

П. Ф. Дунаев

КОНСТРУИРОВАНИЕ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ МАШИН

ИЗДАНИЕ 3-е,
ПЕРЕРАБОТАННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ

*Допущено
Министерством высшего и среднего
специального образования СССР
в качестве учебного пособия
для студентов
машиностроительных
специальностей вузов*



МОСКВА «ВЫСШАЯ ШКОЛА» 1978

ББК 34.42
Д83
УДК 621.81(075)

Рецензент кафедры «Детали машин и ПТМ»
Московского института химического машиностроения
(зав. кафедрой проф. Н. Ф. Попов)
Научный редактор *О. А. Ряховский*

Дунаев П. Ф.
Д 83 Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие
для вузов. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Высш. школа,
1978. — 352 с., ил.

В пер.: 1р.

В книге изложена методика конструирования узлов и деталей машин: зубчатых цилиндрических, конических, червячных передач; валов, подшипниковых узлов; корпусов редукторов и коробок скоростей, соединительных муфт, шкивов, натяжных устройств ременных передач, механизмов управления скоростями и др. Рекомендации по конструированию сопровождаются анализом условий работы узлов и деталей, их обработки и сборки. В приводимых материалах отражен передовой отечественный и зарубежный опыт конструирования узлов и деталей машин.

В книге рассмотрены также вопросы рациональной постановки размеров, разработки технических условий на изготовление деталей и оформление рабочих чертежей.

Д $\frac{31302-385}{001(01)-78}$ 75—78

6П5.3
ББК 34.42

ПРЕДИСЛОВИЕ

В связи с интенсивным развитием машиностроения в нашей стране постоянно ощущается потребность в квалифицированных кадрах конструкторов. Большое значение поэтому имеет вопрос подготовки молодых специалистов. Такая подготовка начинается во втузе и продолжается в течение первых лет самостоятельной работы инженера-конструктора.

В имеющихся учебниках по курсу «Детали машин», а также в справочниках даны расчеты на прочность, жесткость и другие виды работоспособности деталей. В атласах деталей машин приведено большое количество чертежей различных узлов и деталей, а также краткое описание некоторых конструкций. В данном учебном пособии основное внимание уделено методике конструирования и обоснованиям конструкций различных узлов и деталей машин. Таким образом, курс «Детали машин», атлас «Детали машин» и настоящее учебное пособие содержат комплекс основных сведений, необходимых для хорошей конструкторской подготовки молодого специалиста.

В книге даны отдельные выборки из ГОСТов и другие нормативные материалы, охватывающие область размеров, характерную для общего машиностроения.

Книга рассчитана на читателей, знакомых с конструкциями деталей машин, поэтому в ней не приводится описание общеизвестных деталей.

Третье издание пособия отличается от второго следующим:

1. Материал расположен в последовательности, в которой студент работает над проектом. Все сведения, необходимые при выполнении определенного этапа конструирования, сосредоточены в одном месте в соответствующем разделе. Поэтому студенту не

нужно искать интересующую его информацию по всей книге.

2. В книге нашли отражение конструкции деталей и узлов современных изделий машиностроения передовых отечественных заводов станкостроения, редукторостроения, автомобилестроения и др.

3. При изложении разделов пособия широко использованы лучшие зарубежные конструкции деталей и узлов машин.

4. Почти все разделы книги существенно переработаны с учетом современного этапа научно-технической революции в нашей стране.

Более систематично и полно изложены разделы: конструирование зубчатых и червячных колес, червяков, подшипниковых узлов, уплотнения вращающихся валов, конструирование корпусных деталей, конструирование муфт и др.

Книга является пособием по курсовому проектированию деталей машин и предназначена для студентов машиностроительных специальностей вузов, но может быть использована и студентами немашиностроительных специальностей. Она может быть также полезна преподавателям и начинающим конструкторам-машиностроителям в их практической работе.

Автор выражает большую благодарность Варламовой Л. П., Климову А. Н., Копылову А. К., Леликову О. П., Ряховскому О. А., Снесареву Г. А. и Фирсаеву А. Ф. за большую помощь в подготовке пособия к изданию.

Автор

ВВЕДЕНИЕ

Конструирование машин независимо от того, выполняется оно студентом или опытным инженером, — процесс творческий. Каждая конструкторская задача, как правило, имеет много решений. Опираясь на имеющиеся теоретические знания и практический опыт, конструктор должен выбрать из многих возможных решений одно, наилучшее. При этом ему приходится принимать во внимание часто противоречивые технологические и эксплуатационные требования, предъявляемые к проектируемому изделию. Нередко правильное решение может быть принято только после проведения сравнительных технико-экономических расчетов по конкурирующим конструктивным вариантам.

При конструировании машины одновременно должны решаться две основные задачи: 1. Создание машины, в полной мере отвечающей эксплуатационным требованиям. 2. Создание машины, наиболее экономичной в изготовлении и эксплуатации.

При конструировании изделия конструктор должен предусматривать возможный метод получения заготовки каждой детали. В ряде случаев конструктор принимает во внимание специфические требования технологии термической обработки, а также требования технологии окраски деталей. При конструировании изделия и его деталей учитывают также особенности механической обработки деталей и сборки.

Все перечисленные и другие требования технологии оказывают вполне определенное влияние на конструкцию изделия и его деталей. Поэтому общепризнанной является связь между конструкцией изделия и технологией его изготовления.

С другой стороны, известно, что технологический процесс любого вида (получение заготовок, механическая обработка, сборка и др.) зависит не только от конструкции изделия, но и от предполагаемого количественного выпуска изделий в единицу времени, т. е. от объема выпуска изделий. При единичном и мелкосерийном выпуске экономически оправдано определенное число пригоночных операций на сборке: подрубка, припиловка, шабрение и т. п. В крупносерийном и массовом производстве пригоночные операции нежелательны.

При единичном производстве широкое применение находят сварные детали простой формы и поковки, полученные ковкой. При массовом производстве широко применяют различные виды точного литья (кокильное, центробежное, по выплавляемым моделям, литье в оболочковые формы и др.), а также горячая и холодная штамповка, высадка, чеканка, штамповарка и др.

Механическую обработку деталей изделия единичного производства выполняют на универсальном оборудовании простейшим инструментом и (за редким исключением) без специальных приспособлений.

В мелко- и среднесерийном производстве все шире применяют станки с программным управлением, в том числе «обрабатывающие центры», которые предъявляют определенные требования к конструкции деталей.

При крупносерийном и массовом производстве широкое применение находят специальное оборудование, а также специальные приспособления и инструмент, которые предъявляют свои специфические требования к конструкции изделия. Поэтому изделия единичного или мелкосерийного выпуска

конструктивно отличаются от изделий массового выпуска. Следовательно, объем выпуска, технология и конструкция изделия находятся в тесной взаимосвязи.

Очевидно, что в современных условиях для создания технически грамотной конструкции изделия необходимо при его конструировании одновременно обеспечивать высокие эксплуатационные показатели и высокую степень технологичности его конструкции. Таким образом, готовый проект должен отвечать вполне определенным техническим требованиям, основные из которых можно сформулировать следующим образом:

1. *Обоснование применения каждого механизма, каждой детали механизма, каждого элемента конструируемой детали.* Например, если применена червячная передача, следует дать обоснование в ее пользу. Должны быть также приведены доводы в пользу применения сложного устройства, детали сложной конструкции, детали, без которой, на первый взгляд, можно обойтись. Если в отверстии детали предусмотрена выточка или на валу уступ, то необходимо отчетливо представлять себе, какое назначение они имеют и есть ли в них необходимость.

2. *Учет основных требований технологии сборки и разборки:*

а) удобство сборки и регулировки; б) удобство разборки; в) уменьшение объема ручных пригоночных операций на сборке; г) уменьшение цикла сборки.

Для удобства сборки и регулировки должен быть обеспечен свободный доступ ко всем собираемым деталям и доступ инструмента к крепежным деталям. Должна быть обеспечена также возможность необходимых измерений при сборке. Для удобства регулировки следует предусматривать средства для установки и выверки положения деталей (резьбовые отверстия, окна и т. д.).

Для удобства разборки должна быть предусмотрена возможность съема поставленных деталей, например возможность удаления контрольных штифтов, съем подшипников качения, снятие шкивов, зубчатых колес, разборка системы маслопроводов. Для этого рекомендуется, где возможно, тяжелые детали сопрягать по конической поверхности, предусматривать технологические резьбовые отверстия для съема деталей и т. п.

Уменьшить число ручных пригоночных операций на сборке можно расчетным обоснованием допусков и применением рациональной конструкции компенсирующих устройств. Кроме того, часто удается благодаря конструктивным мероприятиям сократить объем пригоночных работ на сборке (например, уменьшением поверхности, которая подвергается пригонке).

Наименьший цикл сборки достигается в тех случаях, когда может быть организована независимая, параллельная сборка отдельных сборочных единиц, их обкатка, проверка и подача на общую сборку в законченном виде. Это особенно важно при большом объеме выпуска изделий. Для осуществления этого необходимо, чтобы изделие имело четкое деление на сборочные единицы.

3. *Соответствие конструктивных форм детали условиям технологии получения заготовки и технологии механической ее обработки при заданном объеме выпуска.* Основными видами заготовок являются: а) отливки из чугуна, стали, цветных металлов; б) прокат; в) поковки из стали, получаемые ковкой и штамповкой; г) сварные заготовки.

Основные требования к литым заготовкам: а) одинаковость толщины стенок; б) при разных толщинах — постепенный переход от одной толщины к другой; в) плавные закругления углов и др.

Основное требование к поковкам, выполняемым ковкой, — простота конструктивных форм детали.

Основные требования к поковкам, выполняемым в штампах: а) уклоны в

направлении выемки заготовки из штампа; б) плавные закругления углов.

Основные требования к сварным заготовкам: а) возможность их выполнения из элементов проката (полоса, лист, угловая сталь, труба и др.); б) обеспечение доступа при наложении сварного шва и др.

Основные требования технологии механической обработки к конструкции деталей: а) создание удобных баз для установки и мест крепления деталей в приспособлении или на столе станка; б) обеспечение легкого доступа к обрабатываемым поверхностям как режущего, так и измерительного инструмента; в) уменьшение размеров обрабатываемых поверхностей; г) создание форм, удобных для обработки поверхностей.

4. *Экономное расходование материалов и особенно металла.* Требуемой прочности и жесткости деталей следует достигать введением ребер жесткости и рациональным распределением металла в детали, а не увеличением толщины стенок. В ненагруженной или малонагруженной зоне детали нужно делать окна и выемки для более равномерного нагружения материала. Следует вместо металла применять, где возможно, пластмассу и другие неметаллические материалы. Везде, где это целесообразно, следует вместо стали использовать чугун, вместо дорогих высококачественных сталей — простые углеродистые, применять сборные конструкции деталей (центр из чугуна, зубчатый венец из стали, бронзы и т. п.).

5. *Широкое использование стандартных узлов и деталей.* Изготовление специальной детали и узла обходится в несколько раз дороже стандартной. Поэтому, где возможно, следует применять стандартные муфты, тормоза, подшипники, смазочную аппаратуру (насосы, фильтры, масленки, ниппели), крепежные детали, детали управления (рукоятки, маховички) и др.

6. *Надежность смазки всех трущихся поверхностей деталей.* При конструировании следует предусматривать возможность подвода смазки ко всем трущимся поверхностям. В тех случаях, когда смазочное масло закладывается при сборке, должна быть обеспечена возможность удобного возобновления запаса масла в процессе эксплуатации изделия.

При применении масляной ванны нужно предусматривать удобство ее заполнения и возможность выпуска из нее масла, а также средства для контроля за уровнем масла и для выравнивания давления внутри корпуса с атмосферным.

7. *Обеспечение достаточных расстояний между деталями.* Слишком малые расстояния недопустимы из-за опасности задевания деталей друг за друга, слишком большие нежелательны из-за увеличения размеров и массы узла. (Рекомендуемые величины расстояний даются в соответствующих разделах пособия.)

Глава I

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ПРОЕКТА

§ 1. Выполнение кинематических расчетов

После ознакомления с заданием на проект, в котором приведены скорости движения исполнительных органов изделия, и определения потребной мощности электродвигателя производят кинематические расчеты. Пользуясь этими данными, определяют частоту вращения n_v выходного вала изделия. Затем находят частоту вращения вала электродвигателя. Частота вращения (мин^{-1}) магнитного поля в статоре электродвигателя (синхронная частота вращения электродвигателя)

$$n_c = 3000/p,$$

где p — число пар полюсов. Так как $p = 1, 2, 3$ и 4 , то синхронная частота вращения электродвигателя составляет: $n_c = 3000; 1500; 1000$ и 750 мин^{-1} .

Из-за скольжения частота вращения n_a ротора электродвигателя меньше синхронной.

Обычно кинематическая схема бывает задана. Тогда частота вращения вала электродвигателя

$$n_a \approx n_c u_1 u_2 \dots, *$$

где u_1, u_2, \dots — передаточные числа кинематических пар изделия.

В табл. 1.1 приведены наиболее часто употребляемые и максимальные передаточные числа основных видов передач.

Таблица 1.1

Вид передачи	u	u_{max}
Цилиндрическая прямозубая и косозубая	2,5...4,5	6
Цилиндрическая шевронная	3...5	7
Коническая прямозубая и с круговым зубом	2...4	5
Зубчатые передачи коробок скоростей	1,5...2,5	4
Цепная	2...4	7
Ременная:		
плоским ремнем	2...3	5
» » с натяжным роликом	2...4	7
клиновым ремнем	2...4	6
Червячная	16...50	80

Подставляя в формулу для n_a значения u из приведенного в табл. 1.1 диапазона, получают два предельных значения n_a электродвигателя. Используя расчетные значения n_a , выбирают ближайшее (желательно большее)

* В данном пособии обозначение u , установленное ГОСТом на зубчатые передачи для передаточного числа, принято также и для передаточного отношения всех типов передач.

значение n_c . После окончательного выбора n_o определяют общее передаточное число привода:

$$u_{об} = n_o / n_в.$$

Полученное расчетом общее передаточное число распределяют между типами и ступенями передач.

Если по кинематической схеме кроме зубчатых (червячных) имеются цепная или ременная передачи, то целесообразно сначала определить их передаточные числа. Делают это для того, чтобы обеспечить соразмерность деталей таких передач с остальными деталями привода. Так, для схемы по рис. 1.1,а ведомый шкив ременной передачи должен быть соразмерен с корпусом 1, т. е. диаметр D_2 шкива по соображениям эстетики должен вписываться в размеры сторон торца корпуса.

Для схем, представленных на рис. 1.1,б,в, по тем же соображениям должно выполняться условие

$$D_2 = (0,9 \dots 1,2) D_{зв} (D_0).$$

Кроме того, необходимо выполнение условия

$$D_1 \geq [D_1],$$

где $[D_1]$ — минимально допустимый диаметр шкива (звездочки).

Диаметр $[D_1]$ шкива зависит от выбранного профиля клиновых ремней.

Диаметр $[D_1]$ ведущей звездочки зависит от шага цепи и минимально допустимого числа зубьев z_1 .

Передаточное число ременной (цепной) передачи (без учета скольжения)

$$u_{p(ц)} \approx D_2 / D_1.$$

Общее передаточное число зубчатой (червячной) передачи

$$u = u_{об} / u_{p(ц)}$$

разбивают между ступенями. При этом желательно, чтобы отношения передаточных чисел быстроходной $u_б$, промежуточной $u_п$ и тихоходной $u_т$ ступеней цилиндрических редукторов соответствовали значениям:

$$u_б / u_п = u_п / u_т \approx 1,3 \dots 1,4.$$

Выполнение этого условия дает хорошие соотношения размеров колес.

В соосных редукторах передаточное число быстроходной ступени определяют по формуле

$$u_б \approx 0,9 \sqrt{u_{об}}.$$

Отношение передаточного числа $u_к$ конической пары коническо-цилиндрического редуктора к передаточному числу $u_ц$ соседней, более тихоходной

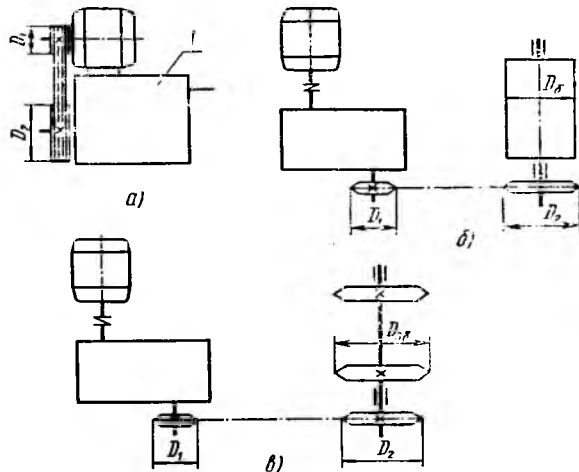


Рис. 1.1

цилиндрической пары из тех же соображений рекомендуется принимать

$$u_k / u_{ц} = 0,8 \dots 0,9.$$

Работа червячных передач сопряжена с большими потерями энергии, особенно ощутимыми при длительной работе передач большой мощности. Затраты на эксплуатацию червячных редукторов в этом случае существенно возрастают, поэтому передаточное число червячных передач не следует брать очень большим.

После определения передаточных чисел всех ступеней во всех передачах рассчитывают частоту вращения всех валов.

Частоты вращения валов в коробках скоростей представляют геометрический ряд со знаменателем прогрессии φ . Поэтому если минимальная частота вращения вала n_1 , то другие частоты его вращения:

$$n_2 = n_1 \varphi; \quad n_3 = n_1 \varphi^2 = n_2 \varphi; \quad n_4 = n_1 \varphi^3 = n_3 \varphi \text{ и т. д.}$$

Наиболее употребительны значения $\varphi = 1,6; 1,41; 1,34; 1,25; 1,18$.

Таким образом, частота вращения ведомого вала в общем виде будет

$$n_i = n_1 \varphi^{i-1}, \text{ или } n_i = n_{i-1} \varphi.$$

§ 2. Выполнение основных проектных расчетов

Имея кинематическую схему изделия, передаточные числа разных типов и всех ступеней передач, частоты вращения валов на всех ступенях передач и на всех режимах работы, вращающие моменты на каждой ступени передач и другие данные, выполняют основные проектные расчеты. В процессе их определяют межосевые (или конусные) расстояния зубчатых и червячных передач, диаметры и ширину зубчатых колес; рассчитывают ременные, цепные и фрикционные передачи, определяя диаметры и ширину шкивов, диаметры звездочек, диаметры и ширину фрикционных тел качения, межосевые расстояния.

§ 3. Относительное расположение деталей

При работе передачи движущиеся детали не должны задевать друг за друга и за стенки корпуса. Поэтому предусматривают расстояния (рис. 1.2):

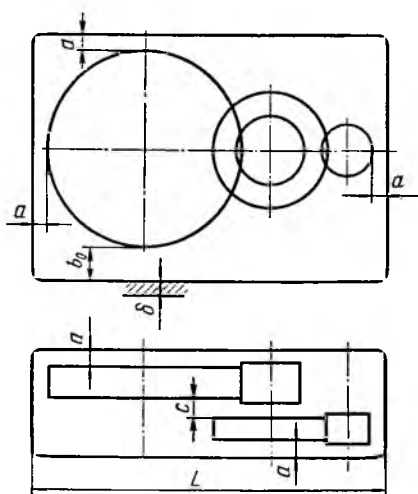


Рис. 1.2

1) между внутренними поверхностями стенок корпуса и внешними поверхностями вращающихся деталей

$$a = \sqrt[3]{L} + (2 \dots 3) \text{ мм}, \quad (1.1)$$

где L — ориентировочная длина корпуса, мм. Размер a учитывает возможные погрешности размеров при изготовлении отливки;

2) между дном корпуса и внешней поверхностью деталей

$$b_0 \geq 6m,$$

где m — модуль зубчатой (червячной) передачи тихоходной ступени;

3) между торцовыми поверхностями деталей (рис. 1.2)

$$c \approx 2m,$$

4) между торцами колес соосных передач (рис 1.3,а)

$$l = 2a + B_1 + B_2 + q,$$

где $q = (1,0 \dots 1,2)a$; B_1 и B_2 — ширина внешних колец подшипников;

5) между торцами зубчатых колес коробок скоростей (рис. 1.3,б)

$$l_0 = 2,2b + e,$$

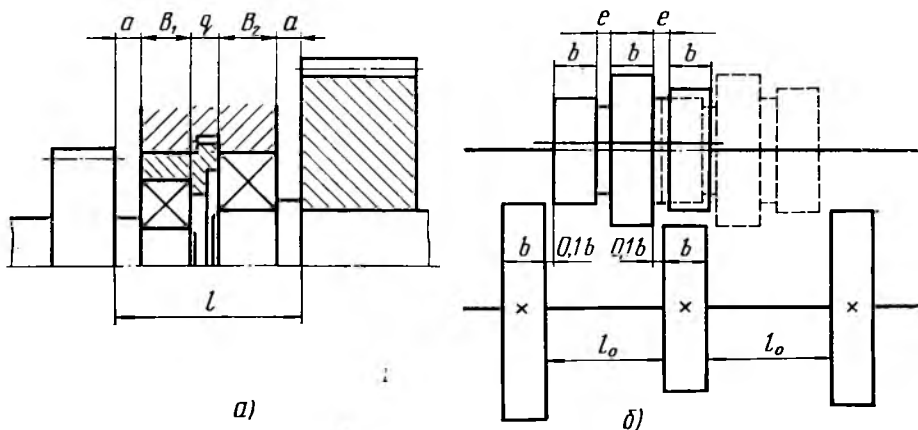


Рис. 1.3

где b — ширина зубчатых колес; e — ширина канавки для выхода инструмента (см. размер e , табл. 3.3, с. 29).

§ 4. Определение размеров валов

После того как на листе намечено положение деталей, определяют предварительные размеры отдельных участков валов*.

Диаметр d_1 (см) конца быстроходного вала (рис. 1.4,а,б) находят по приближенному расчету на прочность:

$$d_1 \geq \sqrt[3]{CT}, \quad (1.2)$$

где T — наибольший вращающий момент, Н·м, из числа длительно действующих; C — коэффициент; $C = 0,14$.

Диаметр d_1 вала также не должен сильно отличаться от диаметра вала электродвигателя. При большой разности их размеров трудно, а иногда и невозможно подобрать соединительную муфту. Поэтому величину, полученную расчетом по формуле (1.2), уточняют по соотношению

$$d_1 = (0,8 \dots 1,2) d_2,$$

где d_2 — диаметр вала электродвигателя.

Уточненный диаметр вала округляют до стандартного значения по ГОСТ 6636—69 (см. табл. 1.20, с. 321).

Для конического конца вала (рис. 1.4, в) размер d_1 — больший диаметр.

* В процессе конструкторской разработки узла или после ее завершения выполняют расчеты валов на прочность и жесткость по действующим изгибающим и крутящим моментам. По результатам этих расчетов получают окончательные размеры валов.

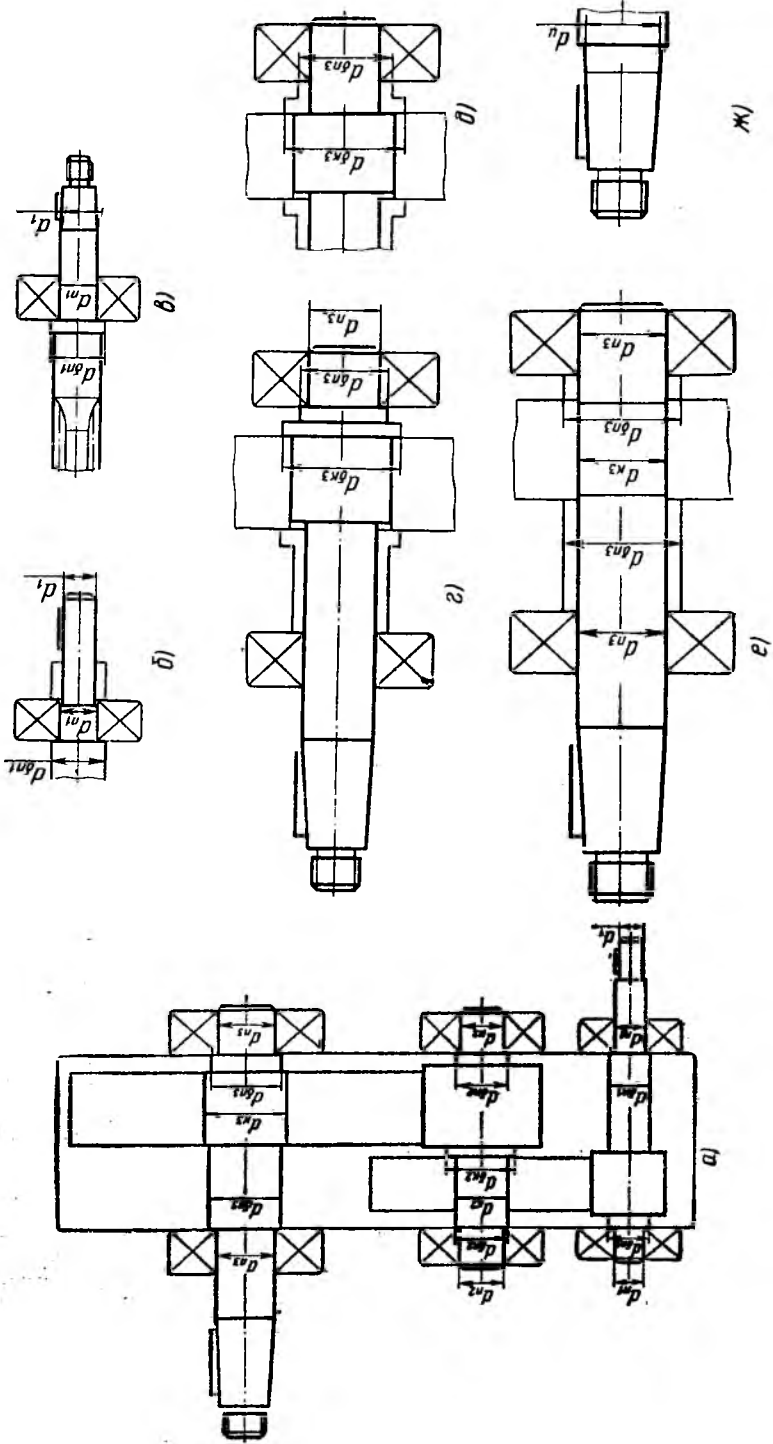


Рис. 1.4

Чтобы создать буртик для упора полумуфты, диаметр вала под подшипник принимают

$$d_{п1} = (1,0 \dots 1,1) d_1.$$

После этого по формуле (1.2) определяют диаметры d_k посадочного мест колес. Принимают: $C = 0,1$ — для валов коробок скоростей с цилиндрическими зубчатыми колесами, вращающихся на шариковых подшипниках; $C = 0,14$ для валов редукторов и других узлов в остальных случаях.

Затем определяют ориентировочные значения диаметров буртиков $d_{б.п}$ для упора подшипников по соотношению

$$d_{б.п} = (0,9 \dots 1,0) d_k.$$

После определения диаметров $d_{б.п}$ находят диаметры $d_{п}$ посадочных мест для подшипников. Диаметры $d_{п}$ и $d_{б.п}$ связаны между собой зависимостью

$$d_{б.п} = d_{п} + 2t,$$

где t — высота буртика для упора подшипника (см. с. 98).

Таким образом окончательно устанавливают диаметры $d_{б.п}$ и $d_{п}$ всех посадочных мест валов для подшипников.

Размеры диаметров $d_{п}$ округляют до стандартного значения из ряда чисел для подшипников качения: 17, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100 мм.

После этого определяют диаметры буртиков $d_{б.к}$ для упора колес по соотношению

$$d_{б.к} \geq d_k + 4f,$$

где f — размер фаски в отверстиях колес.

На рис. 1.4, а, з, д даны варианты исполнения тихоходных валов редукторов.

В последнее время эти валы иногда проектируют номинально одинакового диаметра по всей длине (рис. 1.4, е). Размер конусного конца таких валов подбирают по стандарту, принимая ближайший больший. На рис. 1.4, ж показан вариант исполнения конусного конца вала. Для контроля размера большего диаметра конуса предусмотрен короткий цилиндрический поясик диаметром $d_{п}$.

Выходной конец тихоходного вала редуктора проверяют по формуле (1.2), принимая $C = 0,1$.

Аналогично определяют размеры отдельных участков валов конических шестерен и червяков.

§ 5. Составление компоновочных схем

После завершения предыдущего этапа составляют схемы компоновки узлов* и схему общей компоновки изделия. Под компоновкой узлов понимают относительное расположение деталей в узле, под общей компоновкой — относительное расположение узлов изделия в пространстве.

В процессе разработки компоновочных схем ищут такое расположение узлов и деталей, при котором при наименьших габаритных размерах создаются наибольшие удобства для монтажа и эксплуатации изделия.

* Узлом будем называть крупную сборочную единицу (редуктор, коробку скоростей, раму и др.), являющуюся составной частью изделия (привода, машины).

Изделие, его узлы и детали вычерчивают схематически, без подробностей, выдерживая определенный масштаб. Удобно схему компоновки чертить на миллиметровой бумаге.

1. Компоновка узлов

Схему компоновки узлов выполняют в масштабе 1 : 2 в двух-трех проекциях. На лист бумаги наносят межосевые расстояния передач, затем контуры по внешним размерам зубчатых, червячных колес, червяков. Все подшипники предварительно принимают легкой серии; для валов конических и червячных колес — конические роликовые, для остальных валов — радиальные шариковые. Предварительно также принимают толщину стенки корпуса 8...10 мм, ширину фланцев для крепления крышки к корпусу и корпуса к плите, раме 40...50 мм, а их толщину 20...25 мм.

При компоновке узлов решается также ряд других конструкторских задач. К основным из них относятся: 1) пропорциональность основных размеров деталей; 2) удобство сборки и разборки; 3) заполнение корпуса узла деталями; 4) условия смазки передач.

Компоновку узлов рассмотрим на примере редукторов, которые являются наиболее типовыми узлами машин, и частично на примере узлов типа коробок скоростей.

Пропорциональность основных размеров деталей. Основные размеры деталей узла изменяются при переходе от одной ступени передачи к другой в соответствии с изменением нагрузок. Так, при переходе от быстроходной ступени к тихоходной, как правило, увеличиваются: межосевые расстояния, диаметры и ширина зубчатых колес, диаметры валов и размеры других деталей. Лишь в соосных передачах и в передачах с внутренним зацеплением или в других случаях из-за конструктивных особенностей эта закономерность в отношении межосевых расстояний и диаметров зубчатых колес не соблюдается.

Основные размеры соседних однотипных деталей должны быть соразмерны. Если, например, окажется, что зубчатые колеса соседних ступеней резко отличаются по ширине или диаметру, то в расчете где-то допущена ошибка, которую следует найти и устранить.

Удобство сборки и разборки. Цилиндрические, коническо-цилиндрические и конические редукторы обычно конструируют с разъемом корпуса по осям валов. Для этого последние располагают в одной плоскости. Такое исполнение создает большие удобства для сборки редукторов. Каждый из валов редуктора с опорами и со всеми сидящими на нем деталями можно собрать независимо от других валов и затем поставить в корпус. При необходимости осмотра или ремонта любой комплект вала может быть изъят из корпуса.

