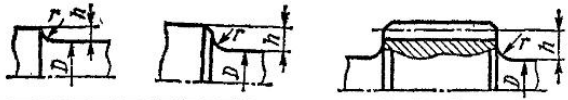
$$\left.\begin{aligned} \sigma_a &= 0{,}5\,(1 - R_\sigma)\, M_и / W_и; \quad \sigma_m = 0{,}5\,(1 + R_\sigma)\, M_и / W_и; \\ \tau_a &= 0{,}5\,(1 - R_\tau)\, M_{кр} / W_{кр}; \quad \tau_m = 0{,}5\,(1 + R_\tau)\, M_{кр} / W_{кр}. \end{aligned}\right\} \qquad (4.148)$$

Значения коэффициентов асимметрии цикла R_σ для осей и валов, вращающихся относительно векторов нагрузок, принимают $R_\sigma = -1$, а не вращающихся относительно векторов нагрузок — $R_\sigma = 0$. Для нереверсивных валов $R_\tau = 0$ и реверсивных $R_\tau = -1$.

4.159. Значения критерия необходимости расчета на выносливость

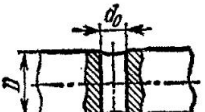
Материал		$M_{max\,в}/M_{max\,дл}$	Посадка			Шпоночный паз	Шлицы	Галтель, канавка $r/d = 0{,}02$; поперечное отверстие	Галтель, канавка $r/d = 0{,}1$	Гладкий вал
Сталь	Характеристика σ_T/σ_{-1}		с натягом	переходная	с зазором					
Углеродистая	1,2	4	2	1,5	1,25	1,5	2,5	2	1,5	—
		3	3	2	1,5	2	3	3	2	1,5
		2	3,5	3	3	3	3,5	4	3	2
		1,5	5	3,5	3,5	4	5	5	3,5	3
		1	7,5	5,5	5	5,5	7,5	7,5	5,5	3,5
	1,5	4	2,75	2	2	2	2,5	2,5	1,75	—
		3	3,5	3	3	3	3,5	3,5	2	1,5
		2	5,5	4	3,5	4	5	5,5	3,5	2
		1,5	7,5	5,5	5	5,5	7	7	5	3,5
		1	11	8	7,5	8	10	10	7	4
Легированная	1,5	4	3	2,25	2	2,25	2,5	2,75	1,75	—
		3	4	3	3	3	3,5	3,5	3	1,5
		2	6	5	4	4	5,5	5,5	3,5	3
		1,5	8	6	5,5	6	7	7	5	3,5
		1	12	9	8	9	10	11	7	5
	1,8	4	4,25	3,25	3,75	3	3,5	3,5	2,5	—
		3	5,5	4	3,5	4	5	5	3,5	2
		2	9	6	5,5	6	7	7	5	3
		1,5	11,5	8	7,5	8	9	9	6	3,5
		1	17	13	11	11,5	13,5	13,5	9,5	5,5
	2,1	4	5,5	4	3,5	3,75	3,75	4	2,75	—
		3	7,5	5,5	5	5	5,5	5,5	3,5	2
		2	11	8	7,5	7,5	7,5	8	5,5	3,5
		1,5	15	11	9,5	10	10	10	9,75	4
		1	21,5	16	14	15	15	15,5	11	6

4.160. Значения эффективных коэффициентов концентрации k_σ и k_τ для участков валов с галтелью



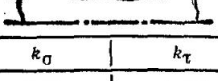
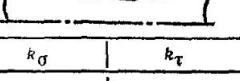
$\sigma_{пч}$, МПа	h/r													
	1					2				3			5	
	r/D													
	0,01	0,02	0,03	0,05	0,10	0,01	0,02	0,03	0,05	0,01	0,02	0,03	0,01	0,02
						k_σ								
400	1,34	1,41	1,59	1,54	1,38	1,51	1,76	1,76	1,70	1,86	1,90	1,89	2,07	2,09
500	1,36	1,44	1,63	1,59	1,44	1,54	1,81	1,82	1,76	1,90	1,96	1,96	2,12	2,16
600	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
700	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
800	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
900	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
1000	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
1200	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
						k_τ								
400	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
500	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
600	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
700	1,29	1,37	1,44	1,46	1,42	1,42	1,59	1,59	1,59	1,61	1,69	1,72	2,30	2,17
800	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
900	1,30	1,38	1,47	1,50	1,45	1,44	1,62	1,64	1,65	1,66	1,75	1,77	2,42	2,26
1000	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
1200	1,32	1,42	1,52	1,54	1,50	1,47	1,68	1,71	1,74	1,73	1,86	1,88	2,60	2,40

4.161. Значения эффективных коэффициентов концентрации k_σ и k_τ для участков валов с поперечным отверстием



$\sigma_{пч}$, МПа	k_σ при d_0/D		k_τ при d_0/D 0,05—0,25
	0,05—0,15	0,15—0,25	
400	1,90	1,70	1,70
500	1,95	1,75	1,75
600	2,00	1,80	1,80
700	2,05	1,85	1,80
800	2,10	1,90	1,85
900	2,15	1,95	1,90
1000	2,20	2,00	1,90
1200	2,30	2,10	2,00

4.162. Значения эффективных коэффициентов концентрации k_σ и k_τ для участков валов со шпоночным пазом

$\sigma_{пч}$, МПа	Изготовление паза			
	концевой фрезой		дисковой фрезой	
				
	k_σ	k_τ	k_σ	k_τ
400	1,51	1,20	1,30	1,20
500	1,64	1,37	1,38	1,37
600	1,76	1,54	1,46	1,54
700	1,89	1,71	1,54	1,71
800	2,01	1,88	1,62	1,88
900	2,14	2,05	1,69	2,05
1000	2,26	2,22	1,77	2,22
1200	2,50	2,39	1,92	2,39

Пределы выносливости реальных конструкций осей и валов отличаются от пределов выносливости эталонных гладких образцов σ_{-1} и τ_{-1}. В расчетах этот фактор корректируется коэффициентами перехода:

$$k_{\sigma D} = [(k_\sigma/\varepsilon_\sigma) + \beta - 1]/k_y; \quad k_{\tau D} = [(k_\tau/\varepsilon_\tau) + \beta - 1]/k_y. \tag{4.149}$$

Эффективные коэффициенты концентрации k_σ и k_τ учитывают повышение нормальных и касательных напряжений на участках осей и валов с галтелями (табл. 4.160), с поперечными отверстиями (табл. 4.161), со шпоночными пазами (табл. 4.162), со шлицами (табл. 4.163), с различными типами посадок деталей (табл. 4.164). При нали-

4.163. Значения эффективных коэффициентов концентрации k_σ и k_τ для участков валов с прямобочными шлицами

$\sigma_{пч}$, МПа	k_σ	k_τ
400	1,35	2,10
500	1,45	2,25
600	1,55	2,35
700	1,60	2,45
800	1,65	2,55
900	1,70	2,65
1000	1,72	2,70
1200	1,75	2,80

чии на валу резьбового участка $k_\tau = 1$, а значения k_σ следует выбирать из ряда:

$\sigma_{пч}$, МПа	400	500	600	700
k_σ	1,45	1,78	1,96	2,20
$\sigma_{пч}$, МПа	800	900	1000	1200
k_σ	2,32	2,47	2,61	2,90

Экспериментально установлено, чем больше диаметр оси или вала, тем меньше его усталостная прочность. Значения коэффициентов влияния абсолютных размеров ε_σ и ε_τ при действии нормальных и касательных напряжений даны в табл. 4.165. Уменьшение шероховатости поверхности способствует повышению усталостной прочности. В расчетах это учитывается коэффициентом состояния поверхности β (табл. 4.166). При использовании упрочняющих технологических способов предел выносливости осей и валов увеличивается. В расчетах это учитывается коэффициентом упрочнения k_y (табл. 4.167). Если технологическое упрочнение не применяется, то коэффициенты перехода рассчитывают по формулам:

$$k_{\sigma D} = (k_\sigma + \beta - 1)/\varepsilon_\sigma; \quad k_{\tau D} = (k_\tau + \beta - 1)/\varepsilon_\tau. \quad (4.150)$$

При числе циклов изменения напряжений изгиба или кручения N больше базового числа циклов $N_0 = 4 \cdot 10^6$ коэффициент $k_c = 1$. Если $N < N_0$, то

$$k_c = \sqrt[m]{N_0/N} \leqslant 1{,}7.$$

Для нормализованных и улучшенных валов $m = 6 \div 7$. При использовании упрочняющей технологии для валов с концентраторами напряжений $m = 8 \div 9$.

Коэффициенты ψ_σ и ψ_τ (табл. 4.168) учитывают влияние асимметрии цикла переменных напряжений на усталостную прочность материалов осей и валов.

Если в рассматриваемом сечении имеется два концентратора напряжений (например, переходная посадка детали и шпоночный паз), то в расчетах учитывают один концентратор, имеющий большее значение эффективного коэффициента концентрации, k_σ или k_τ.

4.164. Значения эффективных коэффициентов концентрации K_σ и K_τ в зависимости от посадки деталей на вал

Диаметр вала, мм	Посадка	$\sigma_{пч}$, МПа							
		400	500	600	700	800	900	1000	1200
		k_σ							
Не более 30	С натягом	2,25	2,50	2,75	3,00	3,25	3,50	3,75	4,25
	Переходная	1,69	1,88	2,06	2,25	2,44	2,63	2,82	3,19
	С зазором	1,46	1,63	1,79	1,95	2,11	2,28	2,44	2,76
50	С натягом	2,75	3,05	3,36	3,66	3,96	4,28	4,60	3,20
	Переходная	2,06	2,28	2,52	2,75	2,97	3,20	3,45	3,90
	С зазором	1,80	1,98	2,18	2,38	2,57	2,78	3,00	3,40
Не менее 100	С натягом	2,95	3,28	3,60	3,94	4,25	4,60	4,90	5,60
	Переходная	2,22	2,46	2,70	2,96	3,20	3,46	3,98	5,20
	С зазором	1,92	2,13	2,34	2,56	2,76	3,00	3,18	3,64
		k_τ							
Не более 30	С натягом	1,75	1,90	2,05	2,22	2,35	2,50	2,65	2,95
	Переходная	1,41	1,53	1,64	1,75	1,86	1,98	2,09	2,31
	С зазором	1,28	1,38	1,47	1,57	1,67	1,77	1,86	2,06
50	С натягом	2,05	2,23	2,52	2,60	2,78	3,07	3,26	3,62
	Переходная	1,64	1,87	2,03	2,15	2,28	2,42	2,57	2,74
	С зазором	1,48	1,60	1,71	1,83	1,95	2,07	2,20	2,42
Не менее 100	С натягом	2,17	2,37	2,56	2,76	2,95	3,16	3,34	3,76
	Переходная	1,73	1,88	2,04	2,18	2,32	2,48	2,80	2,92
	С зазором	1,55	1,68	1,83	1,94	2,06	2,20	2,31	2,58

4.165. Значения коэффициентов влияния абсолютных размеров

Наименьший диаметр вала в зоне концентрации, мм	Сталь			
	углеродистая		легированная	
	ε_σ	ε_τ	ε_σ	ε_τ
Св. 20 до 30	0,91	0,89	0,83	0,89
» 30 » 40	0,88	0,81	0,77	0,81
» 40 » 50	0,84	0,77	0,73	0,78
» 50 » 60	0,81	0,76	0,70	0,76
» 60 » 70	0,78	0,74	0,68	0,74
» 70 » 80	0,75	0,73	0,68	0,73
» 80 » 100	0,73	0,72	0,64	0,72
» 100 » 120	0,70	0,70	0,62	0,70
» 120 » 150	0,68	0,68	0,60	0,68

4.166. Значения коэффициентов состояния поверхности β

Вид обработки	Параметр R_a, мкм	$\sigma_{пч}$, МПа		
		400	800	1200
Шлифование	0,32—0,16	1	1	1
Обточка	2,5—0,63	0,95	0,90	0,80
Обдирка	6,3—3,2	0,85	0,80	0,65
Без обработки	—	0,75	0,65	0,45

4.167. Значения коэффициентов упрочнения k_y

Вид обработки поверхности	$\sigma_{пч}$ сердцевины, МПа	Гладкие валы	Валы с концентраторами напряжений	
			$k_\sigma \leqslant 1,5$	$k_\sigma > 1,8$
Закалка с нагревом т. в. ч.	600—800	1,5—1,7	1,6—1,7	2,4—2,8
	800—1100	1,3—1,5	—	—
Азотирование	400—600	1,8—2,0	3	—
	900—1200	1,1—1,25	1,5—1,7	1,7—2,1
Цементация	400—600	1,8—2,0	3	—
	700—800	1,4—1,5	—	—
	1000—1200	1,2—1,3	2	—
Дробеструйный наклеп	600—1500	1,1—1,25	1,5—1,6	1,7—2,1
Обкатка роликом	600—1500	1,1—1,3	1,3—1,5	1,6—2,0

Общий запас по выносливости для осей и валов общего назначения должен быть в пределах $[n] = 1,5 \div 1,8$. Если условие (4.146) не выполняется, то следует увеличить диаметры в опасных сечениях либо выбрать материалы с более высокими механическими характеристиками.

Особенности выполнения чертежей. Оси и валы являются телами вращения, поэтому их следует изображать на чертежах в положении, соответствующем их установке на станке при обработке, т. е. геометрическая ось деталей должна быть параллельна основной надписи чертежа (угловому штампу). Учитывая последовательность обработки поверхностей, изображение оси или вала располагают так, чтобы ступени больших размеров были слева (рис. 4.74).