В настоящее время в червячных редукторах относительно небольшого размера ($a_w \leq 200$ мм) разъем корпуса не делают. Вместо него в одной или в обеих стенках корпуса делают круглые окна, через которые вводят в корпус комплект вала с червячным колесом и подшипниками. В червячных редукторах больших размеров разъем корпуса делают по оси червячного колеса. Червяк чаще всего имеет небольшой внешний диаметр витков, что позволяет устанавливать его в корпус через отверстия для подшипников.

В цилиндрическо-червячном редукторе должен быть предусмотрен зазор S (рис. 1.5,а) для постановки в корпус комплекта вала-шестерни. Для этого уменьшают размер левого подшипника вала шестерни, применяют подшипники разборной конструкции или (для уменьшения диаметра шестерни) уменьшают передаточное число цилиндрической передачи.

При исполнении редуктора по схеме рис. 1.5, *б* постановка в корпус комплекта вала шестерни затруднений не вызывает, однако его конструкция усложняется.

В коробках скоростей обычно применяют многоступенчатые зубчатые передачи с большим числом валов. Расположение всех осей валов в одной плоскости приводит к увеличению длины корпуса. Внешний вид узла ухудшается также из-за наличия фланцев для соединения частей корпуса. Поэтому корпус коробки делается цельным, сверху открытым.

В некоторых редукторах также не делается разъем по осям валов, и внешний вид таких узлов безусловно лучше. Однако сборка их, так же как и коробок скоростей, сложнее.

Для того чтобы создать определенные удобства для сборки и разборки, в ряде случаев применяют: 1) отъемные стенки корпуса, в которых расположены отверстия для подшипников (рис. 1.6, *а*); 2) съемные крышки, а также окна больших размеров в стенках корпуса для ввода деталей и сборочного инструмента (рис. 1.6, *б*); 3) окна для ввода в корпус некоторых комплектов вала с деталями, собранных вне корпуса, например комплект вала с червячным колесом или комплект вала с зубчатыми колесами и муфтами сцепления (рис. 1.6, *в*); 4) стаканы с внешним диаметром больше диаметра детали, сидящей на валу; 5) разборные конструкции подшипников качения.

Для удобства сборки узла, где это возможно, избегают соединений с натягом, а большие, тяжелые детали сопрягают по конической поверхности.

Сборка узла значительно облегчается, если вместо шпоночных соединений применять шлицевые, а валы выполнять одного диаметра по всей длине шлицев.

Заполнение корпуса узла деталями. Очень важно детали узла заключить в корпус минимального объема, так как при этом меньше расходуется материала на изготовление корпуса и валов узла и ниже стоимость его

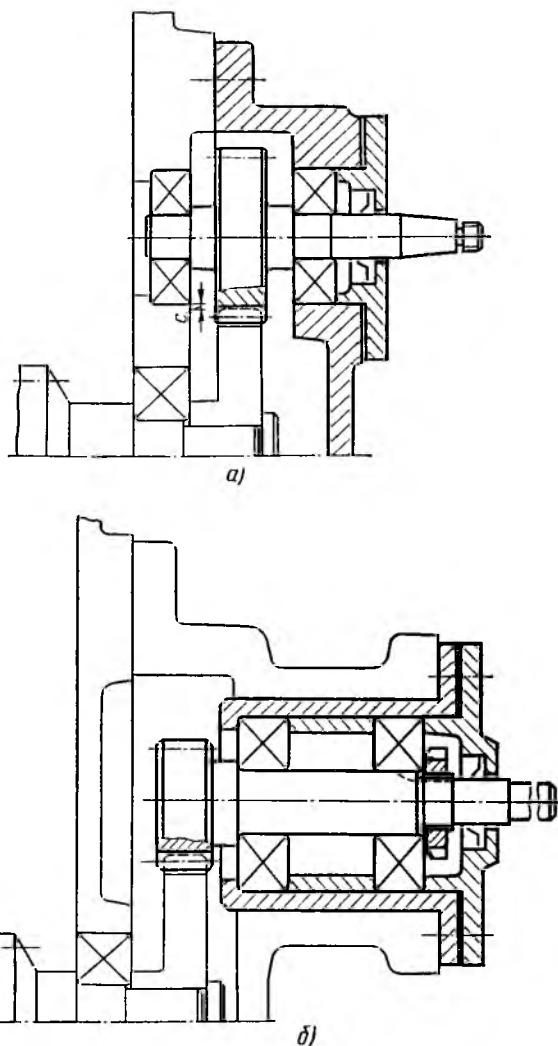


Рис. 1.5

изготовления. Поэтому чем меньше объем узла, приходящийся на единицу передаваемого момента, тем совершеннее его конструкция. В связи с изложенным при компоновке узла ищут такое относительное расположение дета-

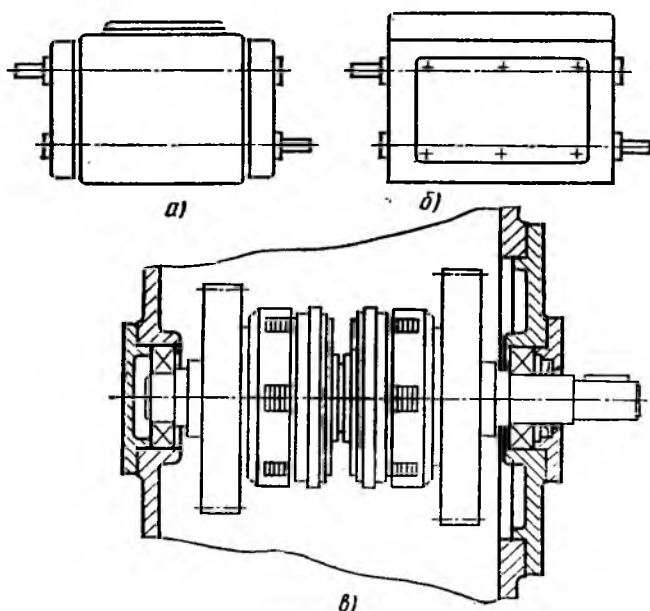


Рис. 1.6

лей, при котором число и объем незаполненных мест в корпусе были бы минимальны.

Наиболее компактный трехступенчатый коническо-цилиндрический редуктор получается при исполнении его по схеме рис. 1.7. Здесь блок цилиндрической шестерни 1 и конического колеса 2 сидит на валу 3 свободно, на подшипниках качения (скольжения). Если в этом редукторе расположить вал-шестерню вертикально, то он будет еще компактнее.

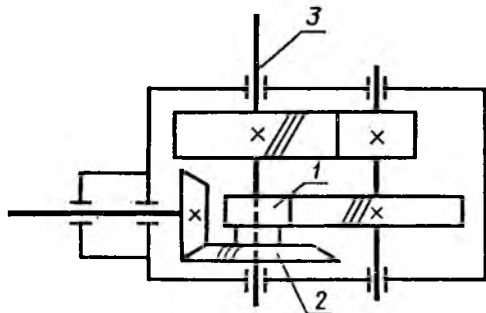


Рис. 1.7

Соосные передачи компактнее передач, выполненных по развернутой схеме. Особенно компактны двух- и трехпоточные соосные передачи.

Расположение шестерни вне плоскости разъема уменьшает объем пустого пространства. Наклон плоскости разъема к основанию несколько усложняет обработку корпуса, но уменьшает объем незаполненного пространства (см. рис. 1.10, б, в).

В коробках скоростей можно составить много вариантов так называемой «свертки» осей валов, т. е. относительного положения валов в корпусе. Предпочтительна такая «свертка», которая помимо удобства сборки и разборки дает и наилучшее заполнение объема корпуса деталями узла.

Условия смазки передач. В случае картерной смазки зубчатых колес устанавливают уровень масла и объем масляной ванны. После определения объема залитого в корпус масла и глубины погружения в него тихоходного

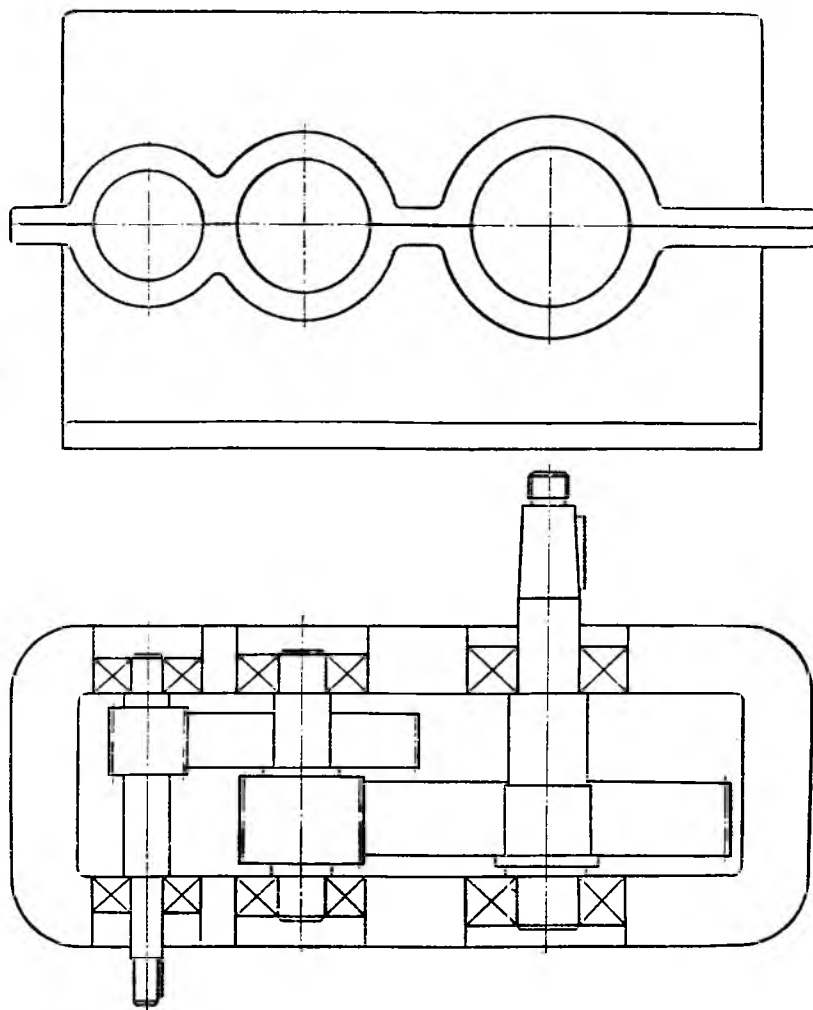


Рис. 1.8

колеса уточняют расстояние оси вала до базовой опорной поверхности корпуса.

На рис. 1.8 показана в качестве примера схема компоновки редуктора.

2. Общая компоновка изделия

В учебном проектировании компоновочные схемы изделий, как правило, очень просты и часто приведены в заданиях на проект. Основными назначениями компоновочных схем изделий являются: 1) оценка соразмерности узлов (техническая эстетика); 2) выявление относительного расположения выходных концов валов и расстояний их осей до базовых поверхностей; 3) экономичность производства.

Соразмерность узлов вызывается требованиями технической целесообразности и технической эстетики. Если, например, узел 1 (рис. 1.9, а), который через соединительную муфту 2 приводится в движение электродвигателем 3, в 2...3 раза меньше последнего, то эта комбинация выглядит неэстетично. В этом случае необходимо изменить материалы зубчатых колес, их термическую обработку и другие факторы, определяющие размеры узла. Если выяснилось, что увеличивать размеры узла нецелесообразно, то следует рассмотреть вопрос о применении электродвигателя исполнения на лапах и с фланцем, посредством которого можно присоединить к электродвигателю

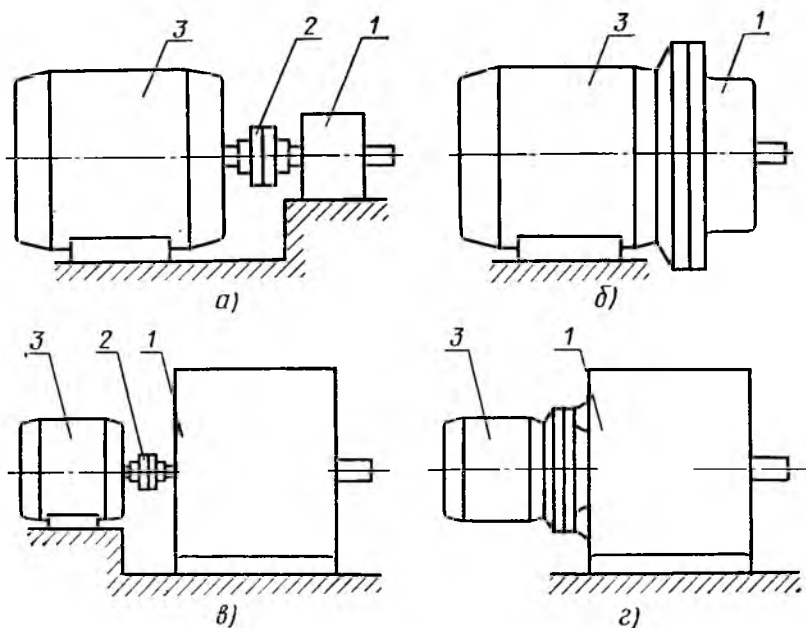


Рис. 1.9

узел (рис. 1.9, б). При этом обязательно производят расчет прочности крепления узла 1 к фланцу электродвигателя и крепления самого электродвигателя к плите (раме). Если узел 1, связанный соединительной муфтой 2 с электродвигателем 3, несоразмерно велик, то такое сочетание также неэстетично (рис. 1.9, в). Здесь должны быть найдены средства уменьшения размеров узла. Если же это окажется нецелесообразным, то следует рассмотреть возможность применения электродвигателя с фланцем, с тем чтобы крепить его посредством фланца непосредственно к узлу (рис. 1.9, г).

При размещении двух узлов, например электродвигателя и редуктора, на плите (рис. 1.10, а) выясняется возможность расположения базовых поверхностей плиты в одной плоскости. Известно, что такое расположение упрощает конструкцию плиты (рамы) и удешевляет ее изготовление. Иногда путем некоторых конструктивных мероприятий удастся опорные поверхности двигателя и редуктора вывести в одну плоскость. Так, на схеме рис. 1.10, б для этой цели плоскость разъема корпуса редуктора выполнена наклонной к основанию. Величина наклона определяется положением точки a пересечения радиуса $R = a_{\Gamma} + a_{\text{в}}$ с горизонтальной линией, проведенной на высоте h от базовой плоскости. На схеме рис. 1.10, в ось быстрого вала редуктора расположена вне плоскости разъема, в точке a пересечения радиуса $R = a_{\text{в}}$ с горизонтальной линией, проведенной на высоте h .

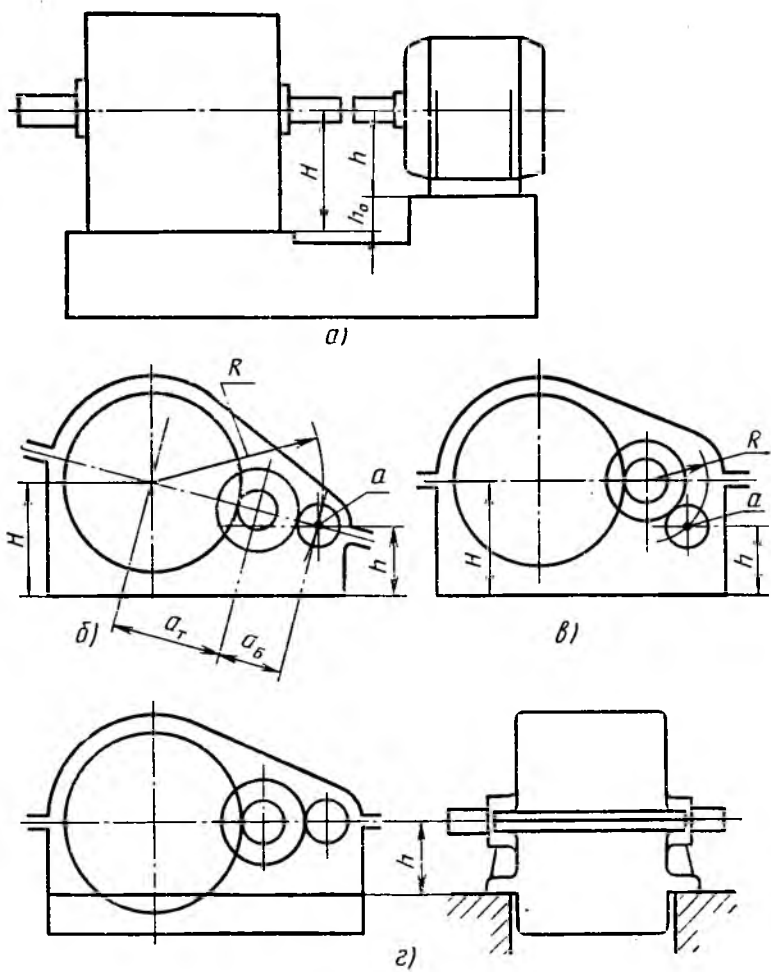


Рис. 1.10

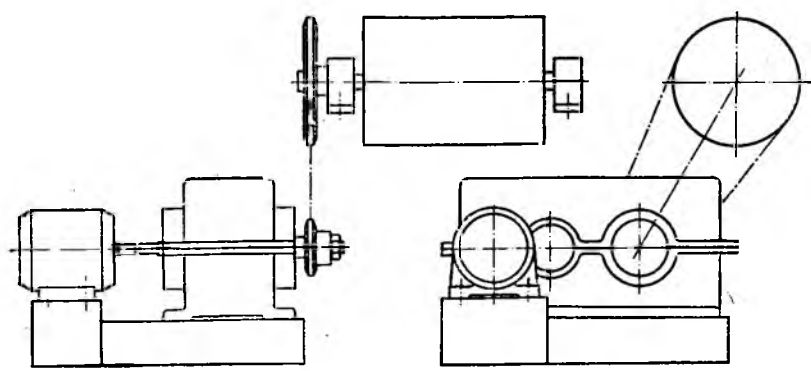


Рис. 1.11

На схеме рис. 1.10, *г* нижняя часть редуктора опущена и опорные поверхности его выведены в одну плоскость с опорными поверхностями электродвигателя.

На рис. 1.11 в качестве примера показана схема компоновки привода ленточного транспортера.

Глава II

БАЗИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ

§ 1. Общие положения

Каждое тело обладает шестью степенями свободы в пространстве: перемещением по трем координатным осям и вращением вокруг этих осей. Чтобы узлы и детали машины были неподвижны, надо лишить их всех степеней свободы. Для лишения детали одной степени свободы достаточно довести ее до соприкосновения с базой в одной точке, для лишения же всех степеней

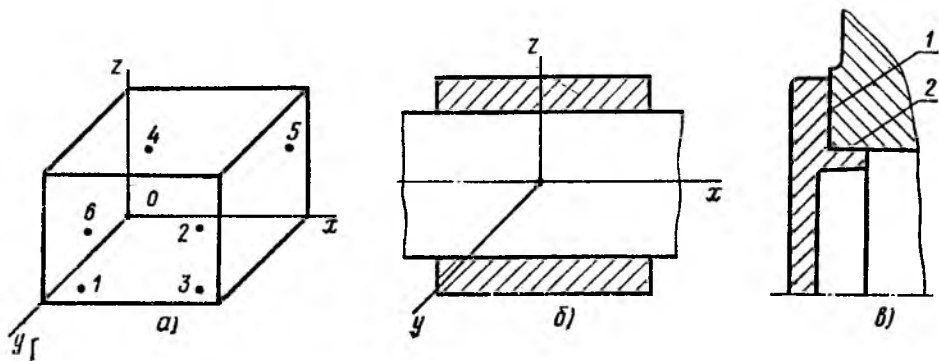


Рис. 2.1

свободы деталь должна быть доведена до соприкосновения с базами в шести точках.

Призматическое тело на рис. 2.1, *а* контактирует с базовыми поверхностями: xOy — в точках 1, 2, 3 — деталь лишена трех степеней свободы; xOz — в точках 4, 5 — деталь лишена двух степеней свободы; yOz — в точке 6 — деталь лишена одной (последней) степени свободы.

Деталь, базирующаяся по длинному цилиндру, лишается четырех степеней свободы (рис. 2.1, *б*). Она сохраняет только свободу перемещения вдоль оси x и поворота вокруг этой оси.

Условимся называть основной базой поверхность, лишаящую деталь трех или четырех степеней свободы. На рис. 2.1, *а* основная база — плоскость xOy , на рис. 2.1, *б* — поверхность цилиндра, а на рис. 2.1, *в* — плоскость 1 фланца крышки.

Условимся также называть направляющей или центрирующей базой для деталей — тел вращения — поверхность, лишаящую деталь двух степеней свободы. На рис. 2.1, *а* направляющая база — плоскость xOz , а на рис. 2.1, *в* центрирующая база — поясок 2 крышки.

Упорной базой будем называть поверхность, лишаящую деталь одной степени свободы (на рис. 2.1, *a* плоскость yOz).

При конструировании узлов и деталей машин особый интерес представляет базирование деталей — тел вращения (колеса, валы, втулки, кольца, стаканы и др.).

§ 2. Определение основной базы при посадках с зазором и переходных

Зазор в сопряжении вала с отверстием (рис. 2.2, *a*)

$$s = D - d.$$

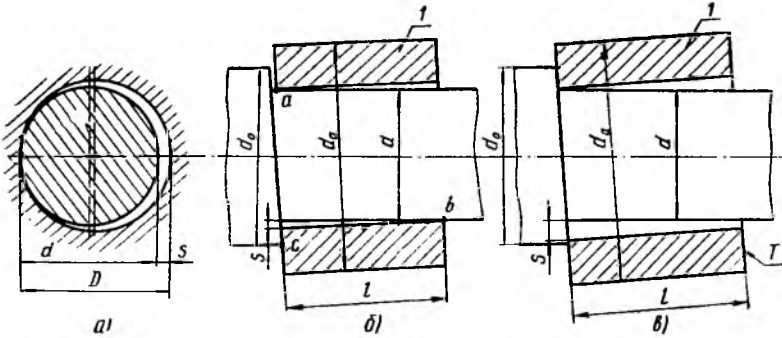


Рис. 2.2

Размеры D , d и, следовательно, s — величины случайные.

Наибольший и наименьший вероятностные зазоры в сопряжении деталей по цилиндру

$$s_{\max} = \Delta_{ms} + 0,5T_s, \quad s_{\min} = \Delta_{ms} - 0,5T_s, \quad (2.1)$$

где

$$\Delta_{ms} = E_m - e_m \quad (2.2)$$

— среднее значение зазора;

$$T_s = 1,1 \sqrt{TD^2 + Td^2} \quad (2.3)$$

— величина рассеивания зазора.

В приведенных формулах E_m и e_m — координаты середины полей допусков размеров отверстия и вала, определяемые соотношениями

$$E_m = 0,5(ES + EI), \quad e_m = 0,5(es + ei),$$

где ES , es , EI , ei — верхнее и нижнее предельные отклонения размера отверстия и вала;

TD и Td — допуски размера отверстия и вала, определяемые соотношениями $TD = ES - EI$; $Td = es - ei$.

Погрешность базирования — это относительный поворот детали, при котором возможны два случая базирования.

С л у ч а й 1. Зазор s относительно мал и деталь 1 соприкасается с валом по цилиндру в точках a , b и по торцу в точке c (рис. 2.2, *б*). Между торцами детали и буртика вала остается клиновидный зазор. Основной базой в этом случае является цилиндр (отверстие детали 1).

Наибольшая и наименьшая вероятностные погрешности базирования по цилиндру в радианах:

$$\omega_{ц \max} = s_{\max}/l, \quad \omega_{ц \min} = s_{\min}/l. \quad (2.4)$$

Погрешность базирования в миллиметрах на радиусе R (мм)

$$\omega_{ц \text{ (мм)}} = \omega_{ц} R,$$

где $\omega_{ц}$ — погрешность базирования, вычисленная по формулам (2.4), рад.

С л у ч а й 2. Зазор s относительно велик, и деталь l полностью прилегает к торцу вала (рис. 2.2, в). Основной базой в этом случае является торец детали l .

Погрешности расположения торцовых поверхностей деталей — тел вращения — относят к векторным величинам, которые суммируют по формуле

$$T_{\Sigma} = 0,85 \sqrt{\Sigma \xi^2 T^2}, \quad (2.5)$$

где T — допуск перпендикулярности составляющего вектора; T_{Σ} — допуск перпендикулярности суммарного вектора; ξ — коэффициент приведения, равный отношению плеч рычагов.

Для схемы по рис. 2.2, в поворот детали l на диаметре d_a

$$T_{\Sigma} = 0,85 \sqrt{(d_a/d_0)^2 T_1^2 + T_2^2}, \quad (2.6)$$

где T_1 — допуск на неперпендикулярность торца заплечика вала к оси посадочной поверхности на диаметре d_0 ; T_2 — допуск на неперпендикулярность торца детали l к оси отверстия на диаметре d_a , если ищут поворот оси отверстия, или допуск на непараллельность торцов детали l , если ищут поворот торца T детали l .

Коэффициенты приведения: $\xi_1 = d_a/d_0$; $\xi_2 = d_a/d_a = 1$.

Наибольшая вероятностная погрешность базирования детали l в радианах

$$\omega_{т \max} = T_{\Sigma} / d_a. \quad (2.7)$$

То же, в миллиметрах на радиусе R (мм)

$$\omega_{т \text{ (мм)}} = \omega_{т \max} R.$$

Сопоставлением $\omega_{ц}$ и $\omega_{т}$ можно определить, какая из базирующих поверхностей является основной — цилиндр или торец.

При $\omega_{ц} > \omega_{т}$ основная база — торец, а при $\omega_{ц} < \omega_{т}$ основная база — цилиндр.

Условие базирования деталей по торцам $\omega_{ц \min} > \omega_{т \max}$.

При $\omega_{ц \max} > \omega_{т \max} > \omega_{ц \min}$ появляется неопределенность, которую устраняют изменением $\omega_{ц}$ и $\omega_{т}$.

§ 3. Базирование деталей по торцам

При относительно большом зазоре и небольшой длине втулок (рис. 2.3) все детали, устанавливаемые на валу, влияют на точность расположения базового торца B втулки n и тогда

$$Z_{\Sigma} = Z_1 + Z_2 + Z_3 + \dots + Z_n,$$

где Z_1 — неперпендикулярность торца заплечика вала к оси посадочной поверхности; Z_2, Z_3, \dots, Z_n — непараллельности торцов втулок.

Погрешность расположения базового торца B втулки в этом случае

$$T_{\Sigma} = 0,85 \sqrt{(d_n/d_1)^2 T_1^2 + (d_n/d_2)^2 T_2^2 + \dots + T_n^2} \quad (2.8)$$

где T_1 — допуск на неперпендикулярность торца заплечика вала к оси посадочной поверхности; T_2, \dots, T_n — допуски на непараллельность торцов втулок.

При относительно малом зазоре и большой длине втулки n (рис. 2.4) точность расположения базового торца B

$$Z_{\Sigma} = Z_1 + Z_2,$$

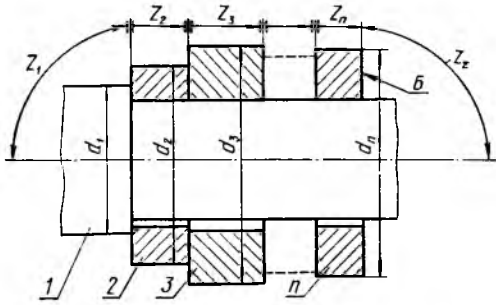


Рис. 2.3

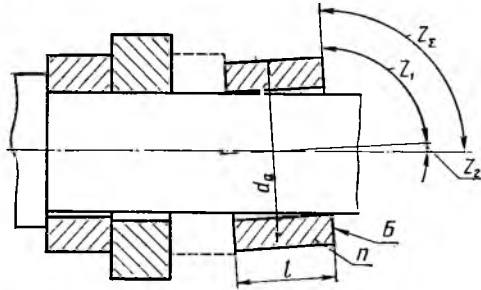


Рис. 2.4

где Z_1 — неперпендикулярность торцов втулки к оси отверстия; Z_2 — перекос втулки в пределах посадочного зазора.

Детали, установленные левее втулки, на точность расположения торца B в этом случае влияния не оказывают. Погрешность расположения базового торца B втулки

$$T_{\Sigma} = 0,85 \sqrt{(d_a/l)^2 s_{\max}^2 + T_1^2}, \quad (2.9)$$

где d_a и l — размеры втулки, мм; T_1 — допуск на неперпендикулярность торцов втулки к оси отверстия, мм; s_{\max} — наибольший вероятностный зазор в сопряжении втулки с валом, определяемый по формуле (2.1).

Если допуск T_{Σ} , а также характер посадки втулки n на валу заданы, то допуск

$$T_1 = \sqrt{(T_{\Sigma} / 0,85)^2 - (d_a/l)^2 s_{\max}^2}.$$

§ 4. Базирование деталей при посадках с натягом

Вследствие нецентрального приложения вектора силы запрессовки, погрешностей геометрической формы поверхностей деталей, неоднородности их материала и других причин деталь при посадке с натягом может быть установлена с перекосом.

При посадках с натягом нет точного критерия, по которому можно было бы определять основную базу. Экспериментально установлено, что можно руководствоваться отношением длины отверстия к его диаметру: при $l/d \geq 0,8$ основной базой считают цилиндр, а при $l/d < 0,8$ — торец.

Глава III

КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ, ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС И ЧЕРВЯКОВ

§ 1. Зубчатые колеса

Основным материалом для изготовления зубчатых цилиндрических и конических колес является сталь различных марок. Реже для этой цели применяют чугун или пластмассу.

Ниже ограничимся рекомендациями по конструированию стальных зубчатых колес диаметром до 500 мм, как наиболее распространенных в машиностроении.

1. Цилиндрические зубчатые колеса внешнего зацепления

В зависимости от схемы компоновки сборочной единицы (редукторы, коробки скоростей и др.) зубчатые колеса выполняют: плоскими (рис. 3.1,а) и с выступающей ступицей (рис. 3.1,б).

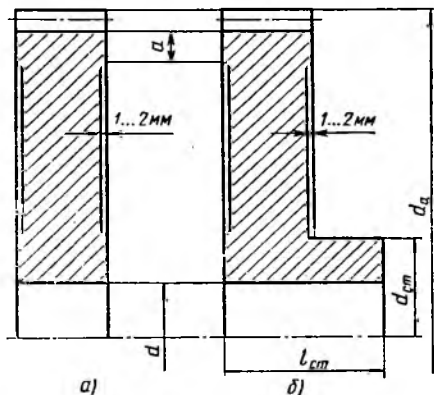


Рис. 3.1

Торцы ступицы колеса являются сборочной базой, определяющей положение колеса на валу. Торцы зубчатого венца используют в качестве установочных баз при нарезании зубьев. Базовые поверхности колес должны быть чисто и точно обработаны. Чтобы точно не обрабатывать большие поверхности, на дисках колес, внешний диаметр которых $d_a \geq 150$ мм, полезно делать небольшие углубления. Ширину базовых поясков принимают

$$a \approx 2,5m,$$

где m — модуль зацепления.

В колесах, диаметр которых $d_a < 150$ мм, углубления, как правило, не делают.