Осевые размеры ступеней не допускается указывать в виде замкнутой цепи. Их располагают, как правило, под изображением оси или вала, но не более, чем на четырех уровнях. Размеры фасок, галтелей и канавок в общую размерную цепь не включают. Изображения канавок для выхода шлифовального круга и поперечных сечений шпоночных пазов часто выносят отдельно с увеличением масштаба.

4.168. Значения коэффициентов ψ_σ и ψ_τ

Марка стали	$\sigma_{пч}$, МПа	ψ_σ	ψ_τ
Ст5сп, 45, 20	560	0	0
20Х	650	0,05	0
45	800	0,1	0
45, 40Х, 40ХН	800	0,1	0,05
12ХН3А	950	0,1	0,05
12Х2Н4А, 18ХГТ	1100	0,15	0,1

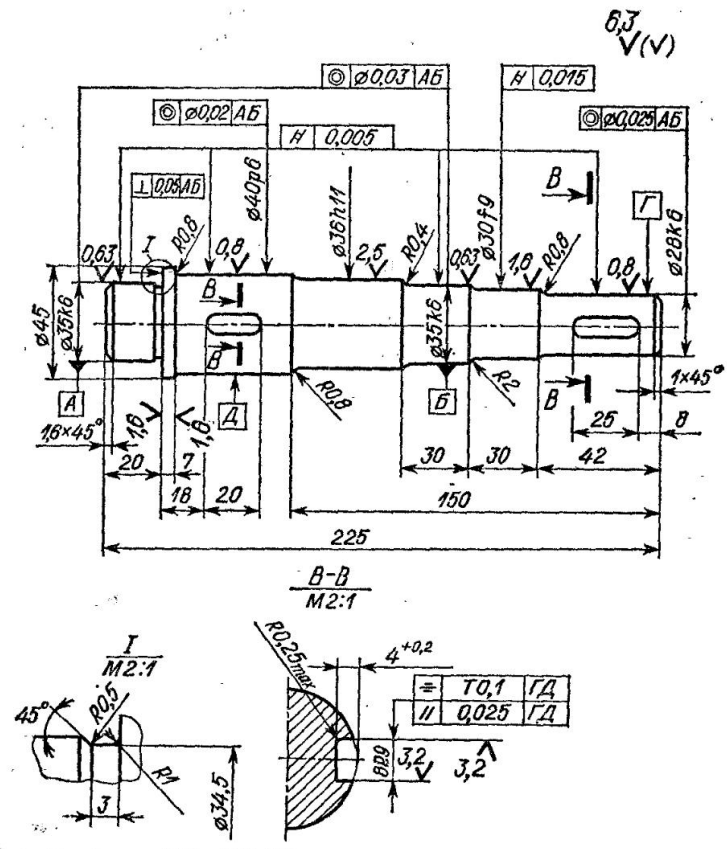
Примечание. Указанные значения ψ_σ и ψ_τ для стали 40Х применимы также при меньших $\sigma_{пч}$.

Базовыми являются посадочные поверхности для подшипников качения или скольжения. Условные обозначения допусков форм и расположения поверхностей рекомендуется указывать над изображением.

4.169. Рекомендуемые степени точности для допусков расположения поверхностей

Тип детали на валу	Степень точности по СТ СЭВ 636—77 для допуска	
	соосности	перпендикулярности
Зубчатое колесо степени точности:		
6	5	5
7 и 8	6	6
9	7	7
Червячное колесо степени точности:		
6	6	6
7 и 8	7	7
9	8	8
Подшипники шариковые радиальные и радиально-упорные	7	8
Подшипник радиальный с короткими роликами	6	7
Подшипник конический роликовый	5	6

Примечание. Значения допусков следует выбирать по табл. 1.40 и 1.41.



1. *Твердость 260—285 НВ*
2. *Неуказанные предельные отклонения размеров: валов — t, остальных $\pm t/2$ среднего класса точности по СТ СЭВ 302—76*

Рис. 4.74. Прямой вал

Допуск цилиндричности поверхности $\Delta_ц$ (знак ⌭) назначают по ГОСТ 24643—81 (СТ СЭВ 636—77) либо рассчитывают с учетом допуска диаметра ступени Т

$$\Delta_ц \approx 0{,}3T.$$

Допуски расположения поверхностей зависят от типа насаживаемой на вал детали. Допуск соосности поверхностей (знак ◎ и допуск перпендикулярности базового

торца бурта (знак ⊥) выбирают по СТ СЭВ 636—77 в зависимости от степени точности, которая для наиболее распространенных деталей может быть определена по табл. 4.169.

Назначением допуска цилиндричности ограничивают концентрацию давления на посадочных поверхностях. Допуск соосности способствует обеспечению заданных норм кинематической точности передач. Допуск перпендикулярности базового торца предназначен для уменьшения перекоса внутренних колец подшипников качения. Если отношение длины посадочного отверстия к его диаметру насаживаемой детали меньше 0,8, то задают допуск перпендикулярности базового торца бурта со стороны ступицы детали.

Литература [6, 23, 32].

4.10. Гибкие проволочные валы

Гибкие валы применяют для передачи вращательного движения между деталями, относительное положение которых в процессе работы механизма изменяется. В соответствии со своим функциональным назначением гибкие валы должны обладать большой жесткостью по кручению при малой жесткости по изгибу. Этим требованиям отвечают конструкции, выполненные в виде многослойных витых пружин кручения.

Число проволок в слое гибких валов, параметры которых установлены ГОСТ 13225—80*, равно четырем. По мере увеличения диаметра вала возрастает число слоев от 4 до 9. Слои изготавливают из пружинной углеродистой проволоки по ГОСТ 9389—75* диаметром от 0,3 до 2,5 мм. Диаметр проволоки увеличивается с ростом диаметра слоя. Соседние слои имеют противоположное направление навивки (рис. 4.75, *а*). В центре вала установлен сердечник диаметром d от 0,4 до 0,8 мм, который после изготовления вала может быть удален.

Гибкие валы выполняют двух типов: *правого вращения*, наружный слой которого имеет левую навивку, и *левого вращения* с наружным слоем правой навивки. Эти особенности конструктивного исполнения обусловлены необходимостью затягивания наружного слоя за счет уплотнения внутренних слоев при передаче крутящего момента. В условных обозначениях гибких валов указывают условный диаметр D_y, полученный округлением номиналь-

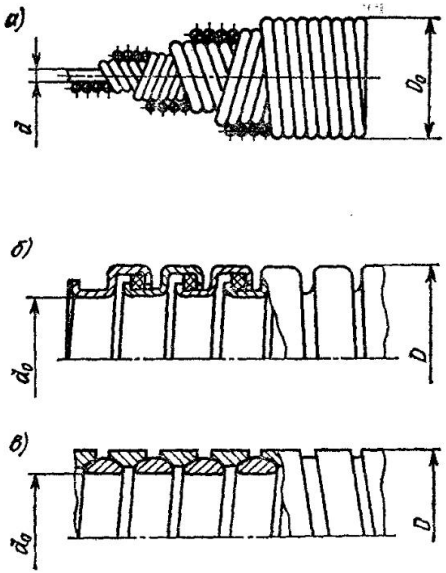


Рис. 4.75. Коиструктивные элементы гибких валов

ного диаметра D_0 до целого числа. Валы левого вращения обозначают дополнительной буквой Л. Например, гибкий вал правого вращения с $D_y = 6$ мм имеет условное обозначение

*Гибкий вал ВС—6 ГОСТ 13225—80**;

а вал левого вращения с указанием буквы Л — обозначение

*Гибкий вал ВС—6Л ГОСТ 13225—80**.

В условных обозначениях возможно указание длины вала (3000 мм):

*Гибкий вал ВС—6Л—3000 ГОСТ 13225—80**.

Гибкие валы правого и левого вращения можно использовать для передачи движения в направлениях, противоположных установленным, но при уменьшении допускаемого крутящего момента на 50 %.

Для защиты от повреждений и загрязнений, сохранения смазки гибкие валы помещают в *броню*. ГОСТ 11626—80* предусматривает изготовление брони двух типов: *ленточной* типа БЛ (рис. 4.75, *б*) и *двухпроволочной* типа БДП (рис. 4.75, *в*). Ленточную броню выполняют из холоднокатаной ленты по ГОСТ 503—81* из сталей марок 08кп и 10кп. В качестве уплотнительных элементов для брони с внутренним диаметром d_0 до

4.170. Основные параметры гибких проволочных валов с броней

Обозначение вала	$D_в$, мм	$d_э$, мм		D, мм		Наименьший эксплуатационный радиус при изгибе R, мм	Наибольший момент $M_р$ для прямого вала, Н·м	Допустимая частота вращения ω, $с^{-1}$	Расчетная частота вращения $\omega_р$, $с^{-1}$
		БЛ	БДП	БЛ	БДП				
ВС-3, ВС-3Л	3,2	5,5	5,5	9,0	9,5	75	0,245	200	165
ВС-4, ВС-4Л	4,2	6,5	6,5	10,0	10,5	100	0,314	167	133
ВС-6, ВС-6Л	6,2	8,5	8,5	12,3	13,0	125	0,637	100	100
ВС-8, ВС-8Л	8,2	11,5	11,5	17,3	16,0	150	0,98	100	92
ВС-10, ВС-10Л	10	13,5	13,5	21,2	20,5	200	1,96	83,5	75
ВС-12, ВС-12Л	12	16,5	16,0	26,0	23,0	250	3,92	75	66,6
ВС-16, ВС-16Л	16	21,0	—	30,5	—	300	13,23	41,6	33,4
ВС-20, ВС-20Л	20	25,0	—	35,0	—	300	21,56	33,4	25
ВС-25, ВС-25Л	25	30,5	—	42,0	—	400	36,26	25	20
ВС-30, ВС-30Л	30	36,0	—	48,5	—	400	58,80	20	16,7

11,5 мм применяют хлопчатобумажную крученую пряжу, а при $d_0 \geqslant 13{,}5$ мм — асбестовый шнур по ГОСТ 1779—83. Двухпроволочную броню изготовляют в виде двух слоев: внутренний — из стальной углеродистой пружинной проволоки, а наружный — из низкоуглеродистой стали 08кп и 10 кп.

В условные обозначения гибких валов с броней добавляют тип брони:

*Гибкий вал с броней ВС—БЛ—6 ГОСТ 13226—80**,

*Гибкий вал с броней ВС—БДП—6Л ГОСТ 13226—80**.

Основные параметры гибких валов с броней регламентированы ГОСТ 13226—80* (табл. 4.170). Гибкие валы с броней выбирают по наибольшему крутящему моменту $M_р$, который ориентировочно находят по формуле

$$M_р = M_к k k_1 k_v / \eta,$$

где $M_к$ — среднее значение заданного крутящего момента на ведомом конце вала; k — коэффициент закрепления брони (для брони типа БЛ $k = 1{,}1$, типа БДП $k = 0{,}8$); k_1 — коэффициент режима (табл. 4.171); k_v — скоростной коэффициент, учитывающий значения эксплуатационной частоты вращения $\omega_э$ и расчетной $\omega_р$ (табл. 4.170), $k_v = \omega_э/\omega_р$.

4.171. Значения коэффициента режима работы k_t

Отклонения $M_к$ от среднего момента при пуске, %	Отклонения $M_к$ от среднего момента в установившемся режиме, %	k_t при непрерывной работе и включениях через 15 мин и более	k_t при включениях с интервалами от 10 до 15 мин	k_t при включениях с интервалами через 10 мин и менее
+25	±10	1,00/1,20	1,00/1,20	1,10/1,30
+50	±15	1,20/1,35	1,20/1,45	1,30/1,55
+100	±30	1,30/1,45	1,45/1,55	1,60/1,80
+200	±50	1,55/1,70	1,70/1,90	2,10/2,30

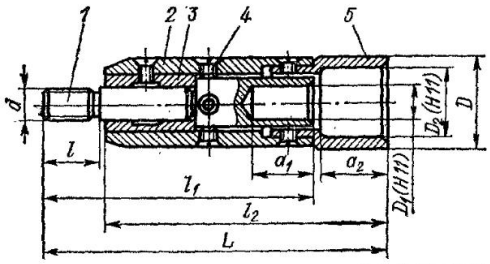
Примечание. В числителе указаны значения k_t при длине вала L до $100D_у$, в знаменателе — при L свыше $100D_у$.