В зубчатых колесах, выполненных по рис. 3.1,б, а также в шкивах, полумуфтах, звездочках принимают:

$$\text{диаметр ступицы } d_{\text{ст}} = 1,5d + 10 \text{ мм};$$

$$\text{длину ступицы } l_{\text{ст}} = (1,0 \dots 1,5) d.$$

При посадке колеса на вал с натягом числовой коэффициент перед d в формуле для $l_{\text{ст}}$ принимают ближе к единице, а при переходной посадке — ближе к верхнему пределу.

Увеличение длины ступицы более $1,5 d$ из-за деформации кручения вала не приводит к увеличению нагрузочной способности соединения. Поэтому ступицу длиной больше $1,5 d$ делать нецелесообразно. Иногда, например, в трехвенцовых блоках зубчатых колес получают $l_{\text{ст}} > 1,5 d$, что усложняет протягивание шпоночного и шлицевых пазов. В связи с этим посадочную длину отверстия уменьшают выточкой (см. рис. 3.8). Длину ступицы колеса согласуют также с результатами расчета шпоночного, шлицевого соединений или соединения с натягом.

При серийном производстве помимо отрезки из прутка иковки заготовки колес получают также штамповкой. При годовом объеме выпуска колес ≥ 50 шт. экономически оправданаковка в простейших односторонних подкладных штампах. Форму зубчатых колес в этом случае проектируют по типу, показанному на рис. 3.2, а, б. При годовом объеме выпуска ≥ 100 шт. применяют

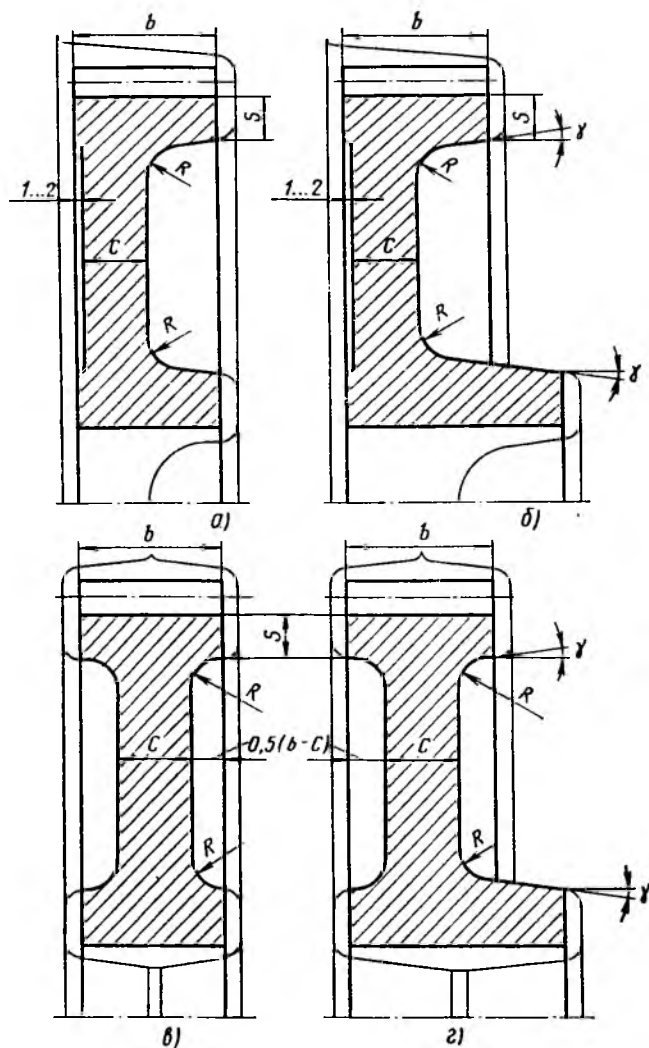


Рис. 3.2

двусторонние подкладные штампы, а при объеме выпуска ≥ 500 шт. — закрепленные открытые или закрытые штампы. Форму зубчатых колес для этих случаев проектируют по типу, показанному на рис. 3.2, в, г. Тонкими линиями на рис. 3.2 показаны заготовки колес после штамповки.

При термической обработке (т. о.) зубчатые колеса деформируются и теряют точность геометрической формы, приданную механической обработкой. Чтобы уменьшить влияние т. о., в последнее время зубчатые колеса делают массивными.

Размеры конструктивных элементов штампованных колес принимают:

$d_{ст}$ и $l_{ст}$ — по формулам, приведенным на с. 24;

толщина диска $C \approx 0,5b$;

толщина обода $S = 2,5m + 2$ мм,

где m — модуль зацепления, мм.

Для быстроходных колес, подвергаемых балансировке, толщину обода увеличивают против расчетной \approx на 20%. Для колес шириной больше 20 m толщину обода увеличивают на 10...20%.

Для свободной выемки заготовки колес из штампа принимают рекомендуемые ГОСТ 7505—55 значения штамповочных уклонов $\gamma \geq 7^\circ$ и радиусов закруглений $R \geq 6$ мм.

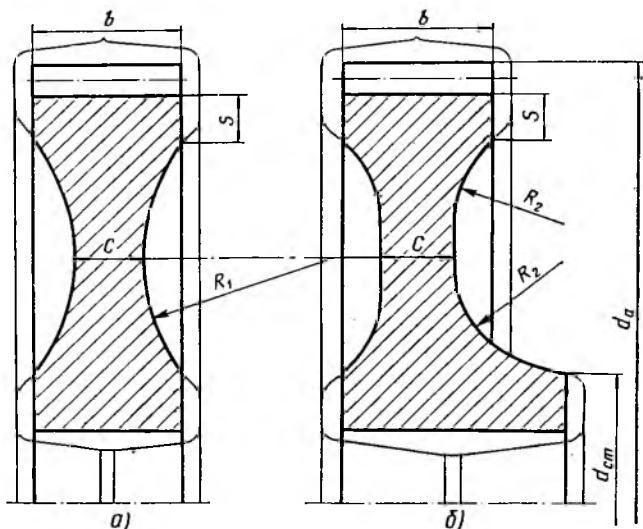


Рис. 3.3

Условия пластической деформации металла при штамповке улучшаются, если выемки в дисках колес выполнять по рис. 3.3. Здесь радиусы закруглений принимают $R \geq 20$ мм, а штамповочные уклоны $\geq 12^\circ$. Но масса колес при этом несколько возрастает.

В зависимости от соотношений размеров d_a , b , $d_{ст}$, C и S углубления в дисках оформляют дугой радиусом R_1 (рис. 3.3,а) или двумя дугами радиусов R_2 и плоскостью (рис. 3.3,б).

В дисках колес иногда выполняют 4...6 отверстий. Для нормальной работы зубчатых передач и по технологии изготовления колес такие отверстия не нужны. Поэтому в современных конструкциях кованых колес их, как правило, не делают. (При необходимости технологи оговаривают такие отверстия в технологической документации.)

• Заготовки зубчатых колес автомобилей, тракторов и особенно в самолетах, где весьма важно снижение массы конструкции, колеса делают более тонкостенными. Для этих колес толщину диска уменьшают на 20...30%, радиусы закруглений принимают минимальными, в дисках выполняют отверстия.

Для уменьшения массы при $d_a \geq 150$ мм на дисках колес делают иногда глубокие выточки (см. рис. 3.2). Для таких колес принимают $C \approx 1,2S$. Но уменьшение массы приводит к большему снижению точности колеса после его термообработки. Кроме того, чем меньше масса колеса, тем при

работе передачи сильнее шум высокого тона. Получение же глубоких выточек токарной обработкой — операция трудоемкая, которую лучше избегать. По этой причине в современных машинах колеса с глубокими выточками, полученными механической обработкой, применяют редко.

Для снижения расхода высококачественной стали зубчатые колеса иногда делают составными: центр — из стали марки 45, а венец — из легированной стали (рис. 3.4) ($h \approx 0,1 b$; $t \approx 0,8 h$).

Острые кромки на ребрах деталей притупляют фасками. На углах обода и ступицы размеры фасок принимают по табл. 3.1.

Размеры фасок на торцах зубчатого венца принимают

$$f \approx 0,5m,$$

где m — модуль зацепления, которые затем округляют до стандартного значения (табл. 3.1).

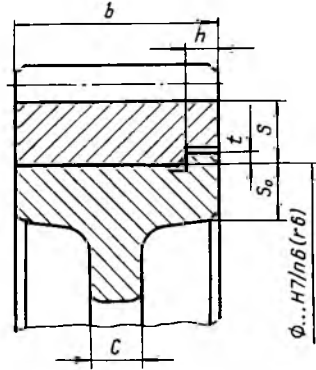


Рис. 3.4

Таблица 3.1

мм								
d	20...30	32...40	42...50	53...80	85...120	125...150	160...250	260...500
f	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0

Базовыми поверхностями при нарезании зубьев являются поверхность центрального отверстия и торцы зубчатого венца. На рис. 3.5, а, б показаны схемы базирования колес при нарезании зубьев.

Если зубья колес нарезают «пакетом» по два колеса и более (рис. 3.5, б), чтобы обеспечить соприкосновение торцов зубчатых венцов, следует занижать торцы ступиц или оговаривать в технологии, что торец ступицы не должен выступать за торец венца.

Характерной особенностью шевронных колес является увеличенная их ширина по сравнению с другими цилиндрическими колесами. Оптимальной является конструкция стального литого колеса, представленного на рис. 3.6, а.

Размеры конструктивных элементов принимают:

$$S = 4m + 2 \text{ мм}; \quad C = (0,30 \dots 0,35) b; \quad l_{\text{ст}} = b;$$

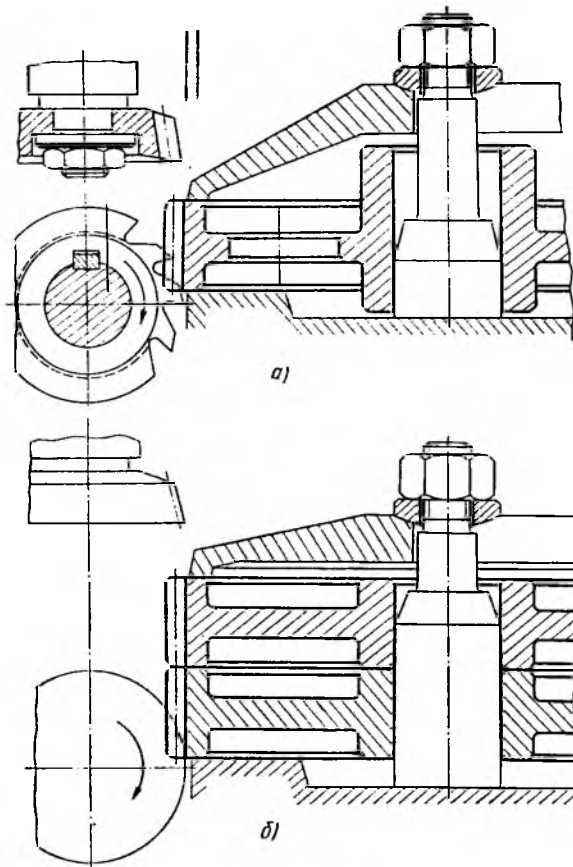
$$d_{\text{ст}} = 1,5d + 10 \text{ мм}; \quad h \approx 2,5m; \quad e = (10 \dots 15) m,$$

где m — модуль зацепления.

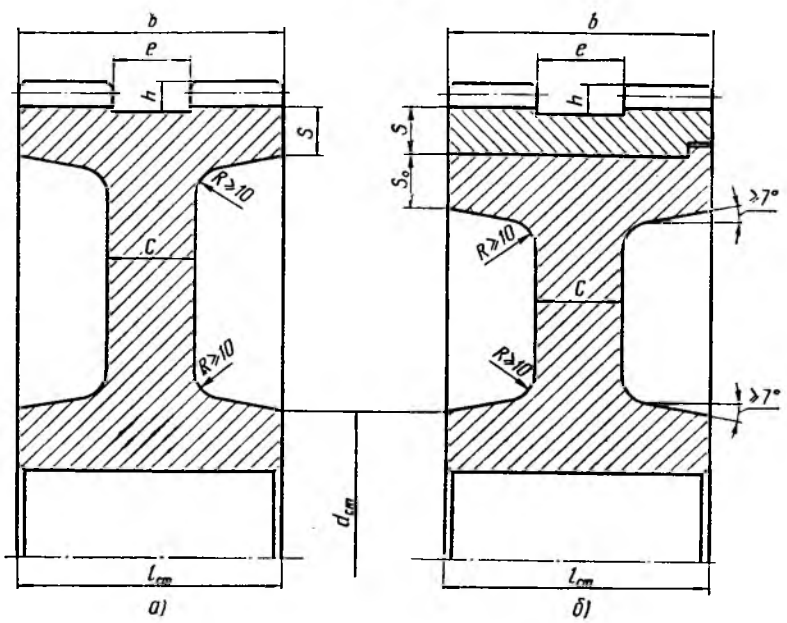
Меньшее значение коэффициента перед m в последней формуле принимают для более крупных модулей.

Более точно ширину канавки f определяют прочерчиванием (см. [8], с. 101).

При изготовлении колеса из высококачественной стали целесообразно шевронное колесо выполнять составным — стальной центр и напрессованный зубчатый венец (рис. 3.6, б). В этом случае принимают толщину обода центра $S_0 = (1, 0 \dots 1, 1)S$. Остальные конструктивные элементы такие же, как у целых шевронных колес.



Puc. 3.5



Puc. 3.6

2. Цилиндрические зубчатые колеса внутреннего зацепления

Конструктивные элементы $d_{ст}$, $l_{ст}$, S и C (рис. 3.7) в колесах внутреннего зацепления принимают по соотношениям, приведенным на с. 26. Для создания установочной базы при нарезании зубьев полезно предусматривать опорную кольцевую поверхность шириной $k \approx \approx 2,5 m$, где m — модуль зацепления.

Колеса внутреннего зацепления проектируют в двух конструктивных исполнениях, отличающихся расположением ступицы относительно зубчатого венца. В варианте по рис. 3.7,а ступица расположена внутри колеса, что создает более устойчивое положение колеса на валу по сравнению с вариантом по рис. 3.7,б, в котором ступица вынесена за контур зубчатого венца. Но необходимо, чтобы расстояние от поверхности ступицы до внутренней поверхности зубчатого венца было больше наружного диаметра долбяка (табл. 3.2). Кроме того, требуется, чтобы шестерня, находящаяся в зацеплении с колесом, свободно размещалась между зубчатым венцом и ступицей.

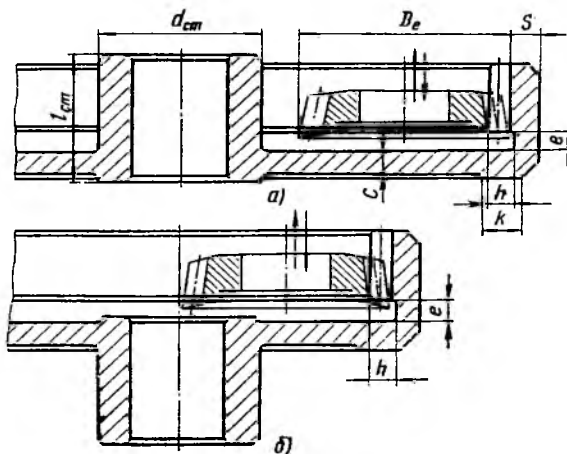


Рис. 3.7

Таблица 3.2

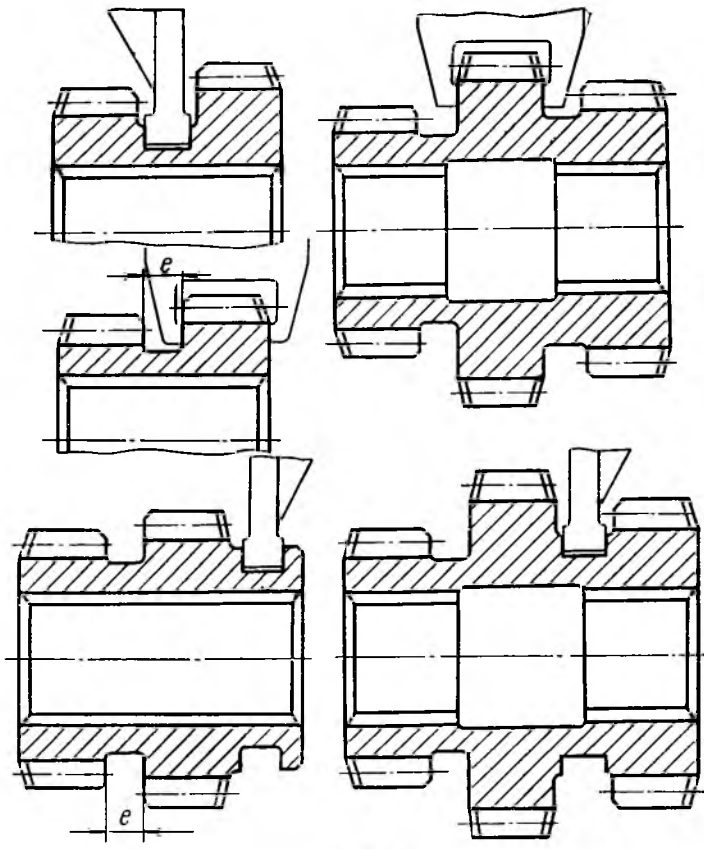
мм								
m	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8
D_e	80,3	82,7	82,4	83,8	87,3	114,4	118,9	150,5

При конструировании колес предусматривают между диском и зубьями канавку для выхода долбяка и размещения стружки, которая образуется при долблении зубьев. Размер e канавки (рис. 3.7) для прямозубых колес можно брать, руководствуясь табл. 3.3 (ГОСТ 14775—69)

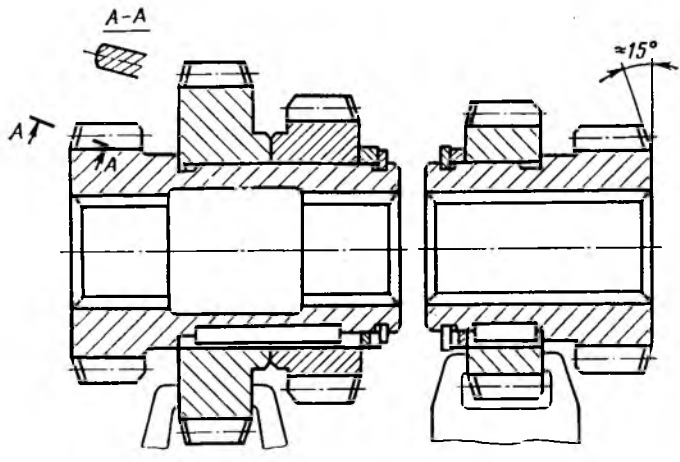
Таблица 3.3

мм						
m	1,5...2,25	2,5...4	4,5...5	5,5...6,5	7...9	10
e	5	6	7	8	9	10

Размер e канавки в косозубых колесах увеличивают на 30...40%. Глубину канавки во всех случаях принимают $h = 2,5 m$.



Puc. 3.8



Puc. 3.9

3. Блоки зубчатых колес

В коробках скоростей применяют зубчатые колеса, имеющие от двух до четырех зубчатых венцов. Такие колеса называют блоками зубчатых колес. Примеры конструкций блоков зубчатых колес показаны на рис. 3.8.

При конструировании многовенцовых блоков между венцами следует предусматривать канавки, разделяющие зубчатые венцы.

Степень точности 5- и 6-й зубчатых венцов достигают шлифованием. Для выхода шлифовального круга требуется широкая канавка и, следовательно, большие осевые размеры блоков зубчатых колес. Чтобы уменьшить эти размеры, блоки изготовляют составными (рис. 3.9).

В токарном станке мод. 16К20 станкозавода «Красный пролетарий» отдельные колеса соединяют в общий блок клеем (рис. 3.10). Для лучшего сцепления на сопряженных поверхностях нарезают винтовые канавки разного направления.

Зубья венцов подвижных блоков зубчатых колес (а также неподвижных со стороны входа в зацепление) скашивают под углом $15...20^\circ$ и закругляют для облегчения входа зубьев во впадины (см. рис. 3.9).

В подвижных одиночных колесах, а также в блоках зубчатых колес часто делают кольцевые пазы для передвижных камней или вилок. Ширину этих пазов обычно выполняют с допуском по *H8*, который в случае закалки колеса обеспечивается шлифованием боковых стенок паза. Для выхода шлифовального камня в углах кольцевых пазов предусматривают канавки.

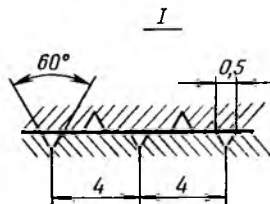
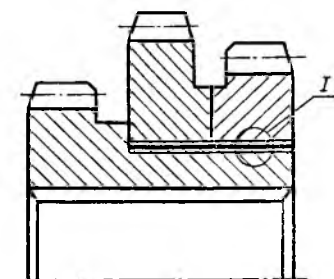
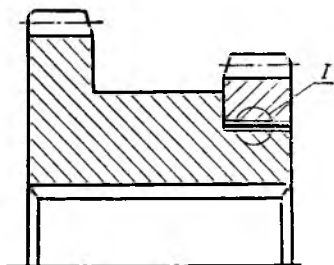


Рис. 3.10

4. Конические зубчатые колеса

Конические колеса с внешним диаметром d_a до 120 мм выполняют при угле делительного конуса шестерен $\delta \leq 30^\circ$ по рис. 3.11, а а при угле конуса колес $\delta \geq 45^\circ$ — по рис. 3.11, б. При $30^\circ < \delta < 45^\circ$ допускается и та и другая форма конических колес.

При диаметре $d_a > 120$ мм и единичном или мелкосерийном производстве колеса выполняют по рис. 3.11, в.

Диаметр $d_{ст}$ и длину $l_{ст}$ ступицы принимают по соотношениям, указанным на с. 24, толщину обода S определяют по формуле, приведенной на с. 26, а толщина диска

$$C = 1,5S.$$

Необходимо предусматривать плоскую торцовую поверхность шириной $b \geq 2,5m$, где m — модуль зацепления (рис. 3.11, в), для базирования колес в приспособлениях для нарезания зубьев.

При большом выпуске колес экономически оправдывает себя применение двусторонних штампов. Конструктивная форма конических колес для

ковки в таких штампах представлена на рис. 3.11,г (тонкими линиями показана заготовка колес после штамповки). Закругления выполняют радиусами $R \geq 10$ мм, а штамповочный уклон конусной поверхности ступицы $\gamma \geq 7^\circ$.

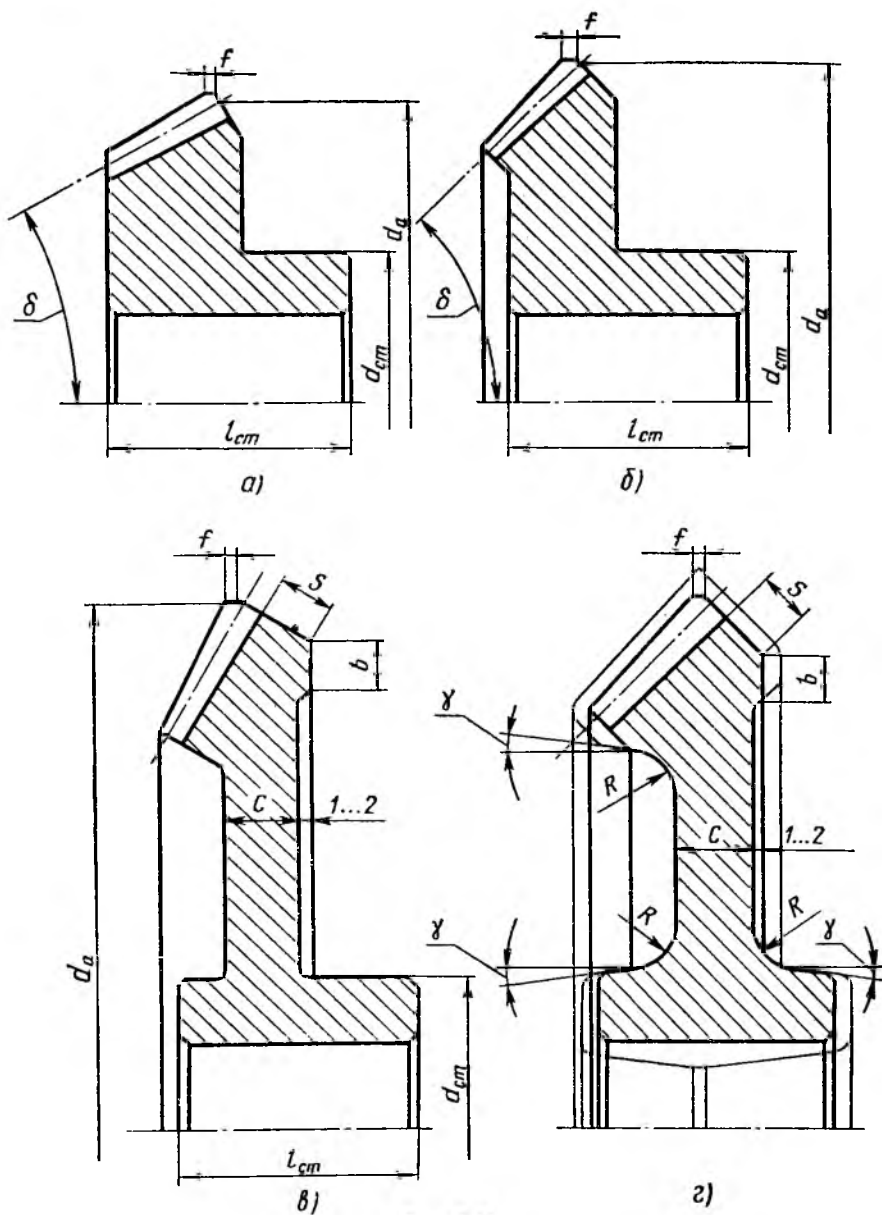


Рис. 3.11

На внешних углах зубьев параллельно оси отверстия снимают фаски f (рис. 3.11).

Аналогично цилиндрическим, конические колеса транспортных машин (автомобилей и др.) для снижения их массы делают более тонкостенными.

Последнее время конические колеса в основном делают из относительно дорогих сталей. Поэтому с целью их экономии колеса диаметром $d_a > 180$ мм

часто выполняют составными. Зубчатый венец крепят в зависимости от размеров колеса к стальному центру или к фланцу вала (рис. 3.12) болтами под развертку (а) или заклепками (б).

Осевая сила, возникающая в зацеплении, должна быть направлена на опорный фланец (на рис. 3.12 сила F_a).

Центрирование по диаметру D лучше, чем по диаметру D_0 , так как: 1. Точность центрирования выше (при той же посадке допуски размеров D венца и центра и посадочный зазор меньше). 2. Технологически проще получить точное отверстие гладкое, без уступа. Для центра наличие или отсутствие уступа менее существенно. 3. Меньшая поверхность обработки центрирующих поверхностей венца и центра и, следовательно, меньшие затраты

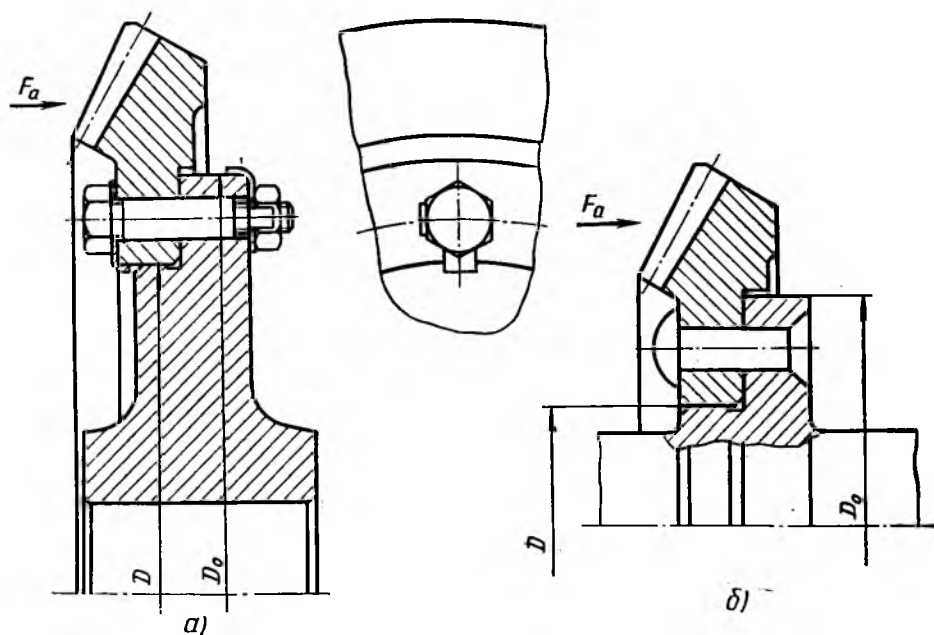


Рис. 3.12

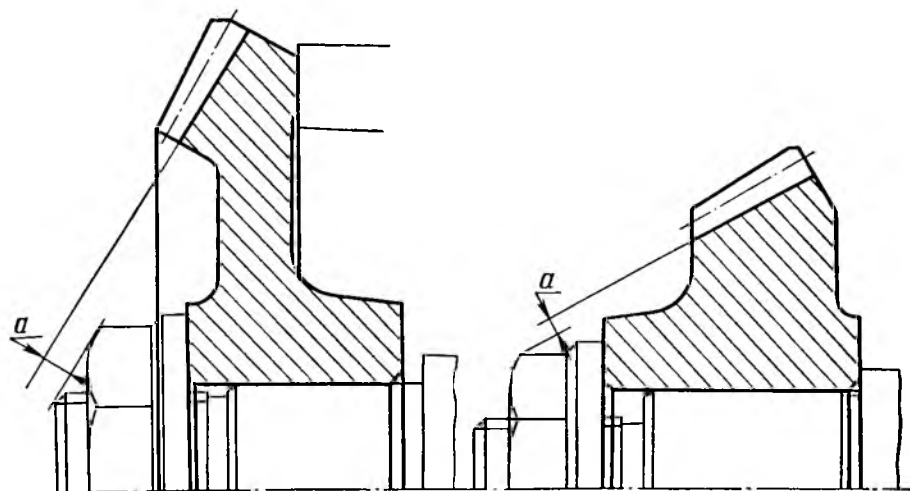


Рис. 3.13

времени. Однако следует отметить, что центрирование по диаметру D_0 повышает жесткость стыка.

Бандажированные конические колеса в главных передачах автомобилей ЗИЛ, «Жигули», «Москвич» и ряда зарубежных фирм центрированы по диаметру D .

В последнее время в основном применяют конические колеса с круговыми зубьями, которые нарезают резцовыми головками. Чтобы такое нарезание можно было осуществить, при конструировании колес предусматривают свободный выход инструмента $a \geq 0,5 t$ (рис. 3.13), где t — модуль.