4.172. Значения наибольшего крутящего момента $M_р$ гибких валов правого и левого вращения с броней при изгибе, Н·м

Типоразмер вала	Радиус изгиба вала R, мм					
	1000	750	600	500	400	300
ВС-3	0,245	0,245	0,245	0,245	0,245	0,196
ВС-4	0,314	0,314	0,314	0,314	0,265	0,265
ВС-6	0,637	0,627	0,588	0,549	0,510	0,470
ВС-8	0,980	0,882	0,784	0,784	0,686	0,637
ВС-10	1,96	1,76	1,57	1,372	1,372	1,352
ВС-12	3,92	3,626	3,43	2,94	2,45	1,96
ВС-16	11,76	10,78	9,8	8,82	6,37	4,9
ВС-20	19,6	16,17	14,21	12,74	8,82	6,86
ВС-25	29,4	22,54	16,66	12,25	8,33	—
ВС-30	44,1	39,2	29,4	17,64	9,8	—

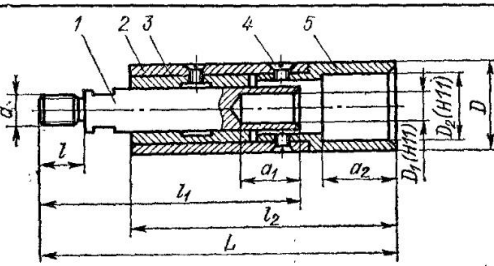
Типоразмер вала	Радиус изгиба вала R, мм					
	250	200	150	120	100	75
ВС-3	0,196	0,196	0,147	0,147	0,118	0,098
ВС-4	0,265	0,225	0,225	0,176	0,137	—
ВС-6	0,431	0,392	0,294	0,196	—	—
ВС-8	0,637	0,539	0,392	—	—	—
ВС-10	1,078	0,980	—	—	—	—
ВС-12	1,778	—	—	—	—	—
ВС-16	—	—	—	—	—	—
ВС-20	—	—	—	—	—	—
ВС-25	—	—	—	—	—	—
ВС-30	—	—	—	—	—	—

4.173. Габаритные и присоединительные размеры арматуры с опорами скольжения для ведомого конца гибкого вала с броней, мм



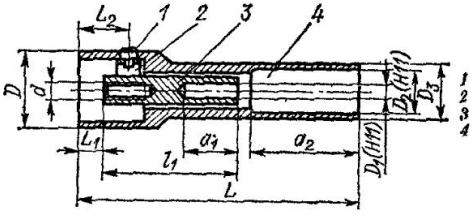
Обозначение арматуры	L	D	l	d	l_1	a_1	l_2	D_2		a_2
								БЛ	БДП	
АС-1-8	92	24	15	М8	72	16	75	18,0	16	18
АС-1-10	99	26	15	М10	80	20	82	21,2	21	22
АС-1-12	103	30	15	М10	90	25	86	26,0	23	22
АС-1-16	121	35	20	М12	112	32	99	30,5	—	22
АС-1-20	133	40	20	М16	130	40	111	35,0	—	25
АС-1-25	159	48	25	М16	153	50	131	42,0	—	32
АС-1-30	179	53	25	М20	177	60	152	48,5	—	38

4.174. Габаритные и присоединительные размеры арматуры с опорами скольжения для ведущего конца гибкого вала с броней, мм



Обозначение арматуры	L	D	l	d	l_1	a_1	l_2	D_2		a_2
								БЛ	БДП	
АС-2-8	96	24	12	М8	70	16	72	18,0	16	18
АС-2-10	106	26	15	М10	85	20	78	21,2	21	22
АС-2-12	122	30	20	М12	110	25	84	26,0	23	22
АС-2-16	136	35	20	М16	130	32	98	30,5	—	22
АС-2-20	160	40	25	М16	150	40	105	35,0	—	25
АС-2-25	187	48	25	М24	175	50	136	42,0	—	32
АС-2-30	200	53	25	М24	190	60	152	48,5	—	38

4.175. Габаритные и присоединительные размеры арматуры без опор для гибких валов с броней, мм



Обозначение арматуры	L	D	L_1	L_2	d	l_1	D_1	a_1	D_2		D_3	a_2
									БЛ	БДП		
АБ-3	52	15	3,0	8	М3	25	3	10	9,0	10	12,0	22
АБ-4	62	17	4,0	11	М4	30	4	12	10,0	11	13,0	25
АБ-5	75	20	6,5	13	М5	36	5	15	11,2	12	14,5	30
АБ-6	90	22	8,0	15	М6	45	6	18	12,3	13	16,0	35
АБ-8	115	25	10,0	18	М8	60	8	24	18,0	16	22,0	42
АБ-10	140	32	12,0	20	М10	65	10	30	21,2	21	25,5	50

КПД передачи η зависит от многих факторов. Ориентировочно для прямых гибких валов $\eta = 0{,}80 \div 0{,}95$, для изогнутых на 90° по наименьшему эксплуатационному радиусу $\eta = 0{,}70 \div 0{,}85$. С уменьшением условного диаметра $D_у$ с 30 до 3 мм КПД изогнутых валов снижается приблизительно на 15 %, с увеличением числа изгибов — до 10 % на каждый изгиб, с повышением скорости — на 2 %, при использовании на концах арматуры — на 4 %. с увеличением длины вала на каждые 3 м — на 1 %.

Полный средний ресурс гибких валов с броней составляет не менее 45 млн оборотов. В целях обеспечения полного ресурса изогнутых валов значения допускаемых крутящих моментов $M_р$ следует уменьшать в зависимости от радиуса изгиба центральной оси вала R (табл. 4.172).

Концы валов отжигают на длине не менее $3D_у$ для соединения с арматурой пайкой припоем ПОССу 18—0,5 по ГОСТ 21930—76*. Для валов с $D_у$ от 8 до 30 мм выпускается арматура с опорами скольжения: для ведо-

мого конца — типа АС-1 (табл. 4.173) и ведущего — типа АС-2 (табл. 4.174). Гибкий вал устанавливают в расточку наконечника *1*, опорой которого служит подшипниковая втулка *3* из бронзы БрАЖ9-4. Броию припаивают к муфте *5*, закрепленной в корпусе *2*. Резьба на наконечниках выполняется правой или левой в зависимости от направления вращения гибкого вала.

Для гибких валов с $D_у$ от 3 до 16 мм используют арматуру с опорами качения типа АК, а для валов с $D_у$ от 3 до 10 мм — арматура без опор типа АБ (табл. 4.175).

Литература [26].

Предметный указатель

А

Арматура концов гибких валов 657, 658
Армированный сильфон 354, 375—378
Архимедов червяк 525
Асинфазное движение 579

Б

Базовые поверхности валов 651
— — зубчатых колес 472
— — конических зубчатых колес 510
— — червяка 537
— — червячного колеса 539
Бельвилля пружина 312
Биение радиальное 86
— торцовое 86
Блок мембранных коробок 332
Блочные зубчатые колеса 470, 471
Бобышка 145
Боковой зазор 438, 444—447
Бойса пружина 417
Броня гибких валов 654, 655
Бурдона пружина 410
Бурт 623

В

Вал гибкий проволочный 653
— прямой 621—623
Вал-шестерня 461, 463, 510
Взаимозаменяемость 49
Винтовая зубчатая передача 428
Винтообразные трубчатые пружины 417, 418
Выдавки штампованных деталей 153—155
Высотное корригирование 436
Выходные концы валов 633, 634

Г

Галтель 623, 627
Гиперболоидная зубчатая передача 428
Гипоидная зубчатая передача 428
Гистерезис 195, 196
Глобоидная червячная передача 429
Гофр 328