5. Валы-шестерни

Шестерни конструируют в двух исполнениях: вместе с валом — вал-шестерня и отдельно от него — насадная шестерня. В некоторых источниках [17] рекомендуется при $d_1 \geq 2d_{отв}$ шестерню выполнять насадной. Такую рекомендацию нельзя признать правильной. При насадной шестерне упрощается заготовка вала, который изготавливают в этом случае из прутка. Однако при таком исполнении требуется: 1) точная обработка дополнительной посадочной поверхности вала (точение, шлифование, фрезерование шпоночного паза); 2) дополнительная точная обработка шестерни (сверление, растачивание, развертывание или шлифование отверстия, протягивание шпоночного паза, точная обработка торцов); 3) дополнительное изготовление распорной втулки; 4) дополнительное изготовление шпонки; 5) дополнительная затрата времени на сборку деталей; 6) расходование дополнительного материала на изготовление втулки, шпонки и припусков на обработку посадочных поверхностей вала и шестерни. Кроме того, увеличивается радиальное биение зубчатого венца шестерни из-за появления дополнительной поверхности сопряжения. При исполнении шестерни вместе с валом лишь усложняется заготовка детали.

Таким образом, качество вала-шестерни выше, а стоимость ниже, чем вала и насадной шестерни. Именно поэтому все шестерни редукторов выполняют вместе с валом.

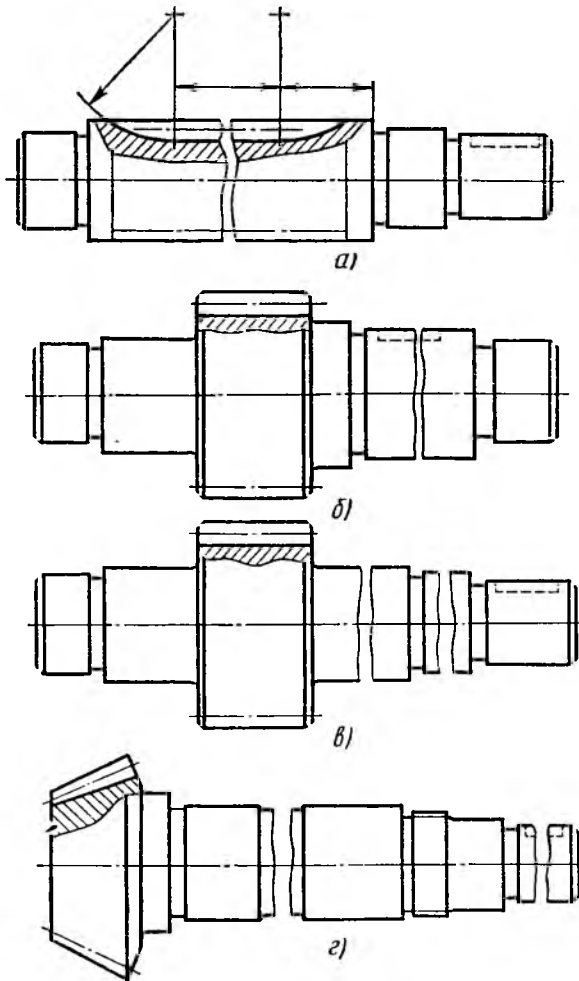


Рис. 3.14

Для передачи вращающего момента применяют посадку колес с натягом, шпоночные или шлицевые соединения. В единичном и мелкосерийном производстве используют главным образом призматические шпонки.

В серийном и массовом производстве применяют в зависимости от передаваемого момента шлицевые соединения или сегментные шпонки. В последнее время передачу момента все чаще осуществляют посадками с большим натягом.

Колеса, неподвижно сидящие на валу, должны составлять с ним одно целое. Поэтому вал и колеса следовало бы изготавливать из одного куска металла. Однако изготовление такой объединенной детали технологически сложно и дорого. Кроме того, при поломке даже одного зуба в негодность приходит вся деталь. Поэтому колеса, как правило, выполняют насадными.

Чтобы насадные колеса и вал составляли единое целое, желательно применять посадки с большим натягом. Однако последние вызывают технологические трудности при запрессовке и особенно при снятии колес с вала. В связи с этим там, где это возможно, выбирают посадки с небольшим натягом, учитывая режим работы колес и действующие нагрузки.

На прямозубые цилиндрические колеса действуют силы в зацеплении, которые можно привести к силе и моменту. Если в соединении колеса с валом имеется зазор, то под действием указанной силы и момента происходит микроскольжение посадочных поверхностей и, как следствие, их развальцовывание. Поэтому зазор в соединении прямозубых колес с валом нежелателен. В случае передачи вращающего момента шпонкой применяют посадки с малым натягом типа $H7/p6$.

На цилиндрические косозубые колеса, а также конические и червячные дополнительно действует осевая сила, создающая момент. Этот момент перераспределяет по поверхности сопряжения колеса с валом напряжения сжатия от натяга. Желательно, чтобы на торце детали напряжения сжатия не были равны нулю, т. е. чтобы не было так называемого раскрытия стыка. Таким образом, по условию нераскрытия стыка, для колес цилиндрических косозубых, конических и червячных следует применять посадки с большим натягом типа $H7/r6$ или $H7/s6$.

Подвижные вдоль вала зубчатые колеса сажают по посадке $H7/g6$, а вращающиеся — по $H7/f7$.

Для соединений шлицевых прямобочных рекомендуется применение следующих посадок (см. СТ СЭВ 187—75):

- 1) Соединение подвижное с центрованием по d :
посадка по центрирующему диаметру $H7/g6$;
посадка по ширине b $F10/f9$;
- 2) Соединение неподвижное с центрированием по D :
посадка по центрирующему диаметру
плотная $H7/j_6$; тугая $H7/n6$;
посадка по ширине b $F8/f7$.

Для соединений шлицевых эвольвентных рекомендуется применение следующих посадок (см. СТ СЭВ 259—76):

- 1) Соединение подвижное с центрированием по боковым поверхностям зубьев:
с зазором $9H/8f$; скользящее средней точности $9H/9h$; скользящее точное $7H/7h$.
- 2) Соединение неподвижное с центрированием по наружному диаметру:
посадки плотная $H7/j_6$; тугая $H7/n6$;

Насадные шестерни приходится применять вынужденно, когда их нельзя по разным причинам сделать вместе с валом, например по условиям сборки, в случае подвижных вдоль вала шестерен или в целях снижения расхода высококачественной стали, что должно быть обосновано экономическими расчетами.

Некоторые конструктивные варианты вала-шестерни показаны на рис. 3.14, *a—г*. В конструкции по рис. 3.14, *a* зубья нарезают на цилиндрической поверхности вала. Выход фрезы определяют графически и показывают на чертеже.

§ 2. Червячные колеса и червяки

По условиям работы червячной пары зубья червячного колеса должны изготавливаться из антифрикционных материалов. Обычно червячные колеса делают составными: центр колеса — из стали или из серого чугуна, а зубчатый венец — из антифрикционного материала.

При единичном и мелкосерийном производстве зубчатые венцы соединяют с центром колеса посадкой с натягом (рис. 3.15, *a*) и винтовым креплением (рис. 3.15, *б*).

В среднесерийном, крупносерийном и массовом производстве часто наплавляют бронзовый обод на чугунный или стальной центр. Для этого центр колеса, подогретый до 700...800°C, закладывают в кокиль, который перед заливкой расплавленной бронзы подогревают до 150...200°. После заливки и остывания детали между основным металлом и бронзой возникает механическое сцепление, вызываемое усадкой затвердевающего жидкого металла. Для улучшения сцепления венца с центром обод последнего выполняют по одному из вариантов рис. 3.16.

Червячные колеса, как правило, вращаются с небольшой скоростью, поэтому нерабочие поверхности обода, диска и ступицы колеса оставляют черными (необработанными) и делают конусными с большими радиусами закруглений.

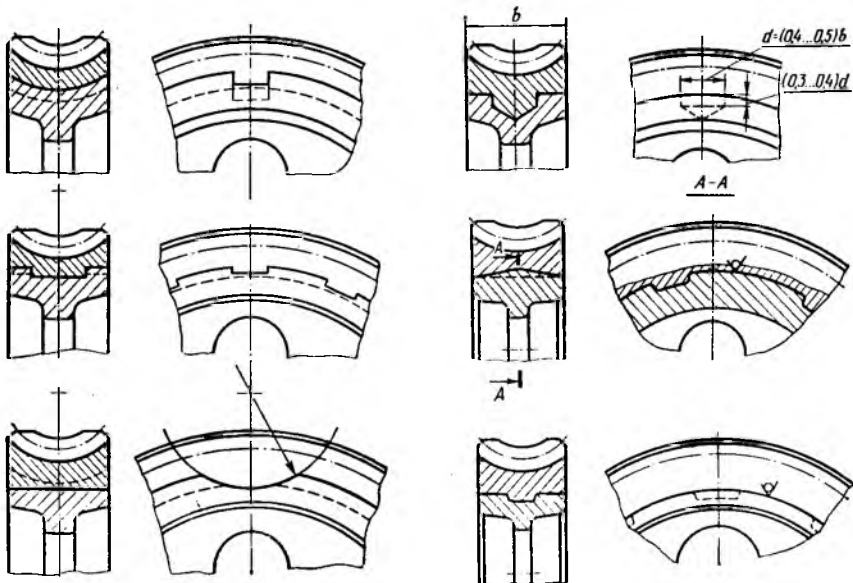


Рис. 3.16

Толщина обода для червячных колес в самом тонком месте (см. рис. 3.15)

$$S_ч = S, - \lambda = m \cdot \psi$$

где S — толщина обода зубчатого колеса, которую определяют по формуле, приведенной на с. 26.

Другие конструктивные элементы принимают:

$$S_0 = (1,2 \dots 1,3) S_ч; \quad C = (1,2 \dots 1,3) S_0; \quad d_{ст} = 1,5d + 10 \text{ мм.}$$

Размеры остальных конструктивных элементов червячных колес следует принимать такими же, как для обычных и бандажированных зубчатых колес (см. с. 24, 26).

Червяки чаще всего выполняют вместе с валом. При конструировании червяка желательно предусматривать свободный выход инструмента при нарезании и шлифовании витков (рис. 3.17, а, б).

При относительно малом диаметре червяк выполняют, как показано на рис. 3.17, в. Для выхода инструмента длину нарезания с каждой стороны червяка необходимо увеличить на $a = (2 \dots 3)m$, где m — модуль зацепления.

На концах червяка устанавливают подшипники качения, упорные заплечики для которых должны соответствовать нормативам (см. с. 98). Иногда для образования заплечика требуемой высоты приходится делать буртики (рис. 3.17, б).

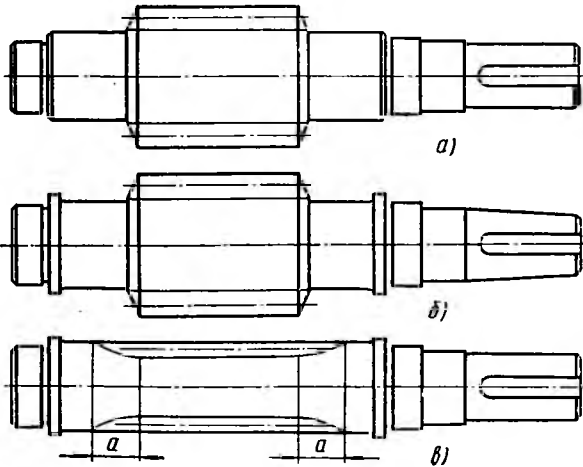


Рис. 3.17

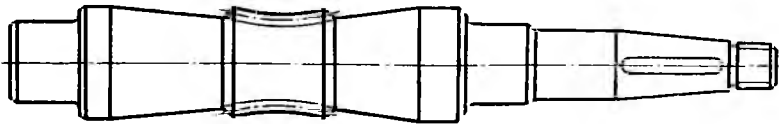


Рис. 3.18

Выступающие концы червяков выполняют цилиндрическими или коническими. При цилиндрическом конце предусматривают заплечик для упора детали, закрепляемой на конце вала.

Глобoidные червяки конструктивно отличаются от цилиндрических формой участка нарезки и диаметром шеек под подшипники, соизмеримых с диаметром червяка. Остальные элементы червяков этого типа конструируют так же, как и цилиндрических (рис. 3.18).

§ 3. Установка колес на валах

1. Сопряжение колес с валом

Для передачи вращающего момента применяют посадку колес с натягом, шпоночные или шлицевые соединения. В единичном и мелкосерийном производстве используют главным образом призматические шпонки.

В серийном и массовом производстве применяют в зависимости от передаваемого момента шлицевые соединения или сегментные шпонки. В последнее время передачу момента все чаще осуществляют посадками с большим натягом.

Колеса, неподвижно сидящие на валу, должны составлять с ним одно целое. Поэтому вал и колеса следовало бы изготавливать из одного куска металла. Однако изготовление такой объединенной детали технологически сложно и дорого. Кроме того, при поломке даже одного зуба в негодность приходит вся деталь. Поэтому колеса, как правило, выполняют насадными.

Чтобы насадные колеса и вал составляли единое целое, желательно применять посадки с большим натягом. Однако последние вызывают технологические трудности при запрессовке и особенно при снятии колес с вала. В связи с этим там, где это возможно, выбирают посадки с небольшим натягом, учитывая режим работы колес и действующие нагрузки.

На прямозубые цилиндрические колеса действуют силы в зацеплении, которые можно привести к силе и моменту. Если в соединении колеса с валом имеется зазор, то под действием указанной силы и момента происходит микроскольжение посадочных поверхностей и, как следствие, их развальцовывание. Поэтому зазор в соединении прямозубых колес с валом нежелателен. В случае передачи вращающего момента шпонкой применяют посадки с малым натягом типа $H7/p6$.

На цилиндрические косозубые колеса, а также конические и червячные дополнительно действует осевая сила, создающая момент. Этот момент перераспределяет по поверхности сопряжения колеса с валом напряжения сжатия от натяга. Желательно, чтобы на торце детали напряжения сжатия не были равны нулю, т. е. чтобы не было так называемого раскрытия стыка. Таким образом, по условию нераскрытия стыка, для колес цилиндрических косозубых, конических и червячных следует применять посадки с большим натягом типа $H7/r6$ или $H7/s6$.

Подвижные вдоль вала зубчатые колеса сажают по посадке $H7/g6$, а вращающиеся — по $H7/f7$.

Для соединений шлицевых прямобоковых рекомендуется применение следующих посадок (см. СТ СЭВ 187—75):

- 1) Соединение подвижное с центрованием по d :
посадка по центрирующему диаметру $H7/g6$;
посадка по ширине b $F10/f9$;
- 2) Соединение неподвижное с центрированием по D :
посадка по центрирующему диаметру
плотная $H7/j_6$; тугая $H7/n6$;
посадка по ширине b $F8/f7$.

Для соединений шлицевых эвольвентных рекомендуется применение следующих посадок (см. СТ СЭВ 259—76):

- 1) Соединение подвижное с центрированием по боковым поверхностям зубьев:
с зазором $9H/8f$; скользящее средней точности $9H/9h$; скользящее точное $7H/7h$.
- 2) Соединение неподвижное с центрированием по наружному диаметру:
посадки плотная $H7/j_6$; тугая $H7/n6$;

посадка по нецентрирующим боковым поверхностям зубьев $11H/9d$.

При посадках с натягом во время установки зубчатых колес на валы очень трудно совместить шпоночный паз в колесе со шпонкой вала. Для облегчения сборки рекомендуется предусматривать направляющий цилиндрический участок вала с допуском по $d11$ (рис. 3.19, а).

Для этой же цели там, где это возможно, выпускают шпонку за пределы детали (рис. 3.19, б). При таком исполнении сохраняется длина посадочного участка вала. Поэтому вариант по рис. 3.19, б предпочтительнее, хотя и сложнее в изготовлении.

Иногда для лучшего центрирования и упрощения сборки вместо направления по цилиндрической поверхности концевой участок вала делают на конус.

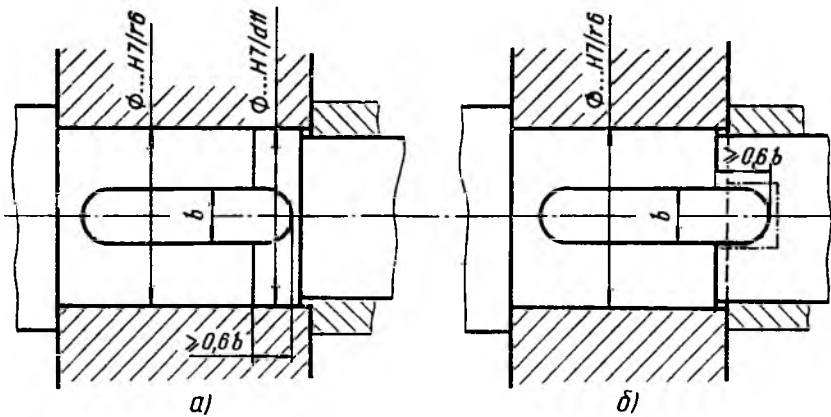


Рис. 3.19

Посадку больших, тяжело нагруженных колес на вал часто производят на конус, особенно если колесо расположено на конце вала. Достоинством такого соединения является точное центрирование и беззазорное сопряжение. Недостаток — более сложное изготовление конуса на валу и в отверстии колеса.

В последнее время все чаще стали применять конусные концы валов, выступающие из редуктора или коробки скоростей, чем обеспечиваются точное и надежное соединение конца вала с посаженной на него деталью и относительно легкий ее съем. При посадке детали на конический участок вала нельзя упирать ее в буртик, так как при этом не может быть гарантирован необходимый натяг.

2. Осевое фиксирование и осевое крепление колес

Для обеспечения нормальной работы зубчатые и червячные колеса должны быть установлены на валах без перекоса.

Если ступица колеса имеет достаточно большую длину (отношение $l_{ст}/d \geq 0,8$), то поверхность отверстия полностью определяет положение колеса относительно вала — колесо будет сидеть на валу без перекоса. В этом случае достаточно предохранить колесо от осевых перемещений по валу любым простейшим способом. Условимся называть это осевым фиксированием колеса, при котором дополнительное осевое крепление колеса не делают.

Если длина ступицы колеса небольшая и отношение $l_{ст}/d < 0,8$, то отверстие колеса при сборке не всегда может с достаточной точностью опре-

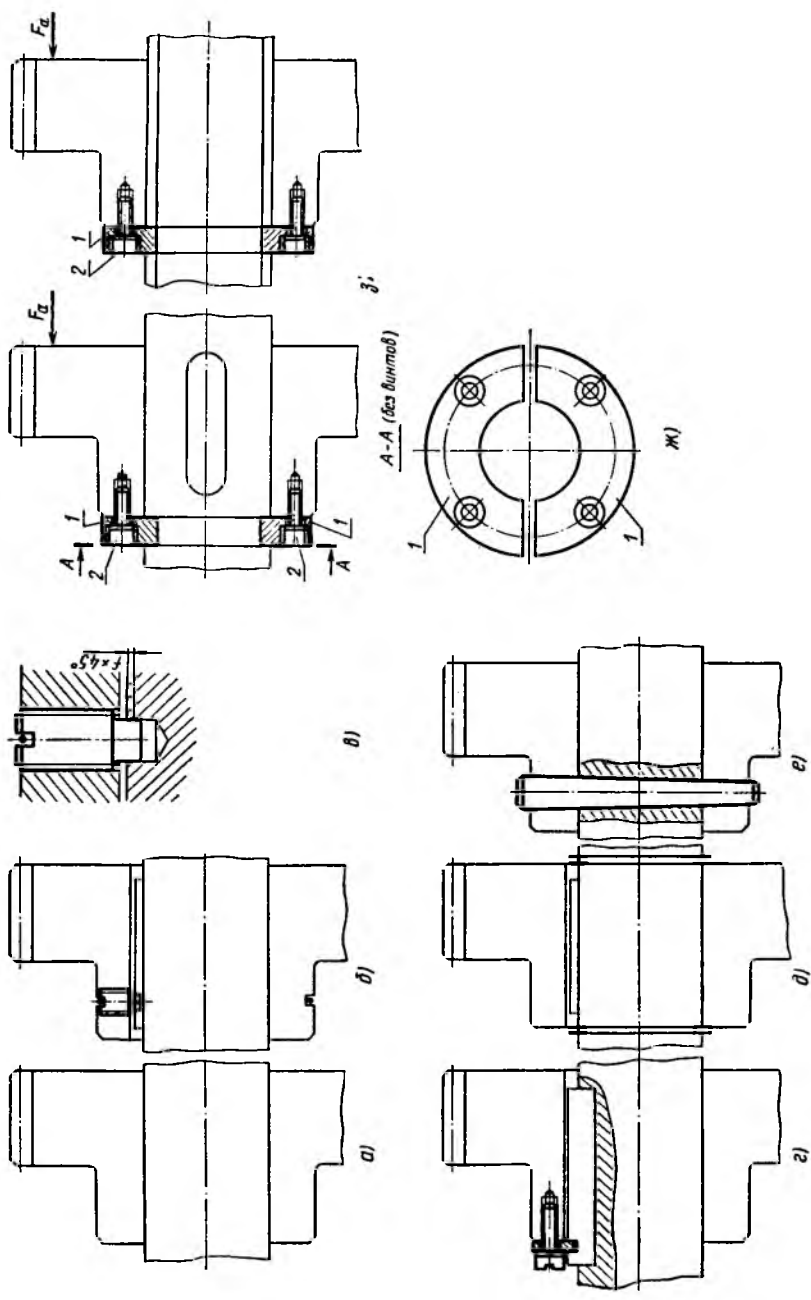


Рис. 3.20

делить его положение относительно вала. Кроме того, в цилиндрических косозубых и в конических колесах возникают осевые силы, вызывающие изгибные деформации колес. Поэтому при отношении $l_{с.т}/d < 0,8$ желательно в конструкцию узла встраивать гайку или концевую шайбу для поджима колеса к торцу буртика вала. Если вал не имеет упорного буртика, то все колеса, сидящие на этом валу, должны быть выполнены с отношением $l_{с.т}/d \geq 0,8$.

Цилиндрические колеса фиксируют на валу одним из способов, показанных на рис. 3.20:

1) силами трения (*a*), возникающими в посадках с большим натягом. В последнее время его предпочитают всем другим способам для фиксирования как прямозубых, так и косозубых колес;

2) установочным винтом (*б*) с цилиндрическим (ГОСТ 1478—75) концом, для которого на валу или в шпонке выполняют цилиндрическое гнездо. Винт завинчивают не до отказа (*в*). Чтобы предохранить установочный винт от самопроизвольного вывинчивания, на поверхности ступицы колеса протачивают узкую канавку. Шлиц установочного винта совмещают с направле-

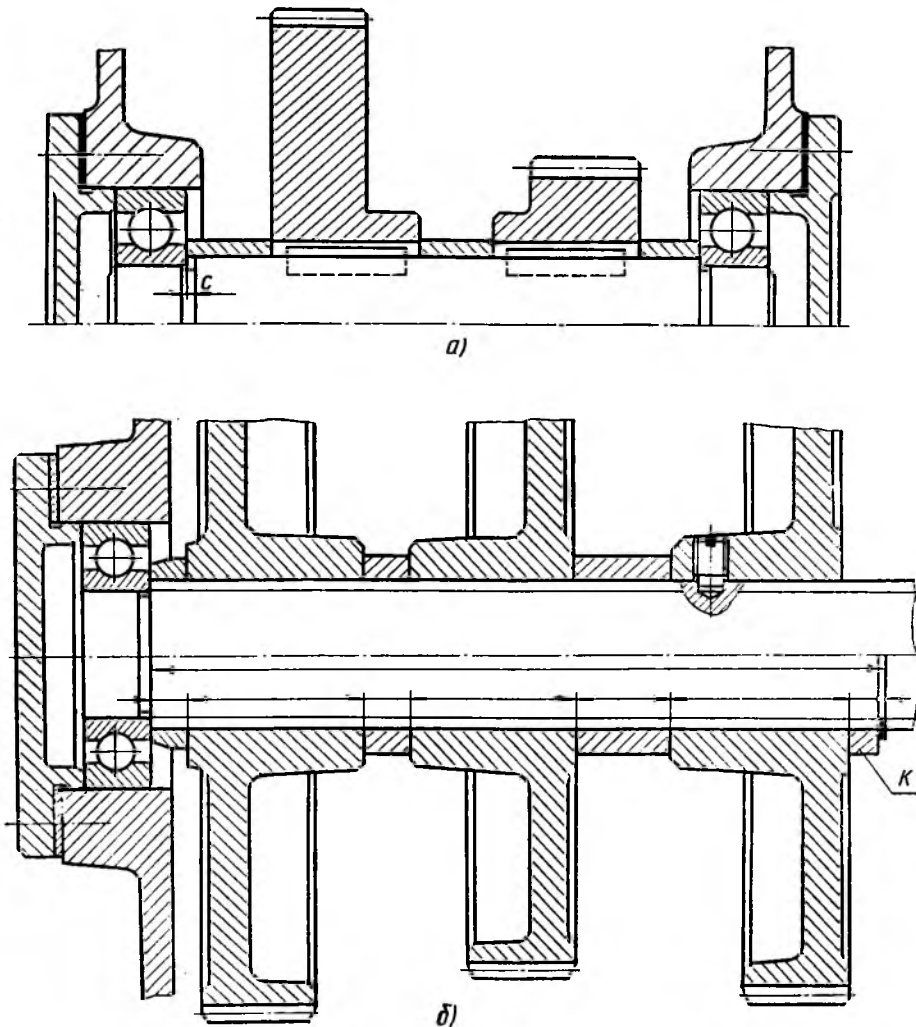


Рис. 3.21

нием канавки. После этого в нее закладывают пружинное стопорное кольцо или мягкую проволоку, стопорящие винт. Размеры пружинных колец приведены в работах [1, 2, 6, 11];

3) планкой (*з*), которая входит в поперечный паз, выполненный в шпонке. В этом случае шпонка должна быть посажена в паз вала плотно, без зазора;

4) пружинными упорными кольцами (*д*). Пружинные кольца и размеры канавок для них берут из работ [1, 6, 11] и по табл. 1.17 приложения 1;

5) коническим штифтом (*е*) по ГОСТ 3129—70 или коническим разводным штифтом (см. табл. 1.12 и 1.13 приложения 1). Штифт ослабляет вал. Поэтому данный способ применяют во вспомогательных устройствах, например в механизмах ручного управления. В этом случае штифт заменяет также шпонку;

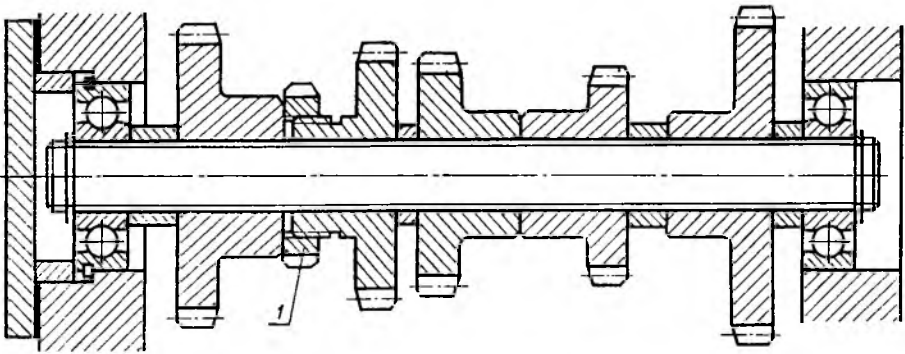


Рис. 3.22

6) двумя полукольцами *1*, поставленными в канавку вала и прикрепленными винтами *2* к ступице колеса (*ж*);

7) целым кольцом *1(з)*, в отверстии которого имеются шлицы. Это кольцо передвигают по шлицам вала, заводят в канавку, поворачивают на $1/2$ углового шага шлицев и прикрепляют винтами *2* к ступице колеса.

Осевую силу в косозубых колесах, фиксированных по способам рис. 3.20, *ж*, *з*, следует направлять по стрелке F_a .

На рис. 3.21, *а* показано осевое фиксирование группы зубчатых колес торцами колец подшипников и распорными втулками. Этот способ находит широкое применение как в редукторах, так и в коробках скоростей вследствие относительной простоты.

Для гарантии контакта деталей по торцам должны быть предусмотрены зазоры *с* между уступами вала и торцами втулок.

Иногда удобно применять осевое фиксирование группы зубчатых колес установочным винтом или пружинным разжимным кольцом в комбинации с распорными втулками (рис. 3.21, *б*). Для точного осевого фиксирования деталей на валу ставят компенсаторное кольцо *К*. В этом случае все детали последовательно надевают на вал и поджимают к торцу подшипника. Затем измеряют расстояние между торцами ступицы колеса и пружинного кольца. Под этот размер подбирают или подшлифовывают компенсаторное кольцо.

Оригинальное решение осевой фиксации группы колес показано на рис. 3.22. Вращением гайки *1* колеса поджимают к пружинным упорным кольцам, поставленным в канавки на концах вала.

Если вал имеет упорный буртик, то колеса могут быть с отношением $l_{сг}/d < 0,8$. Осевое крепление колес в этом случае выполняют по рекомен-

дациям, приведенным на с. 41. Если $l_{ct}/d \geq 0,8$, то отдельные колеса фиксируют на валу так, как показано на рис. 3.23, а группу колес — как показано на рис. 3.24.

Иногда по различным причинам буртик на валу создать нельзя. Тогда для упора колес применяют искусственные буртики. Основные конструктивные исполнения таких буртиков показаны на рис. 3.25. Однако эти буртики

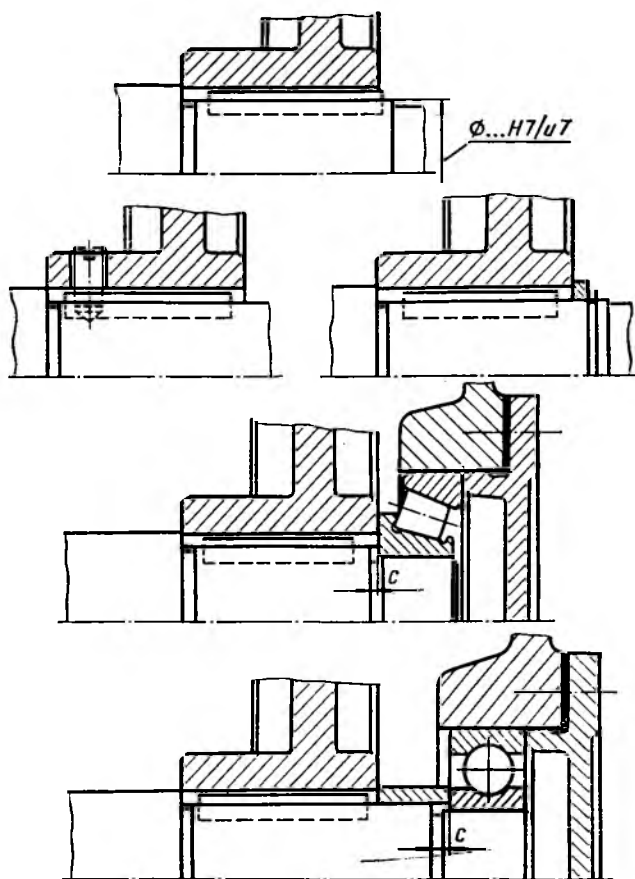


Рис. 3.23

снижают точность базирования из-за погрешностей изготовления и сложности контроля.

На рис. 3.25,а упорным буртиком служит пружинное кольцо 1 по ГОСТ 13942—68 (см. табл. 1.17 приложения 1). Для того чтобы увеличить площадь контакта, перед пружинным кольцом 1 (рис. 3.25,б) поставлено кольцо 2.

На рис. 3.25,в упорный буртик создан двумя полукольцами 1, заложенными в канавку вала. От выпадания полукольца удерживаются поверхностью отверстия колеса.

На рис. 3.25,г показана аналогичная конструкция. В ней полукольца 1 удерживаются от выпадания поверхностью выточки, сделанной в отверстии колеса.

Общим недостатком описанных способов является появление канавки — концентратора напряжений, снижающего выносливость вала.

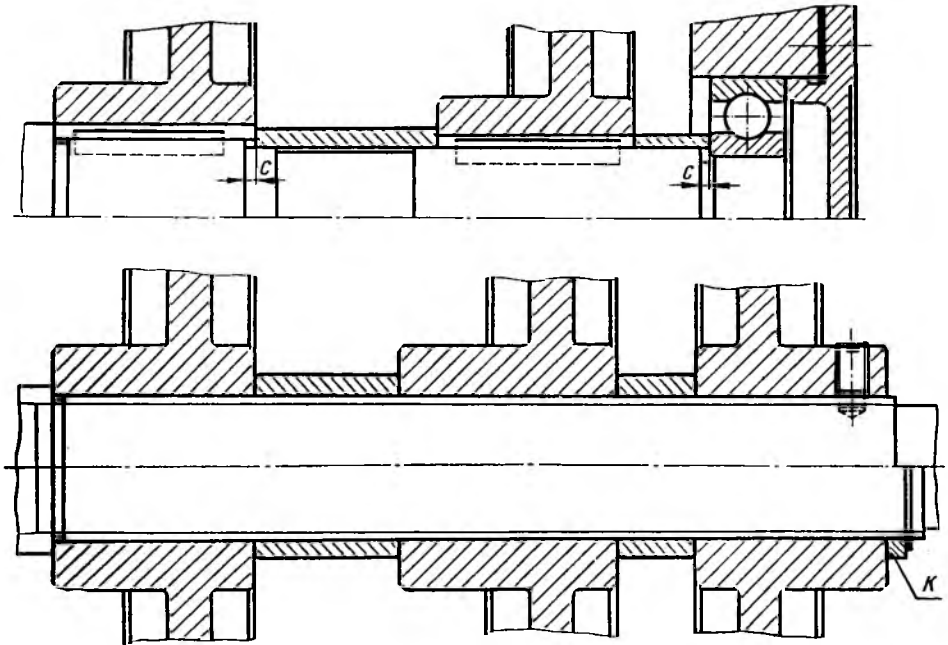


Рис. 3.24

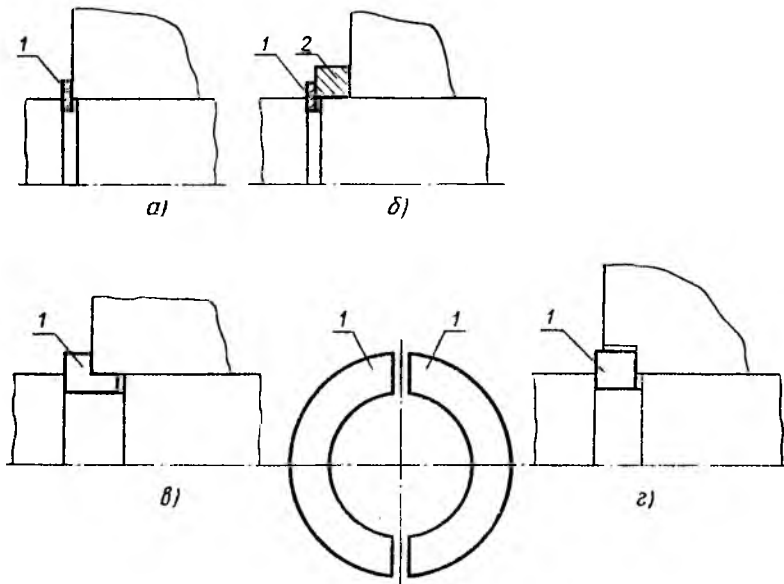


Рис. 3.25

Концы валов в зависимости от конструкции деталей, которые должны быть на них посажены, выполняют цилиндрическими (ГОСТ 12080—66), коническими (ГОСТ 12081—72) или нестандартной конструкции.

Осевое фиксирование и крепление деталей на цилиндрических и конических концах валов выполняют, как показано на рис. 3.26. Осевую фиксацию по рис. 3.26, *а—в* установочным винтом, пружинным упорным кольцом, коническим штифтом применяют при отношении $l_{сг}/d \geq 0,8$.

Осевое крепление по рис. 3.26, *г, д* в основном применяют при отношении $l_{сг}/d < 0,8$, реже при отношении $l_{сг}/d \geq 0,8$. Распорные втулки здесь применены для обеспечения нормальной работы уплотнения.

Крепление гайками и торцовыми шайбами требует надежного стопорения гаек и винтов. Размеры гаек, винтов, а также торцовых и стопорных шайб приведены в работах [1, 6, 11] и в табл. 1.4, 1.5, 1.8 и 1.11 приложения 1.

При посадке деталей на конический конец для создания натяга обязательен поджим деталей. Поэтому осевое крепление деталей на конических концах валов выполняют торцовыми шайбами или гайками (рис. 3.26, *е, ж*). Посадка деталей на конический конец предпочтительнее, особенно при реверсивной работе, при частых пусках и остановках.

Фрикционное соединение колеса с валом конусными кольцами, показанными на рис. 3.27, *а* [7, 23], требует высокой точности изготовления деталей; размеры колец см. в работе [6]. Оно характеризуется легкостью сборки и разборки, а затяжкой конусных колец создается требуемый натяг в соединении. Расчет соединений конусными кольцами приведен в работе [7], т. 1, с. 210. При выполнении по рис. 3.27, *б* колесо непосредственно сидит на валу и поэтому более точно на нем базируется.

На рис. 3.27, *в* показано другое решение, позволяющее свободно устанавливать и снимать деталь с конца вала. Требуемый натяг в соединении создается в результате упругих деформаций при затяжке конусного винта 1. Вместо шлицевого соединения может быть применено шпоночное или даже соединение с гладким валом.

Свободно сидящие колеса вращаются относительно валов и осей в подшипниках скольжения или качения. Такие колеса могут быть расположены между опорами вала или консольно.

Рис. 3.28 иллюстрирует различные способы осевого фиксирования колес, вращающихся в подшипниках скольжения. Простейшая схема показана на рис. 3.28, *а*. При очень малом перепаде диаметров применяют кольцо 1 со штифтом, препятствующим его провороту (рис. 3.28, *б*). Нередко дополнительно устанавливают втулку 2 с буртиком (рис. 3.28, *в*) или втулку 3 без буртика и одно или два кольца 4, которые поджимают к буртику вала или оси (рис. 3.28, *г*). Если колеса расположены на конце вала, то кольцо 4 заменяют концевой шайбой 5, которую крепят к торцу вала (рис. 3.28, *д*) и предохраняют от проворачивания штифтом.

Рис. 3.29 иллюстрирует способы осевого фиксирования колес, вращающихся в подшипниках качения. Наиболее простое решение показано на рис. 3.29, *а*. Расстояние между подшипниками 1 определяется конструкцией зубчатого колеса и компоновкой узла.

Часто применяют схему осевого фиксирования по рис. 3.29, *б*. При этой схеме подшипники нередко сближают и тогда вместо двух пружинных колец в отверстие колеса ставят одно кольцо. Этот способ несколько хуже предыдущего, так как требует выполнения канавок в отверстии колеса.

Некоторые заводы, например станкозавод имени Свердлова в Ленинграде, одно из пружинных колец заменяют распорным кольцом 1 (рис. 3.29, *в*).

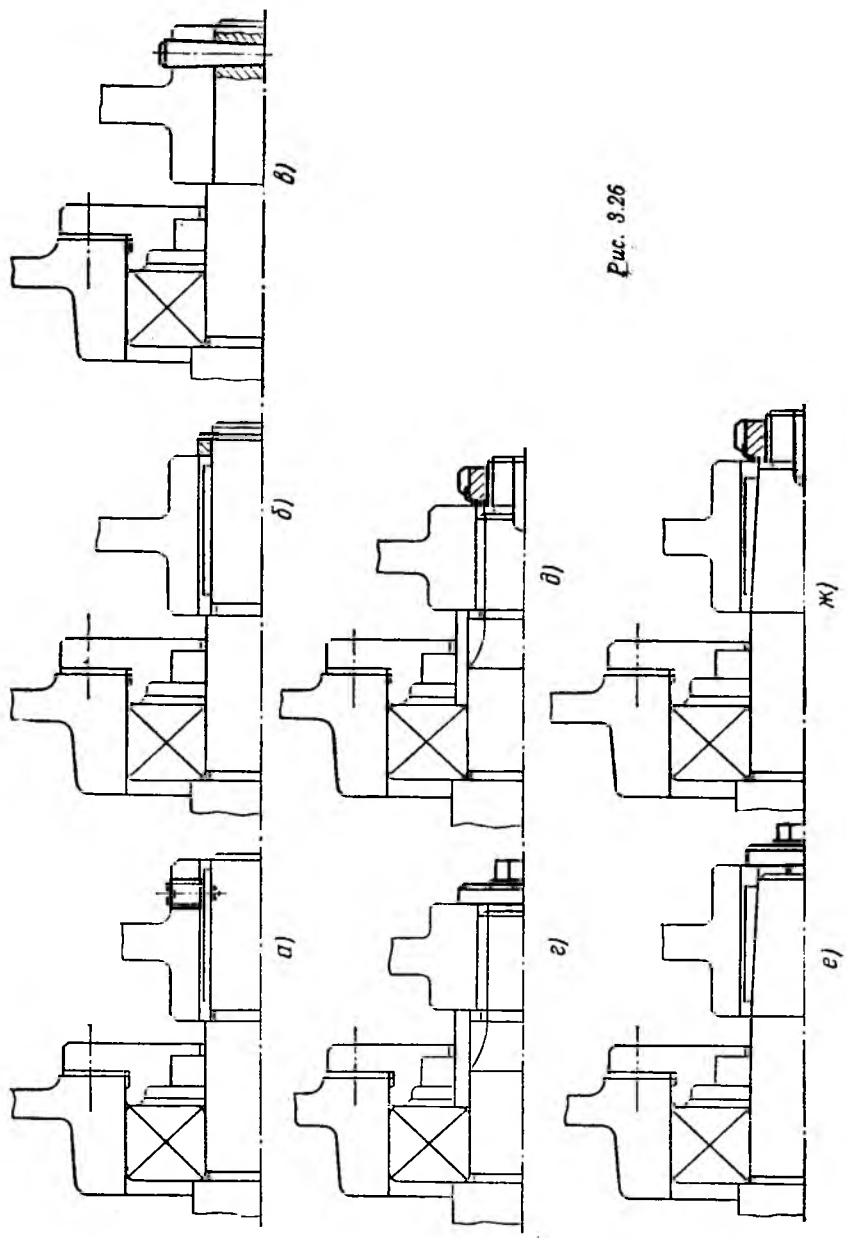


Рис. 9.26

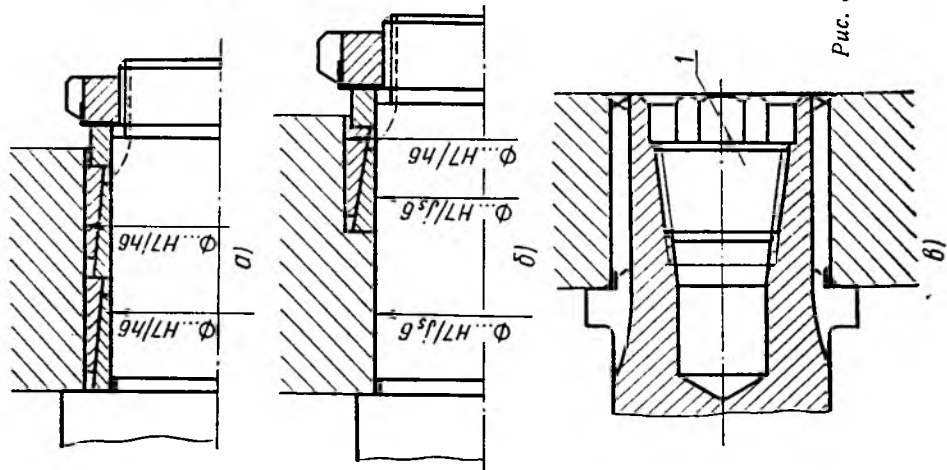


Рис. 3.27

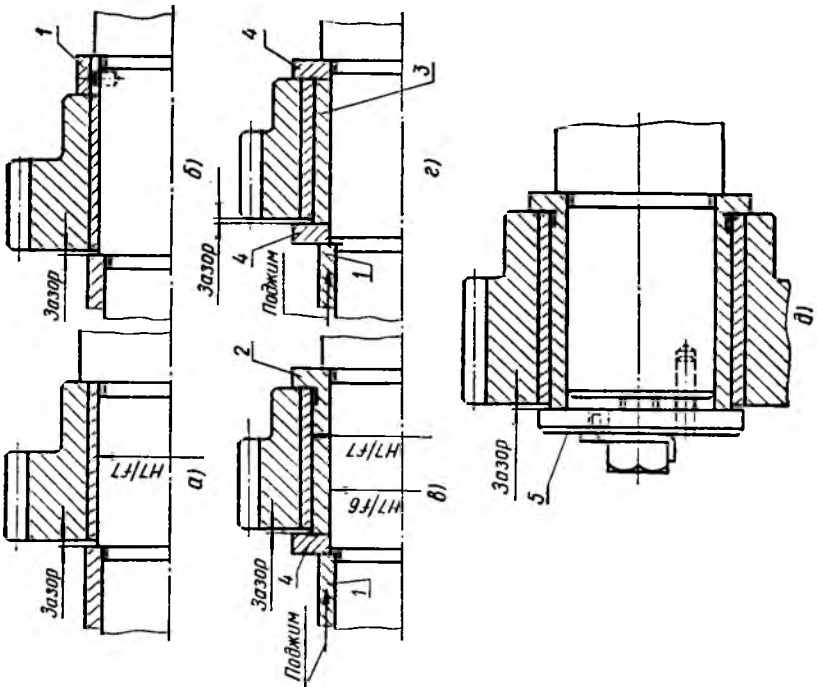


Рис. 3.28

Схема осевого фиксирования по рис. 3.29,г также находит широкое применение. На рис. 3.29,д дана такая же схема фиксирования, что и на рис. 3.29,г, но с буртиком в отверстии колеса. Для получения минимального осевого зазора между подшипником и пружинными кольцами ставят компенсаторные кольца *К*.

Рис. 3.29,е иллюстрирует способ осевого фиксирования колес, вращающихся в игольчатых подшипниках, которые приходится применять при малых диаметрах колес.

Колеса, расположенные консольно, фиксируют с одной стороны буртиком вала, с другой — концевой шайбой (рис. 3.29,ж) или гайкой. Для по-

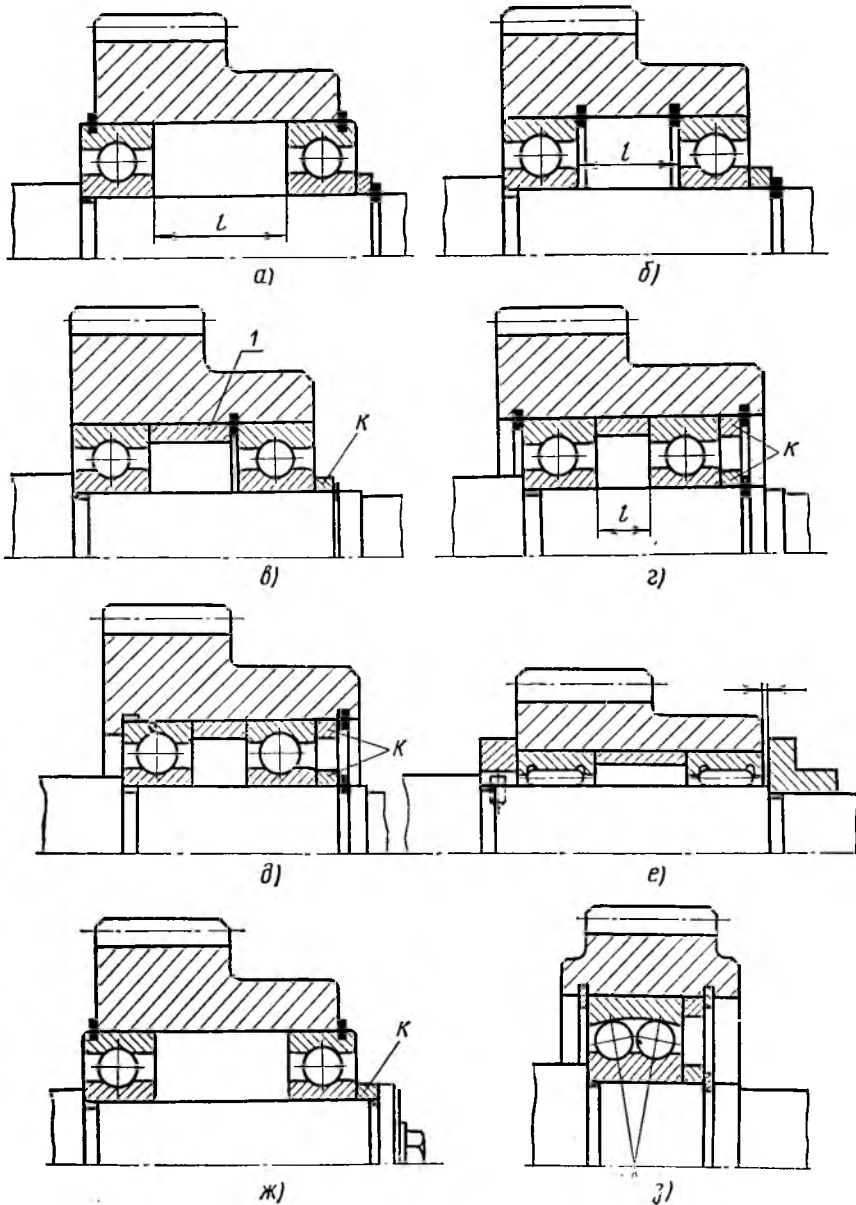


Рис. 3.29

лучения минимального осевого зазора между подшипником и шайбой ставят компенсаторное кольцо K , которое подбирают или шлифуют по месту.

В последнее время зубчатые колеса, свободно сидящие на валу, для самоустановки, обеспечивающей лучшее распределение нагрузки по длине контактной линии, устанавливают на сферических подшипниках (рис. 3.29, з).

§ 4. Регулирование осевого положения колес

1. Основные соображения

Погрешности изготовления деталей по осевым линейным размерам и погрешности сборки приводят к неточному осевому положению колес в зубчатых передачах, а также червячного колеса в червячных передачах.

В цилиндрических передачах редукторов для компенсации неточности относительного осевого положения колес ширину одного из них обычно делают больше ширины другого. Чтобы избежать неравномерной по ширине выработки, более твердое колесо — шестерню — выполняют большей ширины, и она перекрывает с обеих сторон более мягкое колесо. При этом на увеличение ширины шестерни расходуется меньше металла.

Требуемую разность ширины шестерни и колеса наиболее точно определяют по результатам расчета соответствующей размерной цепи. Приближенные значения ширины шестерен можно принимать по табл. 3.4.

Таблица 3.4

b_2 , мм	До 30	Свыше 30 до 50	Свыше 50 до 80	Свыше 80 до 120
$b_1/b_2^* \approx$	1,1	1,09	1,08	1,06

* b_2 и b_1 — соответственно ширина колеса и шестерни.

В шевронных и косозубых передачах с раздвоенным силовым потоком (см. рис. 4.3, с. 62) для передачи одинаковой нагрузки по потокам один из валов фиксируют в осевом направлении, другой делают «плавающим». В этом случае осевое положение колес регулируется автоматически. В качестве «плавающих» выбирают промежуточные валы редукторов, не связанные соединительными муфтами с валами других узлов. Осевые перемещения таких валов ввиду меньшей массы деталей осуществляются наиболее легко. Если помимо промежуточного в качестве «плавающего» должен быть выбран один из валов с выходным концом, то выбирают более быстроходный вал с меньшей массой (обычно вал-шестерня), а соединительную муфту подбирают с хорошей осевой компенсацией.

Конструктивное исполнение опор плавающих валов рассмотрено на с. 64, 81.

В конических и червячных передачах погрешности изготовления и сборки приводят к погрешностям осевого положения колес.

На рис. 3.30 показаны схемы возможного относительного положения пары зацепляющихся конических колес в плоскости, проходящей через оси валов. На совмещение вершин конусов по двум координатным осям, на пересечение осей вращения и на угол между осями валов назначаются вполне определенные требования точности.

Как показывает опыт машиностроения, фактическая ошибка относительного положения конических колес обычно значительно превосходит допускаемую. Поэтому совпадение вершин конусов обеспечивают регулированием осевого положения колес во время сборки передачи.

Хороший контакт витков червяка с зубьями червячного колеса получают, если точно выдержаны межосевое расстояние и угол между осями чер-

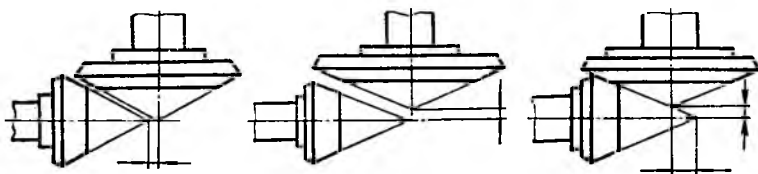


Рис. 3.30

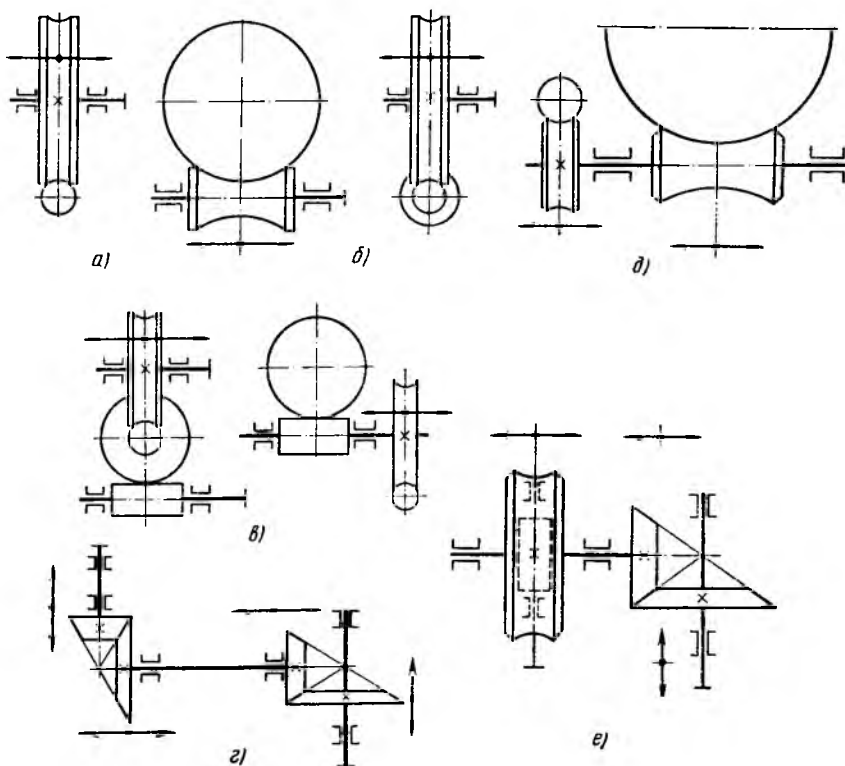


Рис. 3.31

вяка и колеса, обеспечиваемые точностью изготовления, а также точно совмещена средняя плоскость колеса с осью червяка. Фактическое смещение средней плоскости колеса относительно оси червяка значительно превосходит допускаемую величину. Поэтому точности относительного положения червячного колеса, аналогично коническим передачам, достигают регулированием осевого положения колеса при сборке (рис. 3.31,а).

В глобoidной червячной передаче центр кривизны образующей червяка должен совпадать с осью червячного колеса, а ось червяка — со средней плоскостью венца колеса. Этого достигают регулированием осевого положения как колеса, так и червяка (рис. 3.31,б; направление регулирования показано стрелками).

В двухступенчатых червячных передачах (рис. 3.31,в) следует предусматривать регулирование осевого положения обоих червячных колес.

В двухступенчатых конических передачах два конических колеса расположены на одном валу и каждое из них должно иметь возможность независимого регулирования осевого положения (рис. 3.31,г).

При конструировании двухступенчатых червячных передач с глобoidным червяком на тихоходной ступени необходимо предусматривать возможность установки глобoidного червяка по червячному колесу и одновременно червячного колеса быстроходной ступени по червяку (рис. 3.31,д). Червячное колесо быстроходной ступени сидит на валу глобoidного червяка. Это требует независимой регулировки точности зацепления червячных пар на обеих ступенях.

Аналогичные задачи возникают в случае применения комбинированной червячно-конической зубчатой передачи (рис. 3.31,е).

2. Способы регулирования осевого положения колес

Точности зацепления конических и червячных пар достигают регулированием по следующим схемам: 1) осевым перемещением вала с закрепленными на нем колесами; 2) осевым перемещением колес по валу.

Регулирование осевым перемещением вала. Если подшипники опоры размещены в стакане, то регулирование осевого положения вала осуществляют:

1) постановкой под фланец стакана двух компенсаторных полуколец I толщиной $a \approx 0,5$ толщины фланца (рис. 3.32, а,б). После установки вала в точное осевое положение и измерения зазора между фланцем стакана и платиком корпуса полукольца шлифуют по размеру зазора и вставляют с двух сторон под фланец стакана таким образом, чтобы отверстия в полукольцах совпали с резьбовыми отверстиями в корпусе. После этого стакан окончательно крепят к корпусу винтами. Специальная разборка комплекта для постановки компенсаторных полуколец при этом не требуется;

2) постановкой под фланец стакана вместо двух толстых полуколец набора компенсаторных полуколец толщиной 0,1 мм или набора полуколец толщиной 0,1; 0,2; 0,4 и 0,8 мм. Суммарную толщину набора полуколец определяют при сборке;

3) применением затяжных и распорных винтов, размещаемых равномерно через один по окружности фланца стакана (рис. 3.32, в). Обычно винтов каждого вида ставят по 3 шт. Способ очень удобный. Недостатком его является то, что при затяжке винтов фланец стакана деформируется. Способ, приведенный в работе [8], рис. 13.6, не имеет этого недостатка.

Если опоры вала расположены в разных стенках корпуса, регулирование осевого положения вала осуществляют: 1) постановкой под фланцы крышек подшипников набора тонких ($\approx 0,1$ мм) металлических прокладок; 2) постановкой под фланцы крышек толстых компенсаторных колец; 3) применением винтов, воздействующих на подшипники непосредственно или через нажимные шайбы.

Рассмотрим последовательно эти способы.

С п о с о б 1. Известно, что одни и те же прокладки используют для регулирования как осевого положения колеса, так и подшипников.

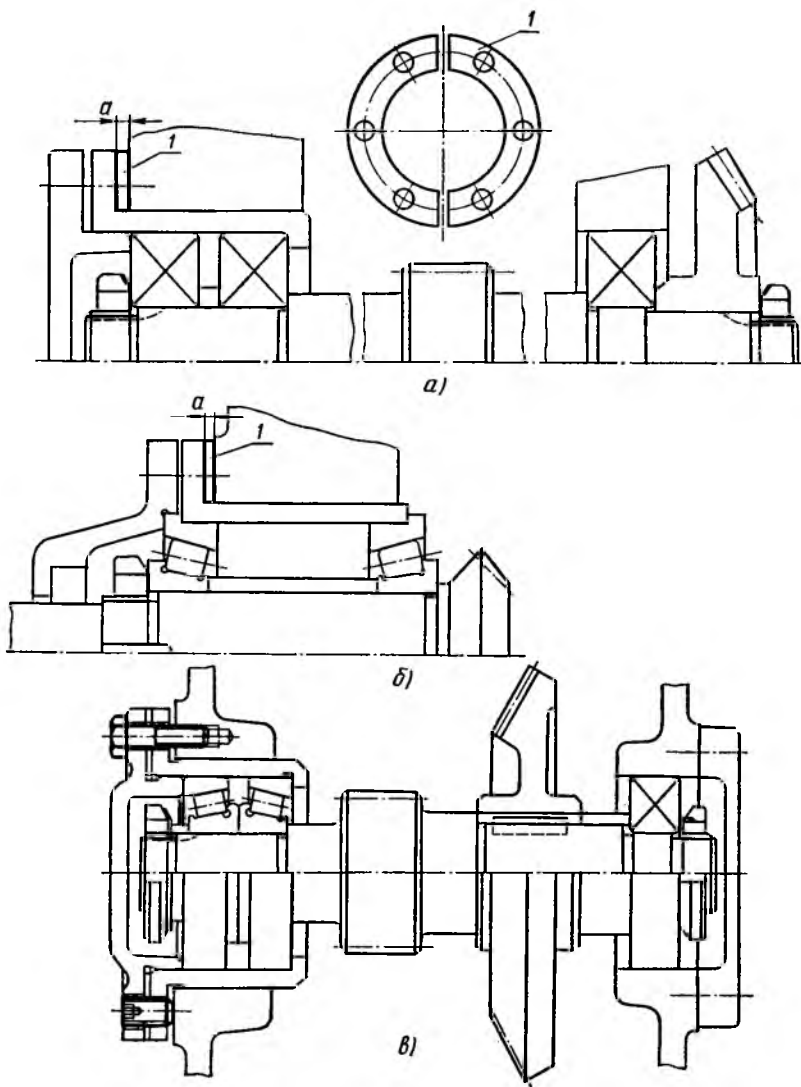


Рис. 3.32

Предварительно производят регулирование подшипников, в процессе которого определяют суммарный набор прокладок, равный по толщине $a_1 + a_2$ (рис. 3.33,а). Затем путем перестановки прокладок с одной стороны на другую регулируют осевое положение колеса. Контролируют точность положения конических колес по расположению пятна контакта или по совпадению образующих дополнительных конусов шестерни и колеса.

Аналогично регулируют осевое положение червячного колеса. Точность его положения контролируют или по пятну контакта (рис. 3.33,б), или следующим образом. После того как отрегулированы подшипники и определен общий набор прокладок, их вынимают из-под фланцев крышек подшипников. Смещают вал с червячным колесом в одну сторону до упора в червяк. В этом положении измеряют зазор между фланцем какой-либо крышки подшипника и торцом корпуса. Затем вал с червячным колесом смещают до упора в червяк в противоположную сторону и снова измеряют зазор меж-

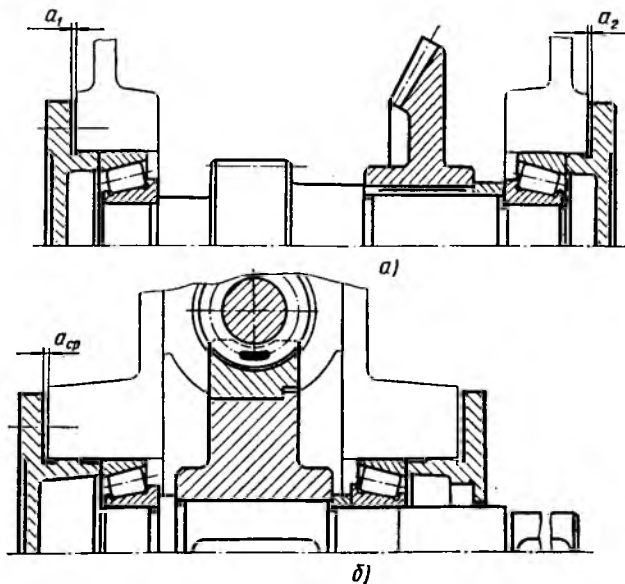


Рис. 3.33

ду корпусом и фланцем той же крышки подшипника. Под фланец этой крышки ставят набор прокладок, равный по толщине среднему зазору a_{cp} . Остальные прокладки набора ставят под фланец крышки подшипника другой опоры.