Д

Давление критическое сильфонов 362
— — хлопающих мембран 341
— разрушающее предохранительных мембран 341
Двухзвездные цепные передачи 569
Делительная окружность 435
— прямая 435
— толщина по хорде витка червяка 548
Делительный угол подъема червяка 527
Дисковые зубчатые колеса 464, 465
Длина нарезанной части червяка 528
— общей нормали 440
Допуск 50
Допуски размеров отливок 140
— — штампованных деталей 152,

161, 165
— углов 74—76
— формы 77—80

Ж

Жесткий центр 323
Жесткость стержней 32
— — при кручении 46
— — — поперечном изгибе 33
— — — растяжении 33
— — — сжатии 38
— тарельчатых пружин 319
— упругих элементов 190

З

Задир 530
Зазороустраняющее зубчатое колесо 470
— червячное колесо 536
Запас выносливости 128, 644
— прочности 12, 127, 128, 642
— резьбы 133
— устойчивости 38
Зацепление внутреннее 426
— наружное 426
Звездочки 583
Зубчато-реечная передача 429

И

Изнашивание 29
Износ 29
Износостойкость 31
Исходный контур 430
— — цилиндрических и конических зубчатых колес 432
— производящий червяк 434
— червяк 433, 434

К

Канавки для выхода зуборезных долбяков 472
— — — шлифовального круга 627
Кованые зубчатые колеса 467, 508
Кольца внутренние концентрические 306
— — эксцентрические 308
— наружные концентрические 302
— — эксцентрические 304
Комплект тарельчатых пружин 320, 321
Конволютный червяк 526
Коническая зубчатая передача 427
Контакт зубьев 441
Концевые детали сильфонов 388—395
Концы валов выходные 633, 634
Коромысло кулачкового механизма 605
Корригирование зубчатых колес 434
Косозубое колесо 426
Коэффициент асимметрии цикла 16, 644
— влияния абсолютных размеров 649
— диаметра червяка 527
— запаса прочности 12
— изменения расчетной толщины зуба 500
— концентрации напряжений 646—649
— нерегулярности процесса 20
— применяемости 4
— приведения длины 39, 44, 45
— пересчета геометрических характеристик сечения 643
— режима работы гибких валов 656
— сгиба штампованных деталей 159, 160
— смещения 436
— состояния поверхности 648, 650
— угла головки зуба 505
— упрочнения 650
— формы зуба 457
— чувствительности термобиметаллов 244
Кривая усталости 17
Критерии выбора материала 8
Критерий необходимости расчета на выносливость 645
Круглость 81
Кулачковые механизмы 605

Л

Линия зацепления 453
Литые зубчатые колеса 467, 468, 508
Ломающиеся мембраны 345

М

Манжетные мембраны 348
Матрица оптимизации выбора ма-

териала 20
— — решений 9
Межосевое расстояние ременной передачи 595
— — цепной передачи 570
— — цилиндрической зубчатой передачи 456
— — червячной передачи 528
Межосевой угол 498
Мембранный сильфон 354
Многовитковые трубчатые пружины 416, 417
Многозвездные цепные передачи 569
Многослойный сильфон 354, 379
Модель оптимизации 7—15
Модификация зубьев 431
Модуль зубьев 431
Момент инерции осевой 40—43
— — полярный 47, 48
— сопротивления сечений 14, 643
Монтажный размер зубчато-реечной передачи 559

Н

Напряжение допускаемое 11, 28, 131
— кольцевое 423
— контактное 23, 24, 26, 27
— меридиональное 423
— окружное 323
— переменное 16
— радиальное 323
— расчетное 13
— случайное 19
— температурное 247
— эквивалентное 324, 365
Недорез резьбы 124—127
Нелинейность 188
Неортогональная коническая зубчатая передача 427
Нерегулярное нагружение 19
Нулевое зубчатое колесо 435

О

Обод зубчатого колеса 468
Оболочка 4
Обрезиненный сильфон 356
Одновитковая трубчатая пружина 410
Однослойный сильфон 354, 367—375
Оптимизация размеров 12
Ортогональная коническая зубчатая передача 427
Осевая форма зуба 500, 501
Основная окружность 452
Ось 621—625
Отбортовка литых деталей 146
— пластмассовых деталей 182
— штампованных деталей 153, 154, 156
Относительный угол поворота сечения 419
Отрицательное зубчатое колесо 436
Отрывные мембраны 345

П

Параллельность 86
Перемещения гофрированных мембран 337
— изогнутых пружин 222—223
— — трубчатых пружин 420
— консольных и однопролетных балок 34—37
— мембран с жестким центром 326
— плоских пружин 216—220
— прямых трубчатых пружин 408
— сильфонов
— стержней при растяжении 33
— тарельчатых пружин 314—318
— термобиметаллических пружин 245, 246
— толкателей 610
Передаточное число конической зубчатой передачи 497
— — ременной передачи 593
— — цепной передачи 572
— — цилиндрической зубчатой передачи 456
— — червячной передачи 572
Пересечение осей 86
Перпендикулярность 86
Пластина 4
Пластмассовое зубчатое колесо 469
Пластмассы для литья и прессования 169
— — механической обработки 167
Плоскостность 80
Площадь контакта 22, 23, 26, 27
Податливость 33
Подвес 205, 210, 212, 214
Подрезание зубьев 436
Поле допуска 52
Ползун кулачкового механизма

605
Положительное зубчатое колесо 436
Полюс зацепления 453
Посадки рекомендуемые 55—57
Последействие 197—200
Постоянная хорда 482—484
Предел выносливости 17—18
Предельные отклонения валов 59—67
— — осевых валов 67
— — — отверстий 59
— — отверстий 68—72
Пример расчета длительности упругого последействия 199, 200
— — звездочки цепной передачи 589, 590
— — конической пружины сжатия 294, 295
— — корригированной косозубой шестерни 495—497
— — мелкомодульного конического прямозубого колеса 520—523
— — — некорригированного прямозубого колеса 492, 493
— — параметров нормального пружинного двигателя 238
— — проволочного разрезного кольца 301
— — пружины кручения 285
— — — растяжения 272—274
— — — сжатия 269—271
— — термобиметаллической пружины 248, 249
— — трехжильной пружины сжатия 280, 281
— — червяка и червячного колеса 553—555
— — шкива клиноременной передачи 602, 603
Проволока пружинная 250—258, 272
Прогиб относительный 324, 325
Проточка резьб 125—130
Прямозубое колесо 426
Прямолинейность 80
Пята 623
Пятно контакта 440

Р

Рабочий профиль кулачка 607
Равностенная трубчатая пружина 411
Радиус-вектор профиля кулачка 616—617
Развод резцов зуборезных головок 504
Разрывные мембраны 342
Растяжка 205—209, 212, 214, 215
Резьба для пластмасс 179, 181, 182
— круглая 118
— метрическая 101
— — коническая 120
— окулярная 112
— трапецеидальная 110
— трубная 122
— упорная 117
Ремни клиновые 593—595
Ресурс сильфонов 375
Рифления пластмассовых деталей 183
Рифты 153, 157
Ряды номинальных линейных размеров 51