С п о с о б 2. Иногда вместо набора тонких металлических прокладок применяют компенсаторные кольца толщиной 4...6 мм. В этом случае после установки конического или червячного колеса в требуемое положение измеряют зазор между стенкой корпуса и крышкой одного из подшипников (на рис. 3.33,а размер a_1). По этому размеру шлифуют компенсаторное кольцо, которое определяет точность осевого положения конического (червячного) колеса. Вторым компенсаторным кольцом регулируют осевой зазор (или натяг) в подшипниках. Для определения его величины предварительно затягивают крышку первого подшипника с готовым компенсаторным кольцом. После этого крышку второго подшипника подтягивают винтами до получения необходимого зазора (или натяга) в подшипниках. Затем измеряют зазор между стенкой корпуса и фланцем крышки (на рис. 3.33,а

размер a_2). По размеру этого зазора шлифуют второе компенсаторное кольцо.

С п о с о б 3. Данный способ позволяет производить тонкую регулировку осевого положения колеса, вследствие чего его широко применяют в машиностроении.

На рис. 3.34 приведены наиболее часто встречающиеся конструкции для регулирования осевого положения колес винтами.

На рис. 3.34,а винты 1 воздействуют непосредственно на внешние кольца обоих подшипников. Резьба для винтов нарезана в самой корпусной детали. Резьбу нарезают не метчиком, а резцом, что более сложно. Поэтому нарезание крупной резьбы в корпусе считается нежелательным. В случае порчи резьбы бракуется дорогая корпусная деталь. По этой причине иногда резьбу нарезают во фланце 2, прикрепленном к корпусной детали (рис. 3.34,б). Однако способ по рис. 3.34,а,б применим только при очень

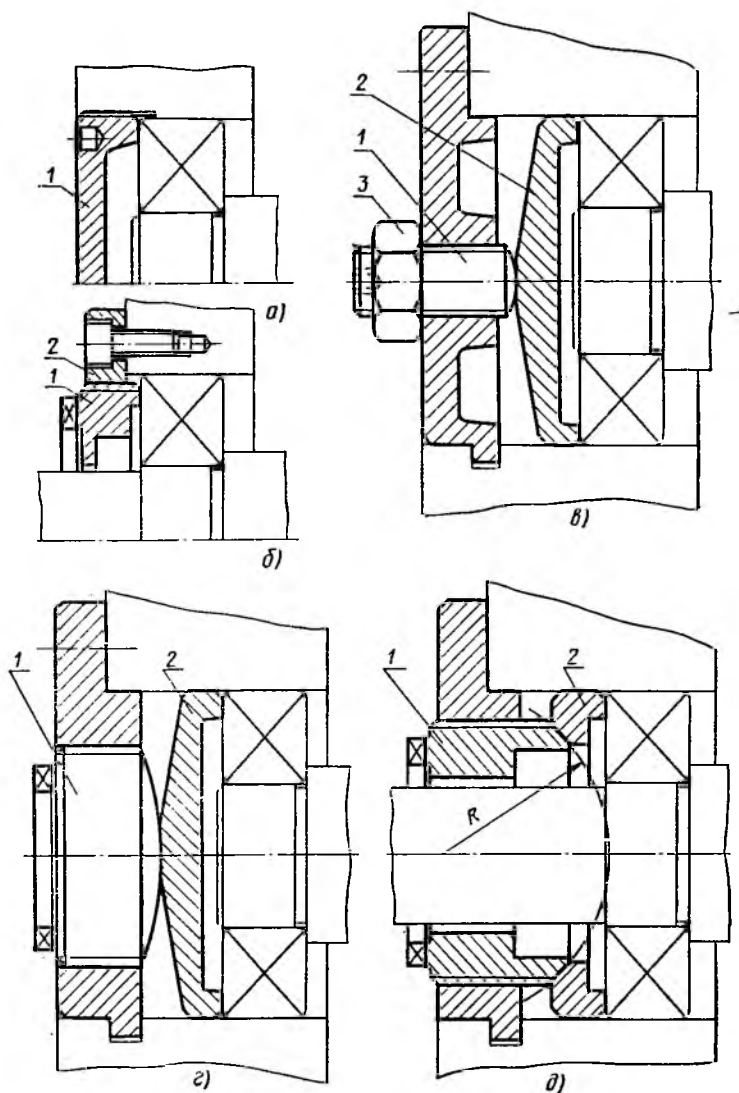


Рис. 3.34

высокой точности изготовления винта 1, фланца 2 и корпуса, что не всегда возможно.

На рис. 3.34,в винты 1, обычно с внутренним шестигранником, воздействуют на внешние кольца подшипников через промежуточные шайбы 2. Центральное приложение силы при регулировке и самоустановка шайб предохраняют внешние кольца подшипников от перекоса. Резьба для винтов 1 нарезана в привертных или в закладных крышках подшипников. Слабым местом конструкции по рис. 3.34,в является малый диаметр винтов 1. Поэтому способ по рис. 3.34,в можно применять в узлах, в которых осевые нагрузки в опоре невелики.

На рис. 3.34,г представлен способ регулирования, который отличается от предыдущего тем, что винты 1 выполнены большого диаметра. На рис.

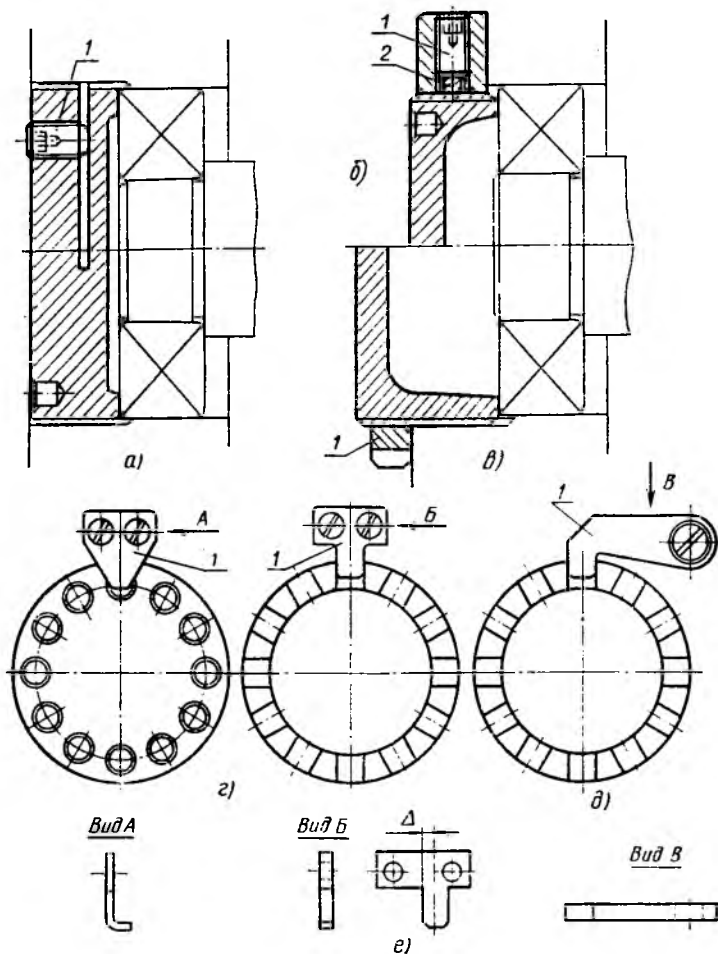


Рис. 3.35

3.34,д дан такой же способ, как и на рис. 3.34,г, но для выходного конца вала.

В верхней части рис. 3.34,в—д даны варианты исполнения для привертных крышек, а в нижней — для закладных.

Для регулирования осевого положения конического, червячного колеса, глобoidного червяка устройства, приведенные на рис. 3.34, делают на обоих

концах вала. Это дает возможность перемещать вал с сидящими на нем деталями в двух направлениях.

По окончании регулирования винты должны быть застопорены.

При регулировании по способу, показанному на рис. 3.34, в, винты 1 стопорят контргайками 3. Замечено, что при работе передач с вибрациями стопорение контргайками ненадежно. Поэтому его применяют только в плавно работающих передачах, например в червячных.

Другие распространенные способы стопорения винтов показаны на рис. 3.35.

Регулировочный винт, изображенный на рис. 3.35, а, разрезан поперек оси на глубину 0,5...0,6 диаметра. Установочным винтом 1 обе части регулировочного винта разводятся. Зазоры в резьбе выбираются, и в ней создается дополнительное трение. Регулировочный винт, показанный на рис. 3.35, б, стопорят установочным винтом 1, воздействующим на вкладыш 2, выполненный из материала мягче материала резьбы (меди, латуни, пластмассы).

На рис. 3.35, в регулировочный винт стопорят контргайкой 1. Недостатки и область применения стопорения контргайками указаны выше.

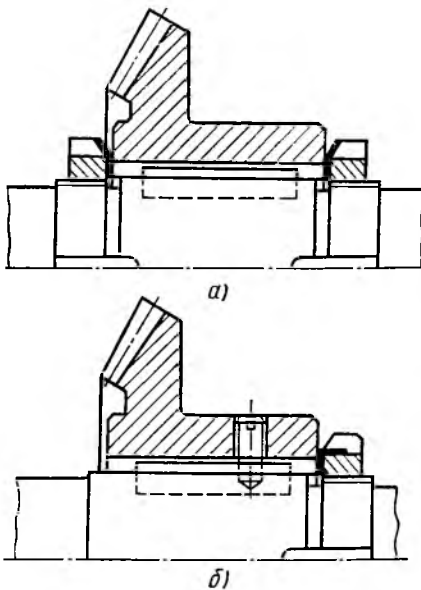


Рис. 3.36

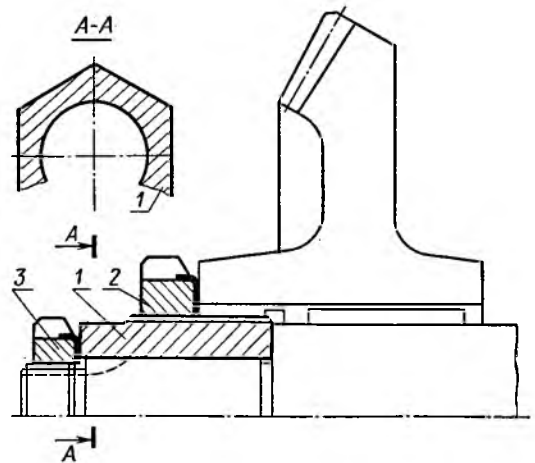


Рис. 3.37

На рис. 3.35, г регулировочный винт стопорят сухарями 1, концы которых по окончании регулирования вставляют в одно из отверстий или в один из пазов винта. Некоторое неудобство способа по рис. 3.35, г заключается в том, что перед регулированием стопор должен быть снят. Но регулирование производят редко, поэтому этот недостаток не такой уж серьезный. Все же более удобен способ, показанный на рис. 3.35, д. Здесь стопорный рычажок 1 перед регулированием не снимают, а поворачивают на некоторый угол.

Для повышения точности регулирования резьбу винтов следует применять с мелким шагом, а число отверстий (кулачков) максимальным. Точность регулирования можно повысить вдвое, если применять сухарь 1 с

фиксатором, смещенным относительно оси симметрии на $\frac{1}{4}$ окружного шага кулачков: $\Delta = \frac{1}{4} \cdot \frac{\pi D}{z}$ (рис. 3.35,е).

Недостаток способов стопорения по рис. 3.35,з,д тот, что при них не выбираются зазоры в резьбе. Однако стопорение винта очень надежно.

Регулирование осевым перемещением колес по валу. Способы регулирования осевого положения колес перемещением их по валу иллюстрированы (рис. 3.36)

Наибольшее распространение получило регулирование при помощи двух гаек (рис. 3.36,а). Довольно широко применяют также регулирование одной гайкой. Колесо по окончании регулирования фиксируют установочным винтом (рис. 3.36,б).

Интересна конструкция устройства для регулирования осевого положения конического колеса, примененного в одном из зарубежных станков, изображенная на рис. 3.37. Осевое перемещение колеса по валу производят

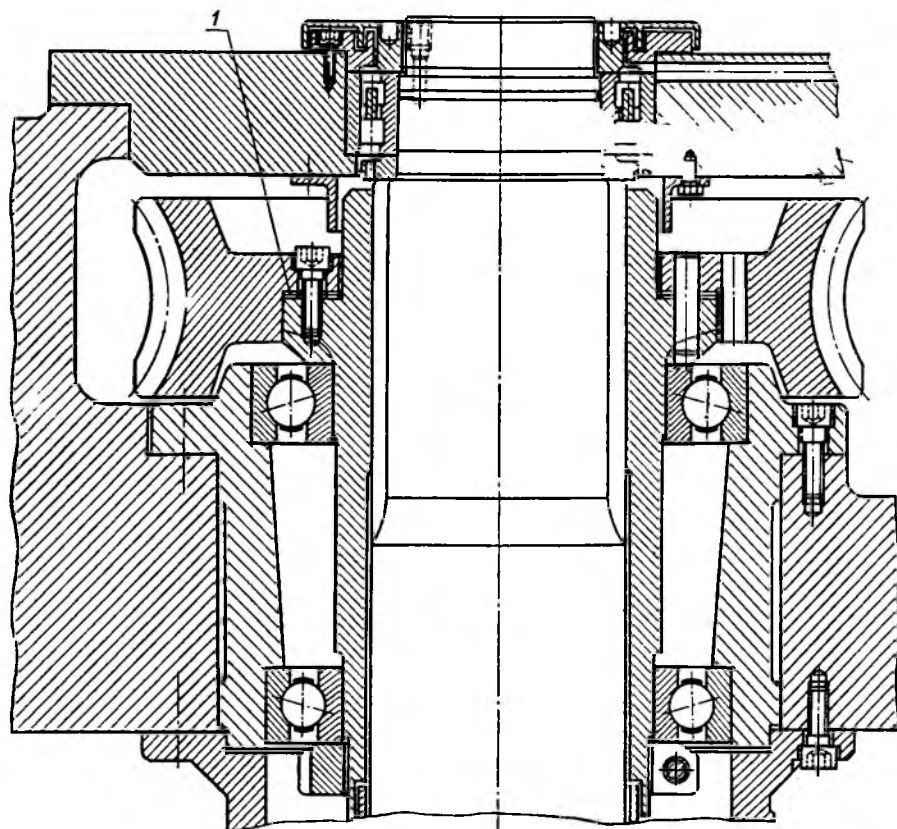


Рис. 3.38

втулкой 1, ввинчиваемой в резьбовой участок в отверстии колеса. На конце втулки имеется шесть граней для захвата ее ключом. По окончании регулирования втулку 1 стопорят, поджимая гайкой 3. Затем гайкой 2 коническое колесо закрепляют на втулке 1.

Осевое положение червячного колеса в приводе шпинделя зарубежного фрезерного станка, показанного на рис. 3.38, регулируют набором тонких металлических прокладок 1.

Глава IV

КОНСТРУИРОВАНИЕ УЗЛОВ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

После конструктивной проработки деталей, расположенных на валу (зубчатых, червячных колес, втулок и т. п.), приступают к конструированию его опор. В современных конструкциях машин в качестве опор валов чаще всего применяют подшипники качения.

§ 1. Выбор типа, размера и класса точности подшипника

Диаметр посадочного места вала для установки подшипника качения приблизительно определен при разработке компоновочной схемы изделия и его узлов. Поэтому сначала конструктор выбирает для опор данного вала тип подшипника. При выборе типа подшипника в первую очередь принимают во внимание величину и направление нагрузки на опору, затем размеры посадочных мест вала и корпуса, жесткость подшипника и, наконец, его стоимость.

Если размеры и жесткость подшипника удовлетворяют требованиям, то выбирают радиальные шариковые подшипники, которые находят наибольшее применение в машиностроении.

При действии на опору радиальной и значительной осевой силы выбирают подшипники радиально-упорные или упорно-радиальные шариковые или роликовые.

После шариковых радиальных конические роликовые подшипники наиболее широко применяют в машиностроении. В связи с тем что наружные кольца подшипников съемные, они очень удобны при сборке и разборке.

Нередко на выбор типа подшипника оказывает влияние размер посадочного места вала и корпуса. Если требуется «вписаться» в определенное пространство, то иногда приходится применять более грузоподъемный роликовый подшипник меньших размеров вместо «невписывающегося» шарикового. Именно по этой причине часто применяют конические роликовые подшипники там, где они нагружены внешними чисто радиальными силами.

Частота вращения подшипников, потребный его ресурс и характер нагрузки (постоянная, переменная, спокойная, с ударами и др.) учитывают при расчете динамической грузоподъемности подшипника. И, наконец, при выборе типа подшипника следует учитывать его стоимость. Наиболее дешевые подшипники — шариковые радиальные. Конические роликовые подшипники примерно в 1,35 раза, а радиально-упорные шариковые в два раза дороже шариковых радиальных. Но грузоподъемность этих подшипников разная. Если отнести стоимость подшипников к их динамической грузоподъемности, то самая низкая относительная стоимость будет у конического роликоподшипника, а самая высокая — у шарикового радиально-упорного.

При выборе типа подшипника производят его расчет, по результатам которого определяют потребную динамическую грузоподъемность или ресурс. Так как выбор типа подшипника и его расчет выполняются параллельно, то после их завершения окончательно устанавливают тип, основные размеры подшипника и его условное обозначение по каталогу. После этого выбирают класс точности подшипника, исходя из условий минимального шума, вибраций и др. Следует при этом иметь в виду, что чем точнее подшипник, тем выше его стоимость.

§ 2. Схемы установки подшипников

При постановке вала с подшипниками и комплектом деталей в корпус происходит базирование этого вала относительно корпуса по длинному цилиндру, диаметр которого D равен диаметру внешнего кольца подшипника, а длина l — расстоянию между внешними торцами колец подшипников. Так как $l/D \gg 0,8$, то вал лишается четырех степеней свободы. Сохраняются лишь степени свободы, вращения и осевого его перемещения.

Существуют так называемые «плавающие» валы, которые должны обладать этими двумя степенями свободы. Однако большинство валов должно быть зафиксировано от осевых смещений.

Таким образом, опоры валов можно разделить на две группы: 1) опоры фиксированных валов; 2) опоры плавающих валов.

Рассмотрим последовательно конструкцию опор валов этих групп.

1. Опоры фиксированных валов

По способу осевого фиксирования опоры валов можно классифицировать следующим образом:

I — осевое фиксирование вала в одной опоре: 1) одним подшипником; 2) двумя одинарными или одним сдвоенным подшипником;

II — осевое фиксирование вала в двух опорах: 1) по схеме «враспор»; 2) по схеме «встряжку».

Рассмотрим сущность, достоинства, недостатки и область применения осевого фиксирования валов по этим четырем схемам (рис. 4.1).

Схема I.1. Внутренние кольца обоих подшипников закреплены на валу. Внешнее кольцо одной опоры (на рисунке левой) закреплено в корпусе, внешнее кольцо другой в корпусе не закреплено и поэтому имеет свободу осевого перемещения. Первую опору называют фиксирующей, вторую — плавающей. Фиксирующая опора воспринимает как радиальную, так и осевую нагрузку, а плавающая — только радиальную.

Осевое фиксирование валов по схеме I.1 имеет следующие достоинства:

1. Температурные удлинения вала не вызывают его защемления в подшипниках. В этом случае плавающая опора перемещается вдоль оси отверстия корпуса и занимает новое положение, соответствующее изменившейся длине вала.

2. На размеры корпуса L и вала l можно назначать весьма широкие допуски. Даже грубые ошибки при их выполнении не влияют на точность сборки и работу узла.

Недостатками схемы I.1 являются:

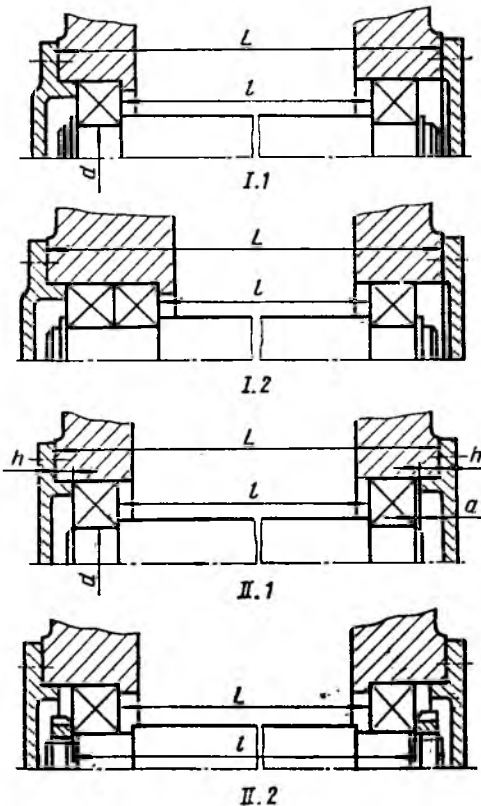


Рис. 4.1

1. Малые радиальная, осевая и угловая жесткости опор вследствие зазоров между кольцами и телами качения. Это сказывается на увеличении прогибов валов и искажении положения сидящих на них деталей.

2. Необходимость крепления одного из подшипников как на валу, так и в корпусе. Поэтому конструктивное оформление одной из опор вала получается относительно более сложным.

Осевую фиксацию валов по схеме I.1 можно применять: 1) при любом расстоянии между опорами вала (ограничением являются жесткость вала и допустимый перекосяк колец подшипников); 2) в случаях, когда некоторая радиальная и осевая «игра» вала допустима по условиям работы изделия.

Осевую фиксацию по схеме I.1 широко применяют в коробках скоростей, редукторах и в других узлах для валов цилиндрических зубчатых передач.

Оба подшипника по возможности должны нагружаться равномерно. Поэтому если опоры нагружены кроме радиальной также осевой силой, то для выравнивания нагрузки между подшипниками в качестве плавающей выбирают более нагруженную опору. Однако выбор этот зависит от вида изделия, соотношения радиальных нагрузок на обе опоры и от величины осевой нагрузки. Поэтому окончательное решение при выборе фиксирующей опоры принимают после выполнения сравнительных расчетов подшипников.

При температурных колебаниях плавающий подшипник перемещается в осевом направлении на величину удлинения (укорочения) вала. Так как это перемещение может происходить под нагрузкой, поверхность отверстия корпуса изнашивается. Поэтому при действии на фиксирующую опору только радиальных нагрузок в качестве плавающей иногда выбирают менее нагруженную опору.

С х е м а I.2. В фиксирующей опоре вала устанавливают два одинарных или один двоярный подшипник. Внутренние кольца подшипников обеих опор закрепляют на валу. Наружные кольца подшипников, расположенных в фиксирующей опоре, закрепляют в корпусе. Наружное кольцо подшипника плавающей опоры оставляют свободным.

В фиксирующей опоре радиальные и осевые зазоры сводят к минимуму соответствующей регулировкой. Жесткость опоры увеличивается. Кроме того, расположение двух подшипников в фиксирующей опоре увеличивает жесткость вала. Эта схема осевой фиксации обладает теми же достоинствами, что и схема I.1. Недостатками ее являются малая жесткость плавающей опоры и некоторое усложнение фиксирующей, которое, однако, окупается повышением ее жесткости. Жесткость плавающей опоры можно увеличить специальными конструкторскими приемами (подробнее об этом см. с. 75, 76).

Осевую фиксацию валов по схеме I.2 можно применять при любом расстоянии между опорами валов как цилиндрических, так конических и червячных передач.

Выбор фиксирующей и плавающей опор производят по тем же соображениям, что и при схеме I.1.

С х е м а II.1. Торцы внутренних колец обоих подшипников упирают в буртики вала или в торцы других деталей, сидящих на валу. Внешние торцы наружных подшипников упирают в торцы крышек или других деталей, закрепленных в корпусе.

Эту схему называют также осевой фиксацией «враспор».

Основными достоинствами этой схемы являются: 1) возможность регулирования опор; 2) простота конструкции опор (отсутствие стаканов или других дополнительных деталей).

Недостатки ее следующие. Размеры l , L и h , как видно из рис. 4.1, образуют размерную цепь. Погрешности при изготовлении деталей по этим

размерам приводят к изменению зазора a . Поэтому на размеры l , L и h устанавливают более жесткие допуски, чем при фиксировании валов по схемам I.1 и I.2.

Другой недостаток схемы — возможность защемления вала в опорах. При работе изделия вал, корпус и сами подшипники нагреваются. Вследствие нагрева подшипников зазоры в них уменьшаются. При нагреве вала длина его увеличивается, что также приводит к уменьшению осевых зазоров в подшипниках. При определенных температурных деформациях подшипников и вала зазоры полностью выбираются, создается натяг и возможность защемления вала в опорах. Поэтому осевое фиксирование по схеме II.1 применяют при относительно коротких валах и невысоких температурах.

Чтобы избежать защемления вала в опорах, необходимо при сборке узла обеспечивать условие $a \approx \delta_t$, где δ_t — изменение осевых зазоров в опорах от температурной деформации обоих подшипников и вала. При этом условии обеспечивается минимальный зазор a , который после установления в процессе работы узла нормального теплового режима уменьшается или исчезает. Величину начального зазора a устанавливают обычно для каждого изделия опытным путем.

По рекомендации, данной в работе [2], при установке радиально-упорных подшипников с углом контакта $\alpha = 12^\circ$ эту схему следует применять при расстоянии l между буртиками вала, указанном в табл. 4.1.

Таблица 4.1

d , мм	Шариковые радиально-упорные подшипники	Конические роликовые подшипники
l/d , не более		
Свыше 10 до 30	8	12
» 30 » 50	6	8
» 50 » 80	4	7

Радиально-упорные подшипники с углом контакта $\alpha \geq 26^\circ$ более чувствительны к осевым зазорам (натягам). Из схемы рис. 4.2,а видно, что сближение поверхностей кольца и ролика $\Delta = s \sin \alpha$, где s — осевой зазор (натяг), зависящий от расстояния l между опорами вала и от температуры его нагрева.

Очевидно, что чем больше угол α и расстояние l , тем труднее точно отрегулировать подшипник и тем больше вероятность защемления вала в опорах. Поэтому конические роликовые подшипники с углом $\alpha \geq 26^\circ$ в опорах валов, фиксированных по схеме II.1, не применяют, но широко используют их в опорах валов, фиксированных по схеме I.2.

При ожидаемом большом нагреве вала, когда разность температур ($t_1 - t_2$) $> 20^\circ$, переходят на осевую фиксацию валов по схеме I.2 (t_1 — стационарная температура узла, $^\circ\text{C}$; t_2 — температура помещения, $^\circ\text{C}$).

Схема II.2. Эту схему (см. рис. 4.1) называют также осевой фиксацией «врастяжку». Достоинства ее следующие: 1) возможность регулирования опор; 2) малая вероятность защемления вала в опорах при температурных деформациях подшипников и вала. Как известно, нагрев подшипников вызывает уменьшение зазоров, а нагрев вала — их увеличение. При малом расстоянии между подшипниками (рис. 4.2,б) уменьшение зазоров от их температурной деформации превышает увеличение зазоров от температурного удлинения короткого вала. В этом случае возможно его защемление в опорах. При большом расстоянии между подшипниками (рис. 4.2,в) увеличение зазора от деформации длинного вала превышает его уменьшение от

деформаций деталей подшипников. Защемление вала в опорах в этом случае невозможно.

При нейтральном расстоянии между подшипниками (рис. 4.2,з), которое равно примерно $5D$, изменения зазоров, вызываемые температурными деформациями подшипников и вала, взаимно компенсируют друг друга. Защемление вала в опорах в этом случае также невозможно.

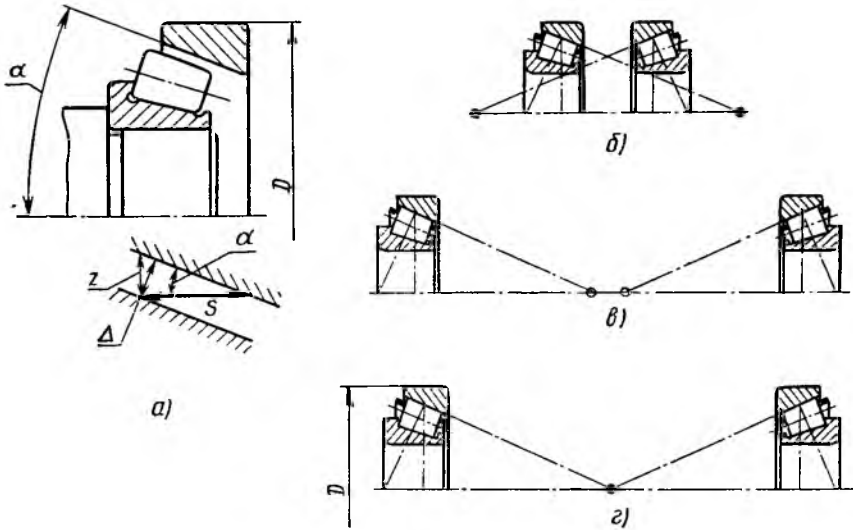


Рис. 4.2

Недостатки схемы II.2 следующие: 1) возможность при некоторых условиях образования зазоров, которые нежелательны для радиально-упорных подшипников; 2) посадка подшипника на валу с меньшим натягом из-за

необходимости при регулировке его перемещения по валу; 3) высокие требования точности, предъявляемые к резьбе вала и гаек и к торцам гаек. При низкой точности этих элементов понижается точность базирования колец подшипников по торцам гаек; 4) некоторое усложнение конструкции опор из-за упорных буртиков в корпусе и наличия регулировочных гаек.

Схему II.2 осевой фиксации валов можно применять при расстоянии l в $1,25 \dots 1,4$ раза больше, чем рекомендовано в табл. 4.1 для схемы II.1.

2. Опоры плавающих валов

В шевронных (рис. 4.3,а) и косозубых (рис. 4.3,б) пере-

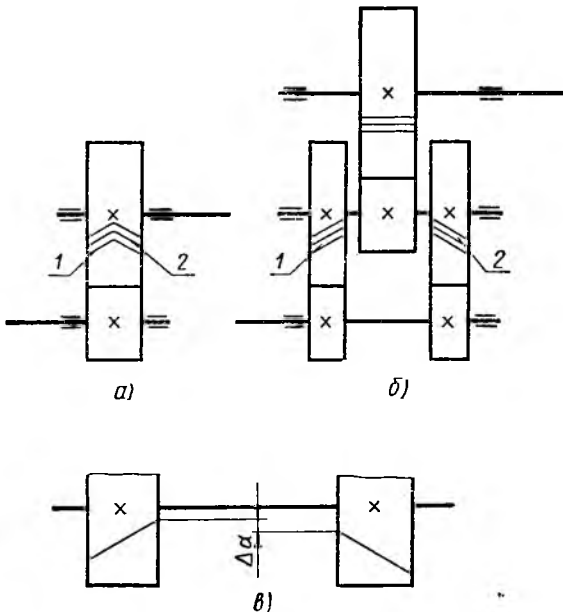


Рис. 4.3

дачах, представляющих собой разделенный шеврон, момент с одного вала на другой передается параллельно двумя потоками, т. е. зубьями 1 и 2, имеющими противоположный наклон.

При изготовлении колес неизбежна погрешность Δ_α углового расположения зуба одного полушеврона относительно зуба другого (рис. 4.3, в). Из-за этой погрешности после сборки передачи в зацепление могут входить зубья только одного полушеврона. Возникающая в этом полушевроне при работе передачи осевая сила стремится сместить колесо вместе с валом вдоль его оси. Чтобы такое смещение могло осуществиться, один из валов делают плавающим. Тогда осевая сила переместит его в такое положение, при котором в зацепление войдут зубья обоих полушевронов, а осевые силы, возникающие в них, уравновесятся.

§ 3. Конструктивное оформление опор

Конструктивное оформление опор удобнее рассматривать отдельно для фиксированных и плавающих валов, а также для каждой схемы осевого фиксирования.

1. Опоры фиксированных валов

Схема 1.1. Типы подшипников. При осевом фиксировании валов по схеме 1.1 в фиксирующих опорах применяют типы подшипников, представленные на рис. 4.4, а в плавающих — на рис. 4.5, а—и.

При конструировании плавающих опор предусматривают зазор b между торцами кольца подшипника и крышки. Величину зазора в опорах, выполненных по рис. 4.5, а — в, можно принимать $b \geq 0,01l$, где l — расстояние между торцами колец подшипников (см. рис. 4.1). В опорах, выполненных по рис. 4.5, д, ж, зазор принимают равным $b \approx 0,6...1,0$ мм.

Любой из типов подшипников плавающей опоры может быть применен с любым из типов подшипников фиксирующей опоры. Выбор типа подшипника для фиксирующей и плавающей опор производят по соображениям, приведенным на с. 58—60, и по результатам расчетов подшипников.

На рис. 4.4 и 4.5 крепление подшипников на валу и в корпусе показано одинаковым. На практике применяют различные крепления, рассмотренные ниже.

Крепление подшипников на валу. Крепление гайкой (рис. 4.6, а) — надежный, но относительно дорогой способ. Применение его целесообразно, если на вал действует значительная осевая сила по направлению, показанному стрелкой. Гайка от самопроизвольного отвинчивания стопорится шайбой. Размеры гаек и стопорных шайб приведены в работах [1, 6] и в табл. 1.8 приложения I.

Крепление торцевой шайбой (рис. 4.6, б) — достаточно надежный и простой способ. Его целесообразно применять, когда на вал действует осевая сила в направлении, указанном на рисунке стрелкой. Штифт фиксирует шайбу от поворота относительно вала.

При высоких частотах вращения важно, чтобы детали, связанные с валом, не вызывали дисбаланса. В этих случаях торцевую шайбу центрируют по валу (рис. 4.6, в) или по отверстию подшипника (рис. 4.6, г).

Винты, которыми шайба крепится к торцу вала, стопорятся шайбой. Размеры торцевых и стопорных шайб приведены в работах [1, 2, 6], а также в табл. 1.9 приложения I.

Крепление пружинным упорным кольцом (рис. 4.6, д) — вполне надежный и очень простой способ. В последнее время он находит все большее при-

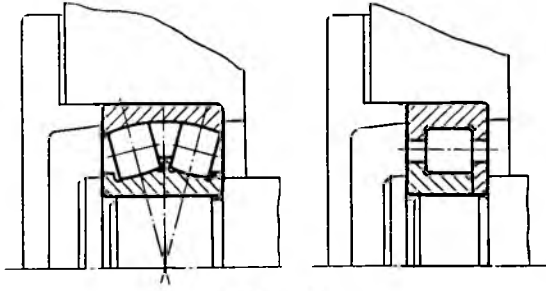
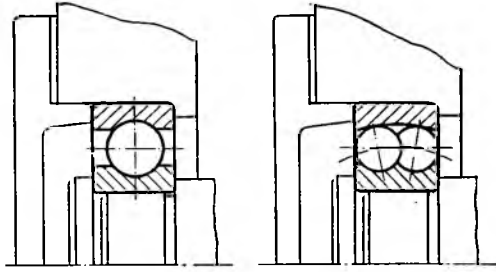
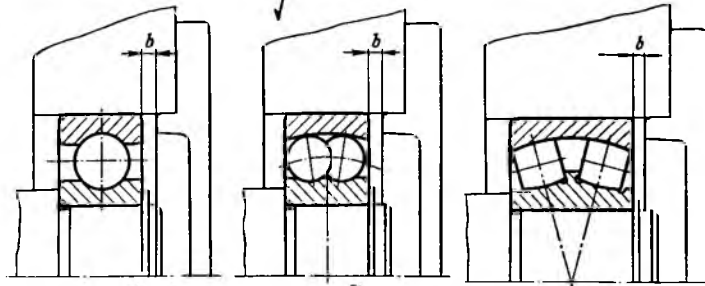


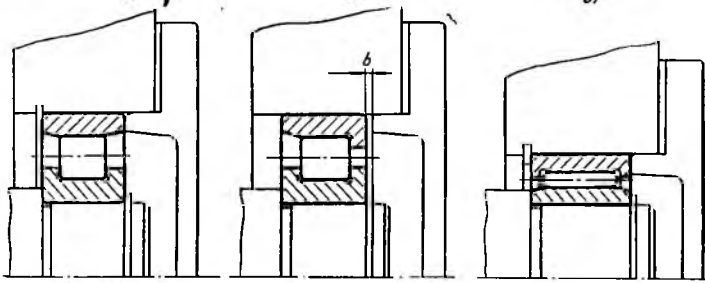
Рис. 4.4



а)

б)

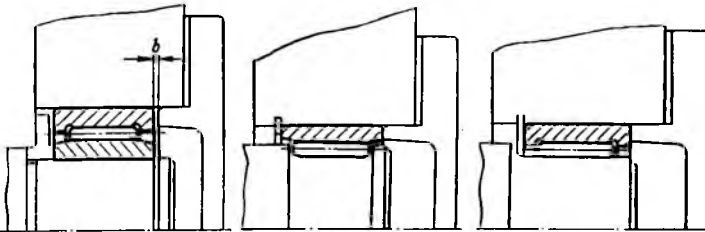
в)



г)

д)

е)



ж)

з)

и)

Рис. 4.5

менение. Размеры пружинных колец (рис. 4.6, ж) и канавок для них приведены в ГОСТ 13040—68, 13942—68, а также в работах [1, 6] и в табл. 1.17 приложения I.

Кольца подшипников качения изготавливают по толщине с довольно широкими отклонениями. Так, при диаметре отверстия свыше 30 до 50 мм допуск на толщину составляет 0,12 мм, а при диаметре свыше 50 до 80 мм — 0,15 мм. Размер e вала выполняют примерно с такой же точностью. Толщину

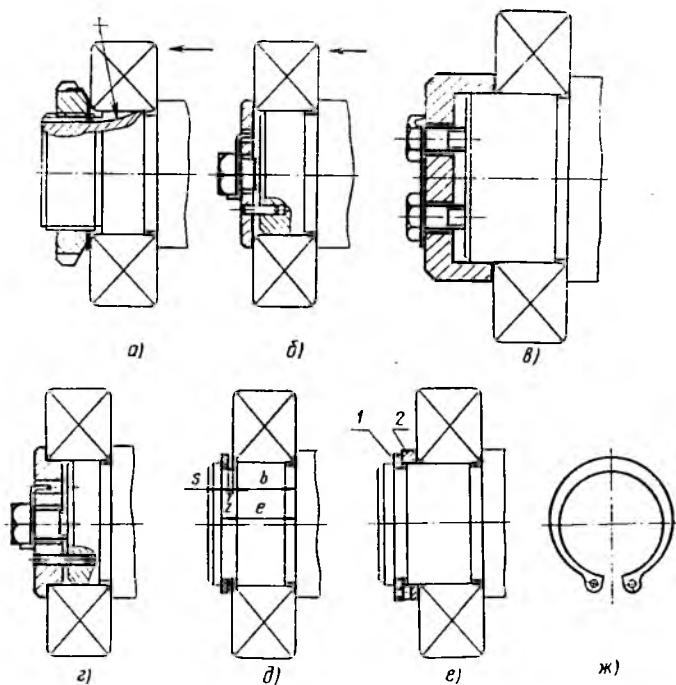


Рис. 4.6

пружинного кольца z выполняют с допуском 0,12 мм. Зазор между упорным кольцом и подшипником (рис. 4.6, д).

$$z = e - s - b.$$

Этот зазор для подшипников с диаметром отверстия, например, свыше 50 до 80 мм может колебаться в пределах от 0 до 0,3 мм.

Наличие зазора z является недостатком данного крепления. Для его устранения целесообразно между подшипником и пружинным упорным кольцом 1 ставить компенсаторное кольцо 2 (рис. 4.6, е). Подбором этого кольца по толщине или дополнительной его обработкой по результатам измерений на сборке зазор z сводят к минимуму.

В отверстия пружинных колец при их снятии с вала вставляют концы специальных щипцов, которыми кольца разжимают. Толщина пружинных колец небольшая. Поэтому стержни щипцов, которыми их разжимают, входят в отверстия неглубоко, в связи с чем щипцы часто срываются. Во избежание этого на торце кольца 2 фрезеруют паз (рис. 4.6, е), что позволяет глубже вставить стержни щипцов в отверстия пружинного кольца.

Следует также иметь в виду, что пружинное упорное кольцо выступает над поверхностью вала незначительно. Так, эксцентриковое кольцо пере-

крывает фаску подшипника лишь по небольшой поверхности (зачернено на рис. 4.7,а). На большой дуге окружности пружинное кольцо вообще не соприкасается с торцом кольца подшипника. Поэтому компенсаторное кольцо не только уменьшает осевой зазор, но и улучшает контакт подшипника с пружинным кольцом. Контакт концентрического пружинного упорного кольца с торцом кольца подшипника происходит по всей окружности шириной t (рис. 4.7, б).

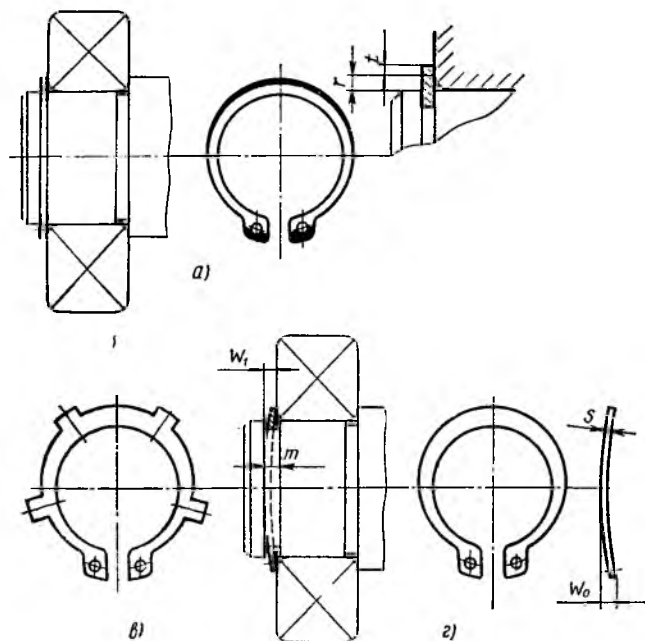


Рис. 4.7

Величина t различна для разных размеров и серий грузоподъемности подшипников. Например, для подшипников легкой и средней серий диаметром d свыше 35 до 80 мм значение t колеблется от 0,7 до 2,0 мм.

Фирма «SEEGER» (ФРГ) и другие применяют лапчатые пружинные кольца (рис. 4.7,б), которые имеют контакт с кольцом подшипника в шести точках. Эта же фирма, а также ряд других фирм используют для поджима подшипников к торцу заплечика вала изогнутые пружинные упорные кольца (рис. 4.7,з), исключая необходимость применения компенсаторов. О компенсирующих способностях таких колец дают некоторое представление данные, приведенные в табл. 4.2.

Таблица 4.2

М М				
d	s	m	w_0	w_1
40...100	1,75...3,0	3,4...6,3	3,5...6,9	$2,1^{+1,2} \dots 3,3^{+2,4}$

Другие способы крепления подшипников на валу приведены в работах [2, 6, 17].

Создание упорных буртиков на валу. Для того чтобы внутреннее кольцо подшипника, не имеющее достаточной жесткости, точно, без перекоса сидело на валу, его поджимают при сборке к торцу заплечика вала или к торцу детали, сидящей на валу. Чтобы прилегание деталей происходило по торцевой поверхности, высота заплечика (рис. 4.8,а) должна быть

$$h = (1,4 \dots 1,5) r,$$

где r — значение координаты фаски подшипника. В ГОСТ 20226—74, а также в работах [1, 2, 6] приведены размеры диаметров заплечиков, отвечающие этому условию.

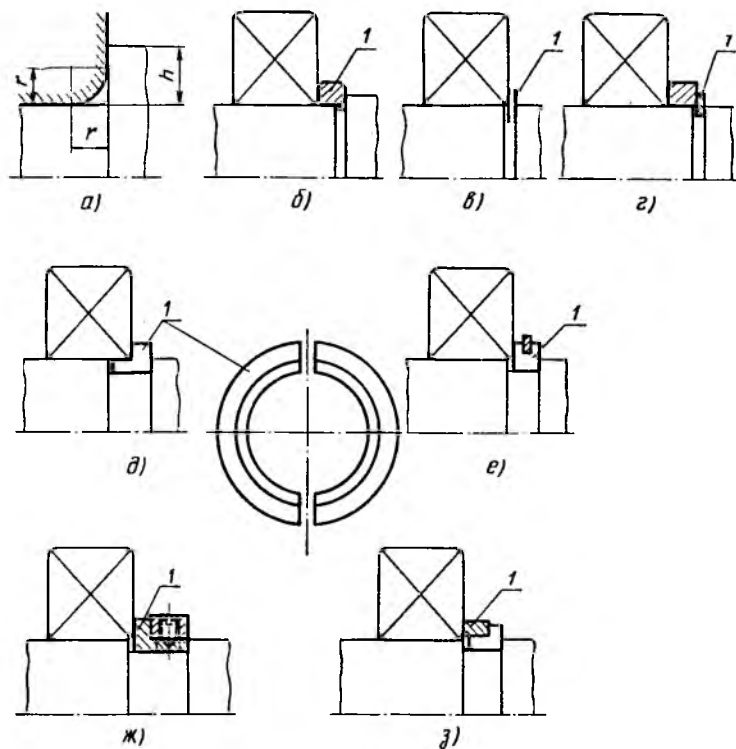


Рис. 4.8

Иногда по разным причинам конструктор не может создать заплечик вала требуемой высоты. Тогда между кольцом подшипника и заплечиком вала ставят промежуточное кольцо 1 (рис. 4.8,б), имеющее уменьшенные фаски.

Если даже и такой заплечик нельзя выполнить, то на гладком участке вала создают искусственные буртики 1 (рис. 4.8,в—з). Однако точность базирования внутреннего кольца на валу при этом снижается.

Приведенные на рис. 4.8 способы создания на валу искусственных буртиков довольно часто можно встретить в современных конструкциях машин. Следует лишь заметить, что канавки ослабляют вал и являются концентраторами напряжений. Поэтому сечение вала по канавке должно быть проверено расчетом на выносливость.

Встречаются и другие исполнения искусственных буртиков на валу (см. работу [16], т. 1, с. 553).

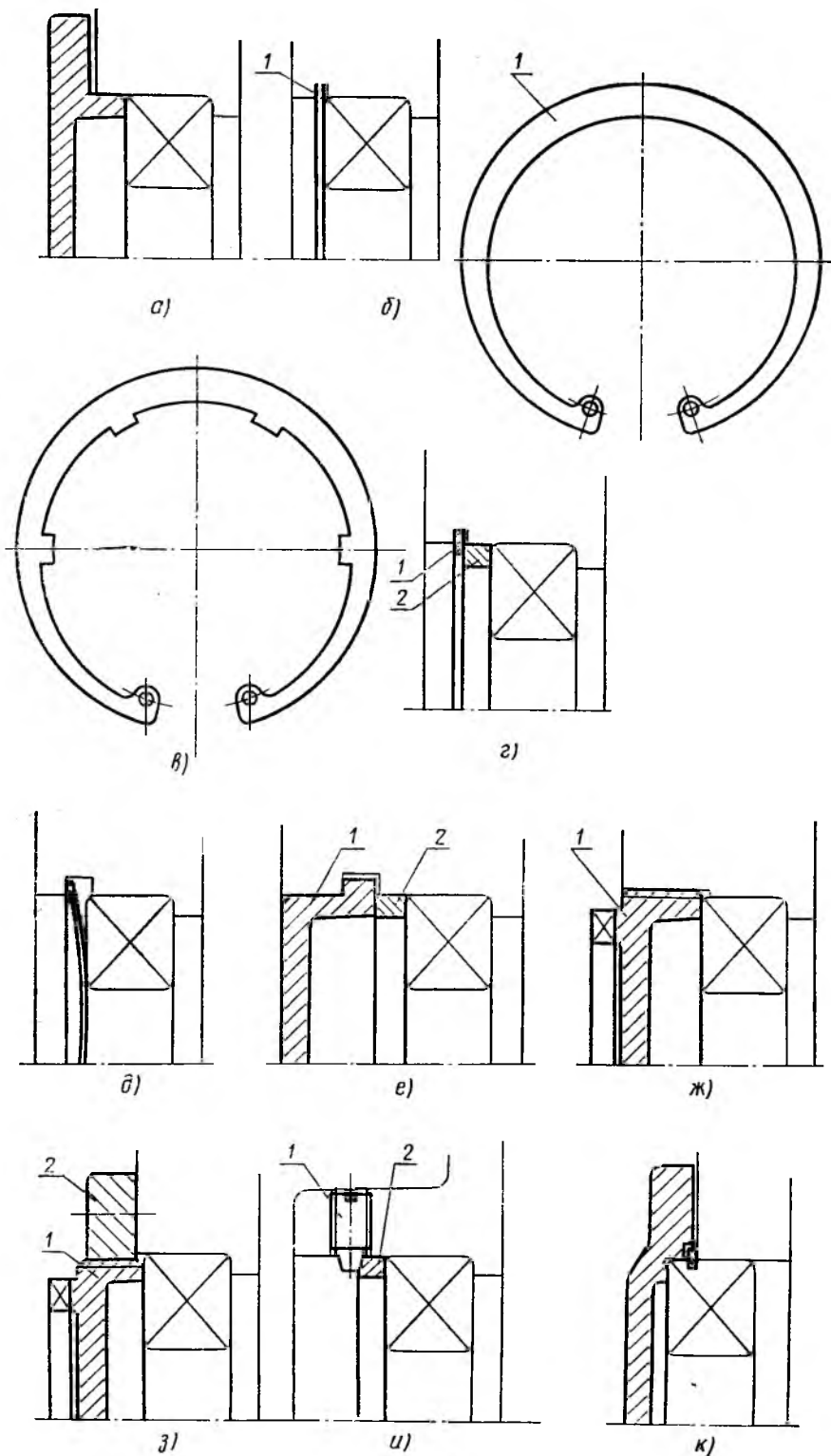


Рис. 4.9

Крепление подшипников в корпусе. Наиболее распространенные в машиностроении способы крепления подшипников в корпусе приведены на рис. 4.9.

На рис. 4.9,*а* подшипник крепится в корпусе крышкой. Этот способ простой, надежный, и его широко применяют.

На рис. 4.9,*б* подшипник крепится концентрическим или эксцентриковым пружинным стопорным кольцом 1. Контакт эксцентриковых стопорных колец с торцами колец подшипников, так же как и при креплении подшипников на валу, происходит в трех зонах.

Лапчатые пружинные кольца (рис. 4.9,*в*) контактируют с кольцом подшипника в шести точках. Чтобы закрепить кольцо подшипника в корпусе без зазора, между стопорным кольцом 1 и подшипником ставят компенсаторное кольцо 2 (рис. 4.9,*г*). Крепят подшипник без зазора пружинным изогнутым стопорным кольцом, поджимающим наружное кольцо подшипника к буртику корпуса (рис. 4.9,*д*).

Размеры пружинных колец и канавок для них приведены в ГОСТ 13941—69 и 13943—69, а также в работах [1, 2, 6] и в табл. 1.18 приложения I.

На рис. 4.9,*е* крепление подшипника осуществляют с помощью закладной крышки 1 и компенсаторного кольца 2. Этот способ применим в корпусах, имеющих разъем по осям валов.

На рис. 4.9,*ж* подшипник крепят винтом 1. Чтобы не нарезать резьбу большого диаметра в корпусе, что очень нежелательно, применяют крепление по способу, показанному на рис. 4.9,*з*. Здесь резьба для винта 1 нарезана во фланце 2, прикрепленном к корпусу винтами.

На рис. 4.9,*и* подшипник крепят в корпусе тремя установочными винтами 1, расположенными по окружности под углом 120° друг к другу. Конусные концы винтов воздействуют в трех точках по окружности на кольцо 2, которое и поджимает подшипник к буртику корпуса. Применяют этот способ, когда другие способы применить трудно и можно расположить три установочных винта в требуемых местах корпуса.

Способ, показанный на рис. 4.9,*к*, применяют для крепления подшипников, имеющих стопорную канавку на наружном кольце. Крепление по этому способу наиболее простое. Достоинством его является то, что отверстие корпусной детали не имеет уступа, усложняющего обработку.

Все рассмотренные способы крепления подшипников более или менее равноценны.

Создание упорных буртиков в корпусе. На рис. 4.9 внешние кольца подшипников фиксирующей опоры поджимают к торцу заплечика отверстия корпуса. Как уже упоминалось, наличие буртика в отверстии корпусной детали создает некоторые трудности при растачивании отверстий. Поэтому упорные буртики, к которым должно быть поджато внешнее кольцо подшипника, выполняют на практике различно. Наиболее типовые конструкции показаны на рис. 4.10 (изображена только правая часть фиксирующей опоры).

На рис. 4.10,*а* упорный буртик создан в корпусе, а на рис. 4.10,*б*—в стакане 1. Обработка отверстия корпусной детали упростилась. Но дополнительно появилась трудоемкая точная деталь — стакан. Именно поэтому стаканы применяют, когда они решают, кроме того, другую конструкторскую задачу, например удобство сборки, создание самостоятельной сборочной единицы и т. п.

На рис. 4.10,*в* упорный буртик создан постановкой концентрического или эксцентрикового пружинного стопорного кольца 1. Эти кольца снижают точность базирования внешнего кольца подшипника.

На рис. 4.10,*г* упорный буртик создан двумя полукольцами 1 Г-образного сечения, которые заложены в канавку отверстия корпуса. Внешняя

поверхность кольца подшипника удерживает полукольца от выпадения из канавки. Упорный буртик, показанный на рис. 4.10, д, создан двумя полукольцами 1, которые удерживаются от выпадения из канавки корпуса пружиным упорным кольцом 2.

На рис. 4.10, е упорный буртик также создан двумя полукольцами 1. Удерживает их от выпадения кольцо 2 Г-образного сечения.

На рис. 4.10, ж упорный буртик создан целым кольцом 1, заложенным в канавку отверстия корпуса. Этот способ применяют в корпусах, имеющих разъем по осям валов.

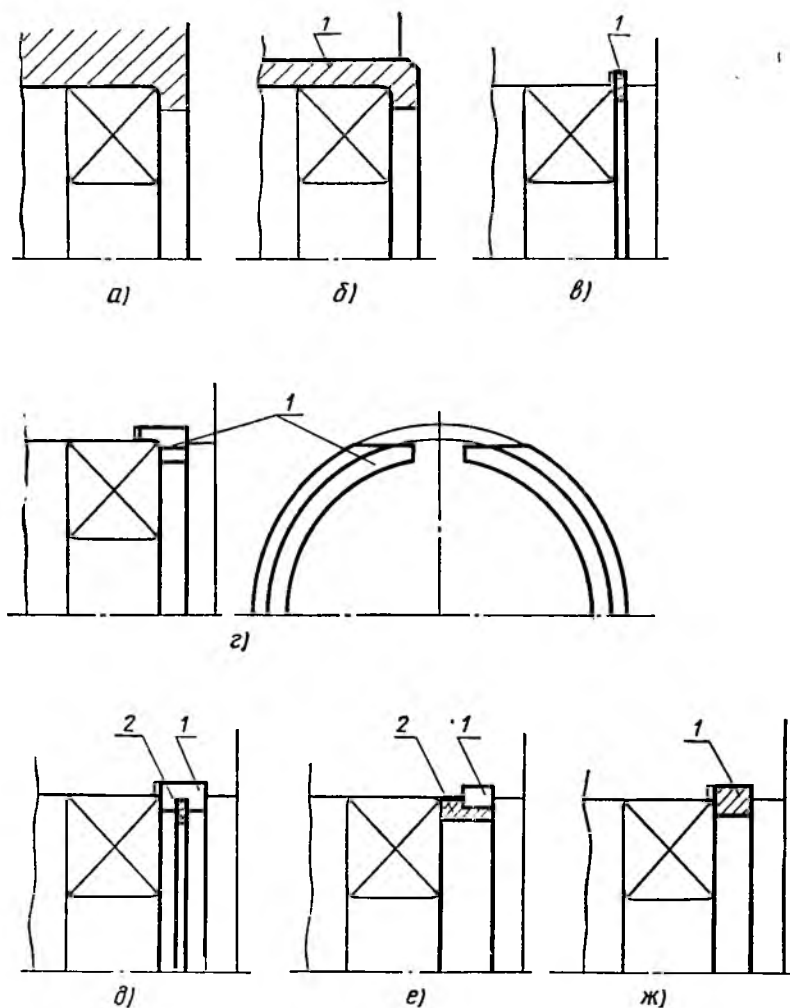


Рис. 4.10

Все буртики, выполненные по рис. 4.10, кроме рис. 4.10, в, способны воспринимать значительные осевые нагрузки.

Приведенные на рис. 4.10 упорные буртики могут быть применены при любом из способов крепления подшипников, показанных на рис. 4.9.

С х е м а 1.2. Типы подшипников. При осевом фиксировании валов по схеме 1.2 конструкцию плавающих опор выполняют такой же, как и при фиксировании по схеме 1.1 (см. рис. 4.5). Отличие состоит лишь в конструктивном оформлении фиксирующей опоры, типовые конструкции которой представлены на рис. 4.11.

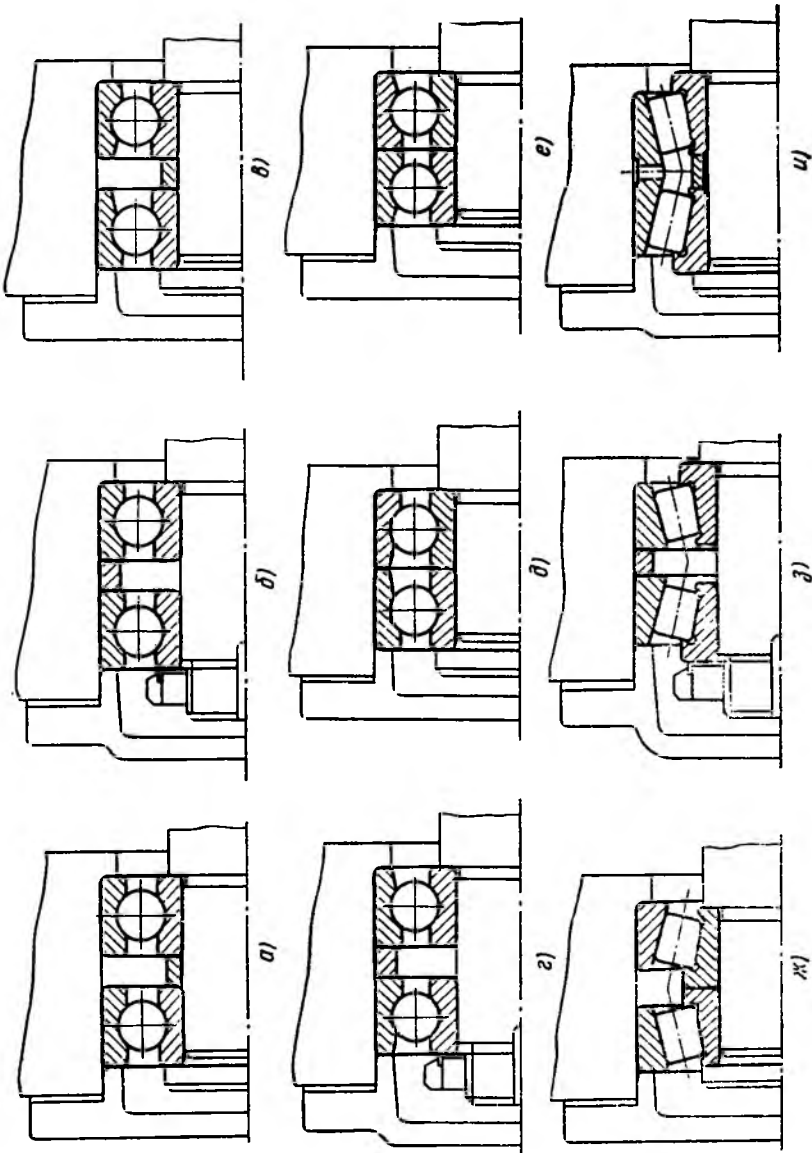


Рис. 4.11

Угловая жесткость фиксирующих опор, в которых подшипники расположены по схемам, представленным на рис. 4.11, б, з, е, з, и, выше, чем опор с расположением подшипников по схемам на рис. 4.11, а, в, д, ж. Подробнее об этом см. с. 83.

Упорные буртики на валах и в отверстиях корпусов конструируют по одному из вариантов, приведенных на рис. 4.8 и 4.10

Регулирование подшипников фиксирующих опор. Под регулированием подшипников понимают устранение в них зазоров (поэтому иногда говорят о регулировании зазоров), а при необходимости и создание так называемого предварительного натяга.

В некоторых типах подшипников, например в радиальных и радиально-упорных шариковых, в радиальных сферических шариковых и роликовых и др., зазоры между кольцами и телами качения имеются в готовых подшипниках. В других, например в конических роликовых, зазоры образуются при сборке изделия.

Различают радиальные и осевые зазоры, связанные между собой определенной зависимостью. Так, для конических роликовых подшипников (см. рис. 4.2, а) $z = stg\alpha$, где z — радиальный и s — осевой зазоры. Эта зависимость справедлива и для некоторых других типов подшипников. Таким образом, при изменении зазора в одном направлении изменяется зазор и в другом направлении. При установке подшипника на вал внутреннее кольцо его деформируется и бывший в нем первоначальный зазор уменьшается. Зазоры в подшипниках создают и изменяют при сборке изделия осевым смещением колец или (значительно реже) при посадке внутреннего кольца на цилиндрическую или конусную поверхность вала за счет радиальной деформации.

И, наконец, при работе изделия происходит нагрев подшипников, что также приводит к уменьшению в них радиального зазора.