С

Сбег резьбы 124, 125
Сварной сильфон 395—407
Симметричность 86
Синфазное движение звездочек 579
Смещенный кулачковый механизм 606
Соосность 86
Сопряжения стенок отливок 143, 144
— — пластмассовых деталей 175, 176
Спироидная зубчатая передача 428
Срезные мембраны 345
Сферические мембраны 348

Т

Теоретический профиль кулачка 607
Термобиметаллы 243, 244
Ткани прорезиненные 346
Толкатель 605, 619—621
Торсион 409
Триб-вал 461, 463
Трубы манометрические 413—415
Тяговый момент 420
Тяговое усилие 421

У

Угловое корригирование зубьев 436

Угол ближнего выстоя 607
— давления 608
— дальнего выстоя 607
— делительного конуса 497
— дополнительного конуса 512
— закручивания 46
— зацепления 453
— обхвата 529, 592
— приближения 607
— профиля зуба 453
— разворота звена цепи 571
— удаления 607
— эвольвентный 453—455
Уклон формовочный 141, 173, 174
Упругая характеристика 187, 188, 232, 234, 290, 339
Усталость 17
Усталостное изнашивание 30
Устойчивость 38, 262, 263

Ф

Фаски валов 623, 627
— зубчатых венцов 461
— резьбы 125—127
Фрикционные материалы 32

Ц

Цапфа 623
Целевая функция 7
Центральный кулачковый механизм 606
Центровые отверстия валов 635—637
Цепи 573—578
Цикл переменных напряжений 16
Цилиндричность 81
Цилиндрическая зубчатая передача 426

Ч

Червяк насадной 533
Чертеж дискового кулачка 618
— звездочки для однорядной цепи 591
— конической пружины 296
— конической шестерни с круговыми зубьями 524
— косозубой корригированной шестерни 494
— — рейки 567
— литой детали 147
— мелкомодульного прямозубого конического колеса 523
— — — цилиндрического колеса 491
— — червяка 556
— — червячного колеса 557
— прямого вала 652
— пружины качения 285
— — растяжения 275
— — — сжатия 268
— — с межвитковым давлением 275
— спиральной заводной пружины 239
— трехвильной пружины сжатия 279
— шкива клиноремённой передачи 604
Число витков червяка 526
— зубьев звездочки цепной передачи 584
— — конического колеса 527
— — цилиндрического колеса 458, 459
— — червячного колеса 527
Чувствительность 189

Ш

Шаг 431, 434
Шевронное колесо 427
Шейка 623
Шероховатость 88—93
Шип 623
Шкив 598—604
Шлицевые соединения 629—632
Шпонки призматические 628—632
Штампованные зубчатые колеса 467, 508

Э

Эвольвента 452, 453
Эвольвентный угол 453—455
— червяк 525
Эквивалентное число зубьев 458
Эксцентриковый кулачковый механизм 613
Эффективная площадь 191, 326, 338, 351—353, 359

Список литературы

1. **Альшиц И. Я., Благов Б. Н.** Проектирование деталей из пластмасс: Справ. — Изд. 2-е, доп. и перераб. — М.: Машиностроение, 1977. — 215 с.

2. **Андреева Л. Е.** Упругие элементы приборов. — 2-е изд., доп. и перераб. — М.: Машиностроение, 1981. — 392 с.

3. **Анисимов Н. Ф., Благов Б. Н.** Проектирование литых деталей. — М.: Машиностроение, 1967. — 272 с.

4. **Атлас** конструкций элементов приборных устройств: Учеб. пособие для студентов приборостроител. спец. вузов/А. А. Буцев, А. И. Еремеев, Ю. И. Кокорев и др.; Под ред. О. Ф. Тищенко. — М.: Машиностроение, 1982. — 116 с.

5. **Биргер И. А., Шор Б. Ф., Иосилевич Г. Б.** Расчет на прочность деталей машин: Справ. — 3-е изд., доп. и перераб. — М.: Машиностроение, 1979. — 702 с.

6. **Валы** и оси. Конструирование и расчет/С. В. Серенсен, Б. М. Громан, В. П. Когаев, Р. М. Шнейдерович. — 2-е изд. — М.: Машиностроение, 1970. — 320 с.

7. **Водяник В. И.** Эластичные мембраны. — М.: Машиностроение, 1974. — 136 с.

8. **Готовцев А. А., Котенок И. П.** Проектирование цепных передач: Справ. — 2-е изд., доп. и перераб. — М.: Машиностроение, 1982. — 336 с.

9. **Допуски** и посадки: Справочник в 2-х ч./В. Д. Мягков, М. А. Палей, А. Б. Романов, В. А. Брагинский. — 6-е изд., доп. и перераб. — Л.: Машиностроение, 1982. — Ч. 1. 543 с; — Ч. 2. 448 с.

10. **Дунаев П. Ф., Леликов О. П.** Детали машин. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для машиностроит. спец. техникумов. — М.: Высш. шк., 1984. — 336 с.

11. **Залесов В. Н., Даев И. Ф.** Пластическое деформирование вытеснительных диафрагм. — М.: Машиностроение, 1977. — 72 с.

12. **Заплетохин В. А.** Конструирование соединений деталей в приборостроении: Справ. — Л.: Машиностроение, 1985. — 223 с.

13. **Заплетохин В. А.** Определение нелинейности упругих характеристик измерительных мембран. — М.: Измеритель. техника, 1970.— № 7. — С. 26—27.

14. **Заплетохин В. А.** Функциональная взаимозаменяемость формованных сильфонов. — М.: Приборы и системы упр. 1972. — № 6. — С. 39—40.

15. **Зинкевич О. С., Шумский Н. П.** Винтообразная манометрическая пружина. — Л.: Приборостроение. Изв. вузов, 1973. — № 8. — С. 81—83.

16. **Зубцов М. Е.** Листовая штамповка. Л.: Машиностроение, 1980. — 431 с.

17. **Истомин С. Н.** Проектирование мелкомодульных передач приборов с применением ЭВМ. — М.: Машиностроение, 1985. — 176 с.

18. **Калашников С. Н., Калашников А. С.** Зубчатые колеса и их изготовление. — Л.: Машиностроение, 1983. — 264 с.

19. **Когаев В. П.** Расчеты на прочность при напряжениях переменных во времени. — М.: Машиностроение, 1977. — 232 с.

20. **Комбалов В. С.** Влияние шероховатости твердых тел на трение и износ. — М.: Наука, 1974. — 112 с.

21. **Крагельский И. В., Михин Н. М.** Узлы трения машин: Справочник. — М.: Машиностроение, 1984. — 280 с.

22. **Краткий** справочник металлиста/Под общ. ред. П. Н. Орлова, Е. А. Скороходова. — 3-е изд., доп. и перераб. — М.: Машиностроение, 1986. — 960 с.

23. **Курсовое** проектирование деталей машин: Учеб. пособие для студентов машиностроит. спец. вузов/В. Н. Кудрявцев, Ю. А. Державец, И. И. Арефьев и др.; Под общ. ред. В. Н. Кудрявцева. — Л.: Машиностроение, 1983. — 400 с.

24. **Левитан Ю. В., Обморнов В. П., Васильев В. И.** Червячные редукторы: Справ. — Л.: Машиностроение, 1985. — 168 с.

25. **Медников М. И.** Вводы движения в вакуум. М.: Машиностроение. 1974.—184 с.

26. **Милосердии Ю. В., Семенов Б. Д., Кречко Ю. А.** Расчет и конструирование механизмов приборов и установок: Учеб. пособие для инженерно-физич. и приборостроител. спец. вузов. — 2-е изд., доп. и перераб. — М.: Машиностроение, 1985. — 408 с.

27. **Ольховский Н. Е.** Предохранительные мембраны. М.: Химия, 1976. — 152 с.

28. **Полимеры** в узлах трения машин и приборов: Справ./Под ред. А. В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 1980. — 208 с.

29. **Пономарев С. Л., Андреева Л. Е.** Расчет упругих элементов машин и приборов. — М.: Машиностроение, 1980. — 326 с.

30. **Попов Н. Н.** Расчет и проектирование кулачковых механизмов. — 2-е изд., доп. и перераб. — М.: Машиностроение, 1980. — 214 с.

31. **Производство** зубчатых колес/Под ред. Б. А. Тайца. — 2-е изд., доп. и перераб. — М.: Машиностроение, 1975. — 708 с.

32. **Расчет** деталей машин на ЭВМ: Учеб. пособие для машиностроител. вузов/Д. Н. Решетов, С. А. Шувалов, В. Д. Дудков и др.; Под ред. Д. Н. Решетова и С. А. Шувалова.— М.: Высш. шк., 1985. — 368 с.

33. **Романовский В. П.** Справочник по холодной штамповке. — 6-е изд. — Л.: Машиностроение, 1979. — 520 с.

34. **Румянцев А. В.** Технология изготовления кулачков. — М.: Машиностроение, 1969. — 232 с.

35. **Справочник** технолога-приборостроителя: В 2-х т. — 2-е изд., доп. и перераб./Под ред. П. В. Сыроватченко. — М: Машиностроение, 1980. — Т. 1. — 607 с.; — Т. 2. — 463 с.

36. **Сильфоны.** Расчет и проектирование/Л. Е. Андреева, А. И. Беседа, Ю. А. Богдаиова и др.; Под ред. Л. Е. Андреевой. — М.: Машииостроеиие, 1975. — 156 с.

37. **Теорня** механизмов и машии: Учеб. для втузов/К. В. Фролов, С. А. Попов, А. К. Мусатов и др.; Под ред. К. В. Фролова. — М.: Высш. шк., 1987. — 496 с.

38. **Трение,** изиашиваиие и смазка: Справ.: В 2-х ки./Под ред. И. В. Крагельского, В. В. Алисиина. — М.: Машиностроение, 1978. — Ки. 1. — 400 с.

39. **Шкунаев Э. К.** Червячные передачи точной механики. М.: Машииостроение, 1973. — 117 с.

40. **Якушев А. И., Воронцов Л. Н., Федотов Н. М.** Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измереиия: Учеб. для втузов.— 6-е изд., доп. и перераб. — М.: Машиностроеиие, 1986. — 352 с.

Оглавление

Предисловие 3

Глава 1. Общие сведения о деталях 4

1.1. Назначение и классификация . . . . . —
1.2. Прочность при статическом нагружении . . . 6
1.3. Прочность при переменных нагружениях . . . 16
1.4. Контактная прочность 21
1.5. Износостойкость 29
1.6. Жесткость 32
1.7. Точность размеров 49
1.8. Точность геометрических форм 77
1.9. Шероховатость поверхностей 88

Глава 2. Детали общего назначения 97

2.1. Резьбовые детали . . . . . —
2.2. Литые детали 137
2.3. Штампованные детали 150
2.4. Детали из пластмасс 166

Глава 3. Упругие элементы 185

3.1. Общие сведения . . . . . —
3.2. Плоские пружины 204
3.3. Спиральные заводные пружины 229
3.4. Термобиметаллические пружины 240
3.5. Винтовые цилиндрические пружины . . . 250
3.6. Прорезные пружины 287
3.7. Витые фасонные пружины 289
3.8. Разрезные кольца 296
3.9. Тарельчатые пружины 312
3.10. Плоские мембраны 322
3.11. Гофрированные мембраны 328
3.12. Хлопающие мембраны 339
3.13. Предохранительные мембраны 341
3.14. Эластичные мембраны 346
3.15. Сильфоны 353
3.16. Цилиндрические и конические трубчатые пружины 408
3.17. Манометрические трубчатые пружины . . . 409

Глава 4. Детали механизмов 400
4.1. Общие сведения о зубчатых передачах . . . —
4.2. Цилиндрические зубчатые колеса 452
4.3. Конические зубчатые колеса 497
4.4. Цилиндрические червяки и червячные колеса 525
4.5. Зубчатые рейки 558
4.6. Детали цепных передач 568
4.7. Детали ременных передач 592
4.8. Детали кулачковых механизмов 604
4.9. Прямые оси и валы 621
4.10. Гибкие проволочные валы 653

Предметный указатель 660
Список литературы 665

Справочное издание

ЗАПЛЕТОХИН Владимир Александрович

КОНСТРУИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ МЕХАНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ

Редактор *Н. А. Жукова*
Переплет художника *А. И. Бородина*
Художественный редактор *С. С. Венедиктов*
Технический редактор *Т. П. Малашкина*
Корректоры *А. И. Лавриненко, З. С. Романова, И. Г. Иванова*

ИБ № 5556

Сдано в набор 10.10.89. Подписано в печать 26.04.90. М-31147.
Формат 84×108¹/₃₂. Бумага типографская № 2.
Гарнитура литературная. Печать высокая.
Усл. печ. л. 35,28. Усл. кр.-отт. 35,28. Уч.-изд. л. 35,52.
Заказ 866. Тираж 27 600 экз. Цена 2 р. 10 к.

Ленинградское отделение ордена Трудового Красного Знамени издательства «Машиностроение».
191065, Ленинград, ул. Дзержинского, 10.

Типография № 6 ордена Трудового Красного Знамени издательства «Машиностроение» при Государственном комитете СССР по печати
193144, г. Ленинград, ул. Моисеенко, 10.