Наличие зазоров в подшипниках обеспечивает легкое вращение вала, а отсутствие их увеличивает сопротивление вращению, но повышает жесткость опор и точность вращения вала, а также улучшает распределение нагрузки между телами качения, повышая несущую способность подшипника. Поэтому необходимо, чтобы при установившемся режиме работы изделия зазоры в подшипниках были минимальны.

В изделиях, в которых важно получить высокую жесткость опор или высокую точность вращения (например, шпиндели металлорежущих станков), зазоры в подшипниках устраняют, создавая натяг.

Регулирование подшипников фиксирующей опоры производят по одному из способов, приведенных на рис. 4.12.

На рис. 4.12, а—г регулирование осуществляют осевым перемещением внешних, а на рис. 4.12, д, е — внутренних колец подшипников. Регулирование подшипников фиксирующей опоры производят двумя полукольцами для удобства их заведения без снятия крышки или комплектом прокладок 1 (рис. 4.12, а), устанавливаемых под фланец крышки подшипника. Для этой цели применяют набор тонких (толщиной 0,1 мм) металлических прокладок. Удобно также производить регулирование набором прокладок разной толщины. Так, фирма «Тимкен» (США) поставляет для этого следующий комплект прокладок: толщиной 0,127 мм — 3 шт., толщиной 0,179 мм — 3 шт., толщиной 0,508 мм — 1 шт. Достаточно тонкую регулировку можно получить набором из четырех прокладок толщиной 0,1; 0,2; 0,4 и 0,8 мм.

На рис. 4.12, б регулирование подшипников производят винтом 1. Чтобы упростить изготовление, резьбу иногда нарезают во фланце 2, который прикрепляют винтами к корпусной детали (рис. 4.12, в).

Точность базирования подшипников, выполненных по рис. 4.12, б, в, определяет точность расположения торца винта. Вследствие неизбежных

погрешностей при изготовлении деталей и их элементов точность эта иногда бывает невысокой.

Регулирование подшипников винтом 1, воздействующим на самоустанавливающуюся шайбу 2 (рис. 4.12,з), не имеет недостатков двух предыдущих способов. Шайба не перекашивает внешнее кольцо подшипника, а самоустанавливается по его торцу благодаря наличию сферической поверхности на торце винта 1. Самоустанавливающаяся шайба должна быть жесткой, а диаметр регулировочного винта — как можно большего размера. (На прак-

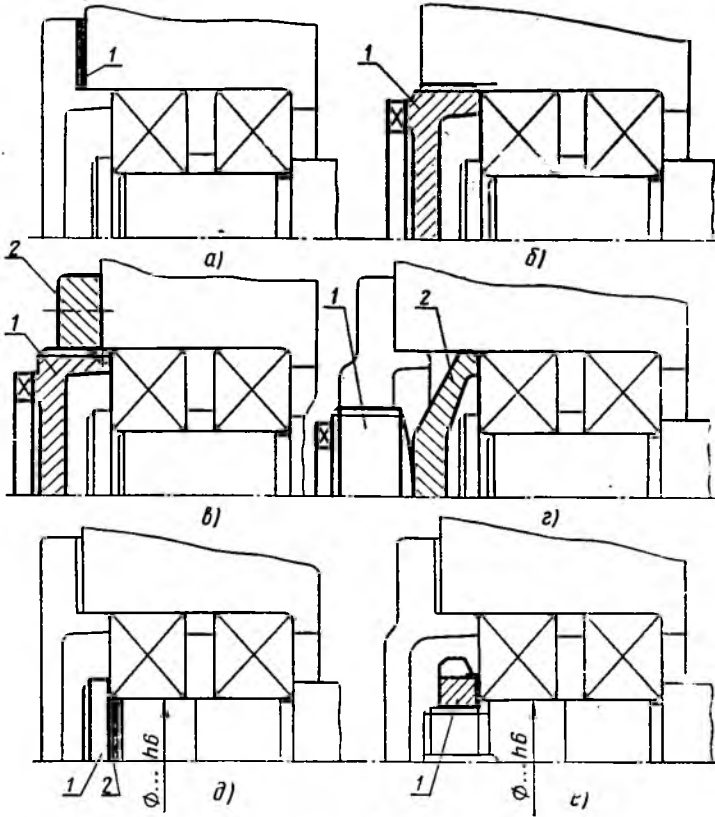


Рис. 4.12

тике наблюдались случаи вырыва винтов из крышки подшипника под действием осевых сил, действующих на вал.)

Регулирование подшипников, показанное на рис. 4.12,д, производят поджимом торцевой шайбы 1. Под шайбу подкладывают тонкие прокладки 2. После подбора прокладок шайбу крепят к торцу вала винтами, которые затягивают до отказа и стопорят.

Подшипники, изображенные на рис. 4.12,е, регулируют гайкой 1. После создания требуемого зазора гайку стопорят замковой шайбой.

Чтобы облегчить перемещение кольца подшипника на валу при всех рассмотренных способах регулирования посадку его ослабляют. При обработке вала с допуском $h6$ или j_6 между отверстием кольца подшипника и валом может образоваться зазор, из-за чего при циркуляционном характере нагружения внутреннее кольцо подшипника будет проворачиваться и изнашивать посадочную поверхность вала. Другим недостатком является то, что качество регулирования зависит от квалификации сборщика. Подшипни-

ки легко можно недотянуть или перетянуть. Поэтому некоторые заводы требуемой жесткости опоры достигают подбором и подшлифовкой распорных колец, которые устанавливают между подшипниками на валу и в корпусе (рис. 4.13). После этого как внутренние, так и внешние кольца подшипников закрепляют на валу и в корпусе. Этот способ очень надежен, но требует точных измерений размеров подшипников и тщательной пригонки колец.

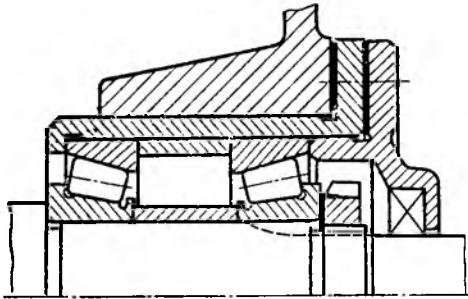


Рис. 4.13

При необходимости в опорах валов создают предварительный натяг. Сущность предварительного натяга подшипника заключается в том, что при установке в узел его предварительно нагружают осевой силой. Эта сила не только устраняет осевую «игру» в парном комплекте подшипников, но и вызывает некоторую начальную упругую деформацию колец и тел качения в местах их контакта.

Предварительный натяг подшипников обычно осуществляют взаимным осевым смещением колец. Образование предварительного натяга схематично показано на рис. 4.14. Аналогична схема образования предварительного натяга в случае установки прокладок или колец неодинаковой толщины.

Предварительный натяг в шариковых подшипниках создают подшлифовкой торцов колец, установкой между кольцами прокладок или втулок неодинаковой длины, а также пружинами (см. рис. 4.16). Последний способ применяют в узлах, где требуется сохранить постоянной величину натяга, например в быстрходных шпинделях шлифовальных станков.

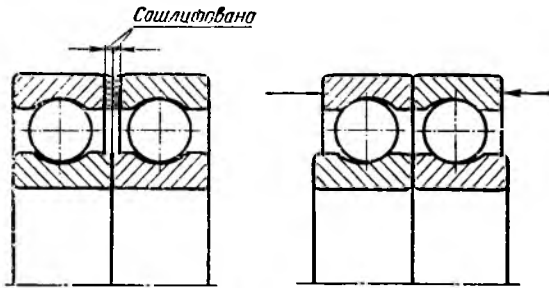


Рис. 4.14

Регулирование подшипников плавающих опор. Жесткость плавающей опоры можно увеличить специальными конструкторскими приемами. На рис. 4.15,а,б приведены плавающие опоры, в которых постоянный натяг обеспечивают установкой колец I с большим числом пружин, расположенных по окружности.

В подшипнике фирмы «Гаме» (Франция) (рис. 4.15,в) постоянный натяг также создается пружинами. Внешнее кольцо его объединено с кольцом I . Ширина этого кольца увеличена, что повысило точность базирования подшипника по отверстию корпусной детали.

Фирма «SKF» (Швеция) рекомендует создавать натяг в подшипниках как цилиндрическими, так и тарельчатыми пружинами (рис. 4.15,г). В последнем случае пружины обеспечивают постоянную силу.

По данным фирмы «Гаме», возможно создание постоянного натяга в двойном коническом роликовом подшипнике плавающей опоры шпинделя станка пружинами (рис. 4.15,д).

В случае применения радиально-упорных подшипников суммарное давление пружин должно превосходить возникающую в подшипнике осевую составляющую от радиальной нагрузки.

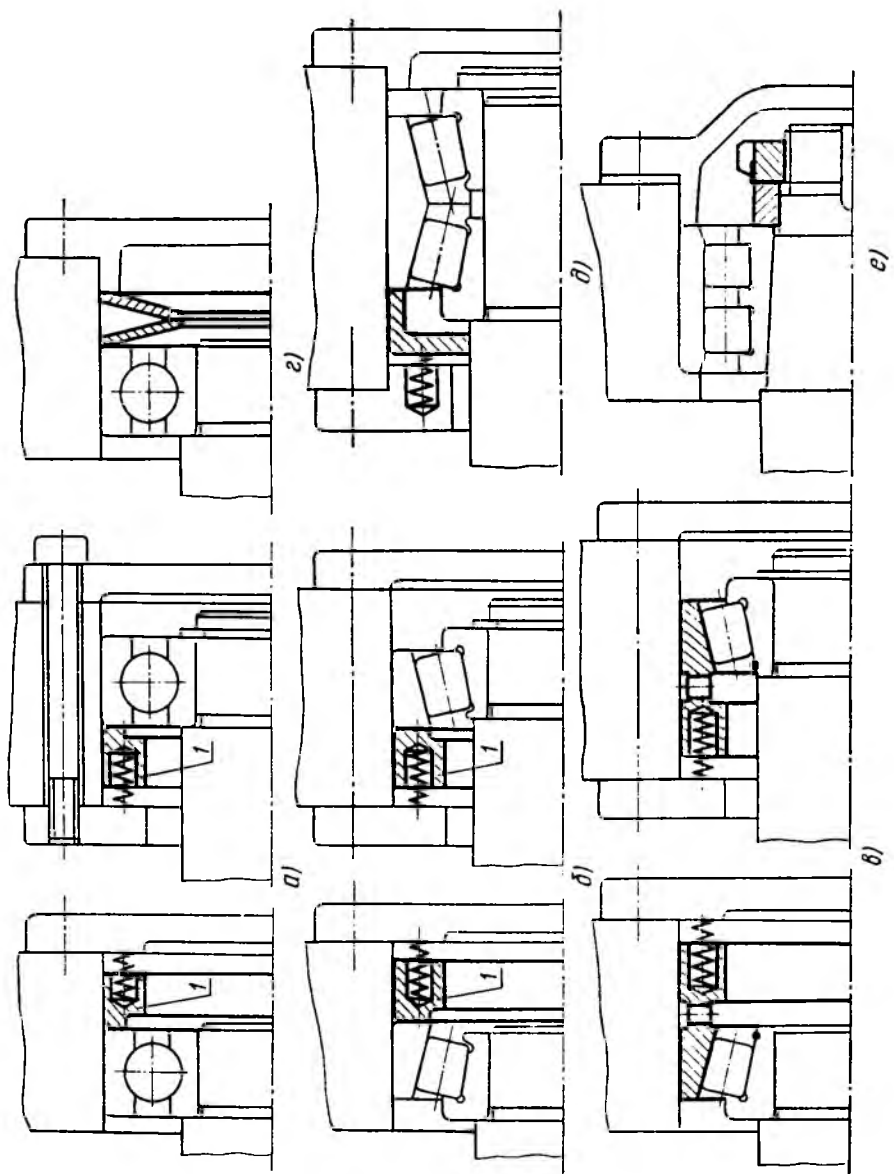


Рис. 4.15

Радиальная жесткость плавающей опоры в продольно-фрезерном станке мод. 640 (рис. 4.15,е) получена деформированием на конусе внутреннего кольца подшипника.

Жесткость плавающих опор может быть повышена также применением подшипников с предварительным натягом. На рис. 4.16 показано несколько исполнений, таких опор.

С х е м а II.1.

При осевом фиксировании валов по схеме II.1 (см. рис. 4.1) обе опоры конструируют одинаково. Поэтому ниже приведены примеры конструктив-

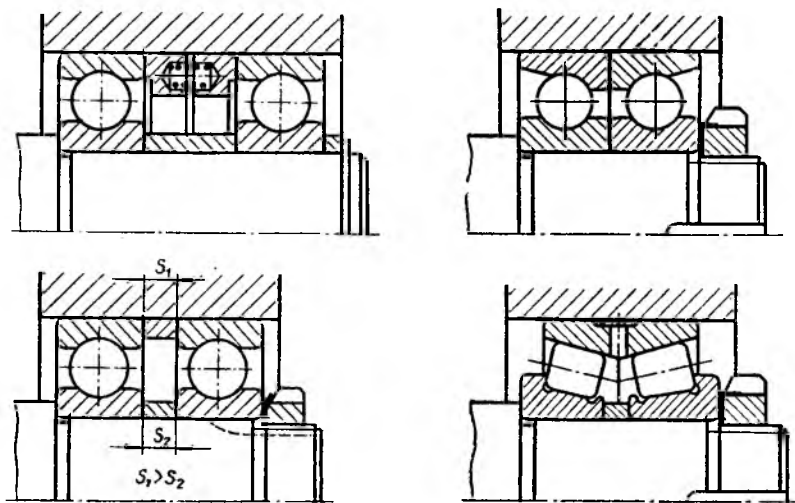


Рис. 4.16

ного оформления одной опоры вала. Другая опора может быть оформлена так же или с некоторым несущественным различием.

Типы подшипников. Типовые конструкции опор валов, фиксированных по схеме II.1, приведены на рис. 4.17,а—ж.

Регулирование подшипников. Для регулирования подшипников используют те же способы, что и для регулирования осевого положения вала, на котором установлены конические или червячные колеса. Эти способы подробно описаны выше (см. с. 54, 55, рис. 3.34 и 3.35).

При изменении режима работы изделия меняется его температура, а вследствие этого натяг в подшипниках и их жесткость. Кроме того, с течением времени выполненная при сборке регулировка подшипников постепенно нарушается вследствие износа и обмятия микронеровностей. По этой причине требуются периодические повторные регулировки подшипников.

Более или менее постоянную жесткость опор создает применение упругих элементов (рис. 4.18), компенсирующих износ. Упругие элементы встраивают в опору, на которую не действует осевая сила или она очень мала. Суммарная сила давления пружин должна превосходить в радиально-упорных подшипниках осевую составляющую от радиальной нагрузки и внешнюю осевую силу.

С х е м а II.2.

При осевом фиксировании валов по схеме II.2 (см. рис. 4.1) обе опоры, как и в схеме II.1, выполняют одинаковыми. Поэтому ниже приведены примеры конструктивного оформления одной опоры вала.

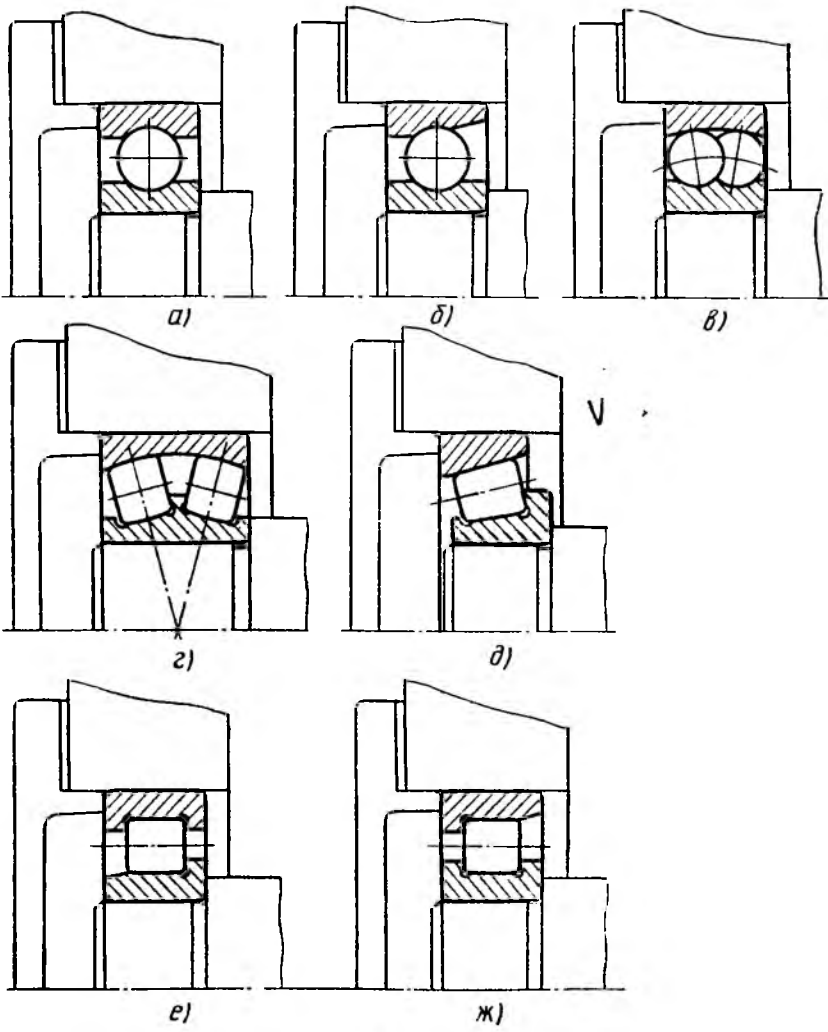


Рис. 4.17

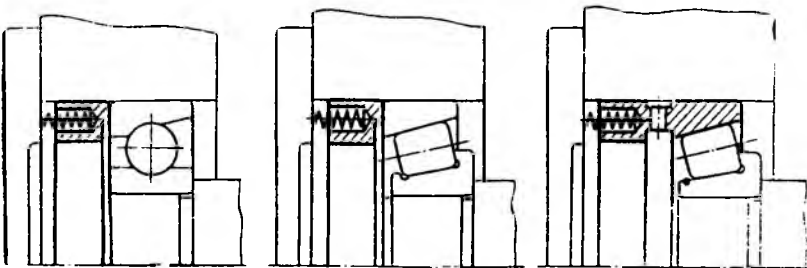


Рис. 4.18

Типы подшипников. Типовые конструкции опор валов, фиксированных по схеме II.2, приведены на рис. 4.19, *a—e*. Осевое фиксирование вала осуществляется упорными буртиками отверстия, в которые упираются торцы наружных колец подшипников. Буртики для упора подшипников могут быть выполнены по одному из вариантов, приведенных на рис. 4.10 и описанных на с. 69, 70.

Наиболее удачное решение представлено на рис. 4.19, *д*. В этом варианте в корпусе отсутствуют как уступы, так и канавки. Конические роликовые подшипники с бортом на наружном кольце в настоящее время исключительно широко применяют в машиностроении.

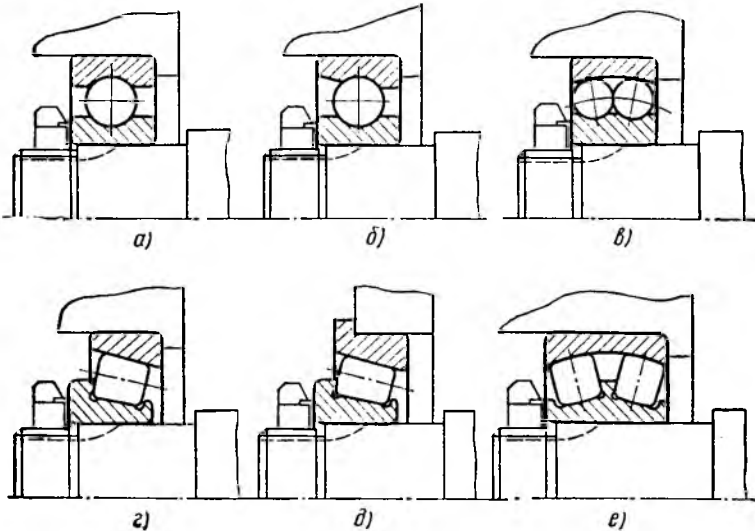


Рис. 4.19

Регулирование подшипников. Регулирование подшипников производят их перемещением по валу посредством гаек. Посадочные места вала для подшипников выполняют в этом случае по допуску $h6$ или j_6 . Для того чтобы отрегулировать подшипники, достаточно одной гайки на одном из концов вала. Если же помимо этого требуется регулировать осевое положение вала, гайки предусматривают на обоих его концах.

Точность базирования внутренних колец подшипников зависит от точности изготовления резьбы вала и гайки и от степени перпендикулярности базового торца гайки к оси резьбового отверстия. Для повышения точности базирования подшипников, фиксируемых по схеме II.2, в ответственных изделиях резьбу вала шлифуют, а базовый торец гайки шлифуют на резьбовой оправке.

Фирма «Тимкен» рекомендует для этой же цели регулировочную гайку 1 навинчивать на резьбу вала и стопорить в определенном положении (рис. 4.20, *a*). При шлифовании посадочного места вала шлифуют и базовый торец гайки 1.

Интересный способ применен станкозаводом «Красный пролетарий». По этому способу (рис. 4.20, *б*) давление со стороны гайки на подшипник передается через жесткое кольцо 1 и упругое кольцо 2, имеющее на противоположных торцах по три выступа — кулачка. Упругое кольцо, являясь компенсатором износа, самоустанавливается по торцу кольца подшипника и не перекашивает его относительно вала.

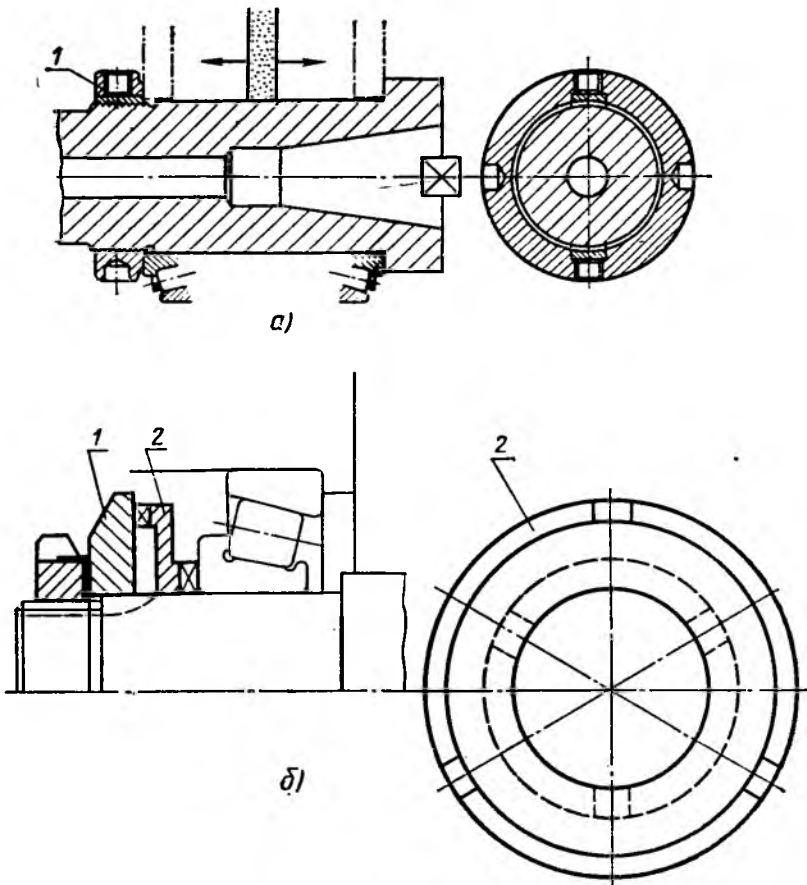


Рис. 4.20

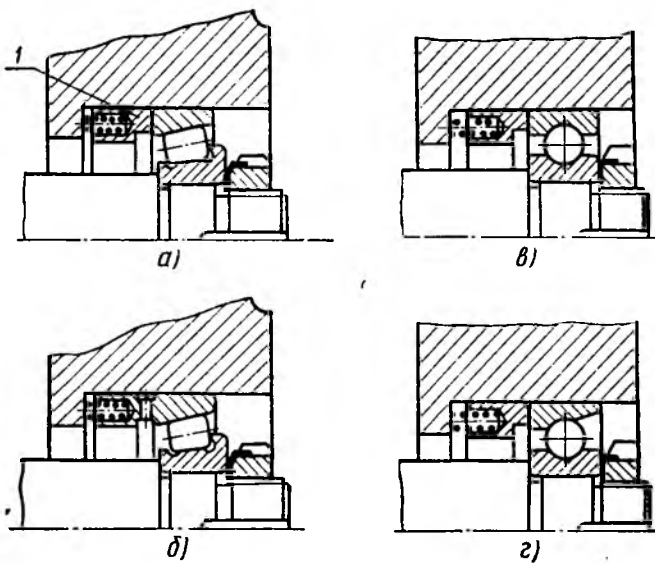


Рис. 4.21

Некоторые заводы обеспечивают постоянный осевой натяг в конических роликовых подшипниках установкой колец l с большим числом пружинок, расположенных по окружности (рис. 4.21, а). Такое же решение рекомендует и фирма «Гаме» (рис. 4.21, б).

Установка упругих элементов улучшает условия работы подшипников, так как даже при относительно неточной их регулировке при любом тепловом удлинении вала осевой зазор в подшипниках устраняется.

Упругие элементы можно встраивать в опоры не только с коническими роликовыми, но и с шариковыми радиальными (рис. 4.21, в) и радиально-упорными (рис. 4.21, г) подшипниками.

2. Опоры плавающих валов

В качестве опор плавающих валов применяют подшипники, показанные на рис. 4.5. Чаще всего используют роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами. Наиболее распространены следующие конструктивные схемы:

С х е м а п о р и с. 4.22, а. Внутренние кольца подшипников закреплены на валу, а внешние — в корпусе. Осевое плавание вала обеспечивается тем, что внутренние кольца подшипников с комплектом роликов могут смещаться в осевом направлении относительно неподвижных внешних колец. Осевое плавание вала происходит в процессе его вращения, когда сила, необходимая для его перемещения, очень мала, что является основным достоинством этой схемы.

Основные недостатки схемы:

1. Необходимость применения очень жестких валов и обеспечения высокой степени соосности посадочных поверхностей вала и корпуса вследствие чувствительности этих подшипников к перекосам колец.

2. Возможность значительного начального (после сборки) осевого смещения z колец, которое ничем в дальнейшем не компенсируется. Вызывается это смещение погрешностями размеров l ; L ; b_1 и b_2 , а также тем, что осевое положение вала определяет осевое положение зацепляющихся колес, которое случайно и имеет большой разброс по величине.

3. Необходимость сравнительно точного изготовления деталей по размерам l и L . Эти размеры, как видно из рис. 4.22, а, вместе с другими размерами образуют размерную цепь. Погрешности при изготовлении деталей по этим размерам приводят к осевому смещению z колец подшипников.

4. Необходимость создания упора в отверстиях корпуса, что несколько усложняет их обработку.

С х е м а п о р и с. 4.22, б. Внутренние кольца подшипников закреплены на валу, наружные имеют некоторую свободу осевого перемещения. Перемещение внутрь корпуса ограничивается бортами обоих колец подшипников. В противоположные стороны осевое перемещение колец ограничивается зазором z .

При осевом плавании вала внутренние кольца подшипников с комплектами роликов смещаются относительно наружных колец. В начальный момент осевого плавания вала ролики подшипников смещают наружные кольца на некоторую величину в сторону крышек. Эти кольца подшипников находят, таким образом, свое положение и в дальнейшем остаются неподвижными.

Достоинства этой схемы:

1. Легкое плавание вала при небольшой осевой силе.

2. Возможность регулирования начальной величины z осевого смещения колец до минимума. Это достигается подбором компенсаторных прокладок K , устанавливаемых под фланцы обеих крышек подшипников.

3. Изготовление деталей по размерам l , L и h по свободным допускам (например, 14-го качества). Возможные накопленные погрешности устраняются компенсаторными прокладками K .

4. Отсутствие упоров для внешних колец подшипников в отверстиях корпуса, что облегчает их обработку.

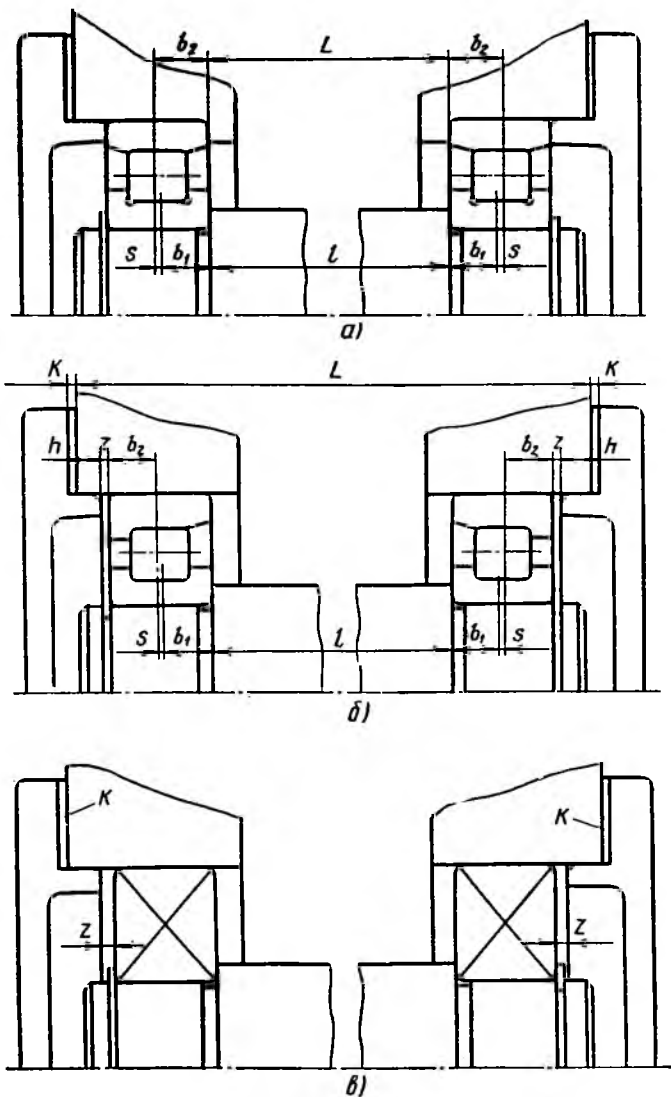


Рис. 4.22

Недостатком данной схемы, так же как и предыдущей, является ее применимость только при жестких валах и высокой точности изготовления как валов, так и отверстий корпуса.

Схема по рис. 4.22, в. В опорах применяют радиальные шариковые однорядные, шариковые и роликовые двухрядные сферические подшипники. Выбор того или другого типа подшипника определяется потребной грузоподъемностью и жесткостью вала.

Внутренние кольца подшипников закреплены на валу, внешние кольца

свободны и могут перемещаться вдоль отверстий корпуса. Величина этого перемещения ограничивается зазорами z , которые устанавливаются при сборке подбором компенсаторных прокладок K . Осевое плавание вала, если оно по величине не более осевого зазора в подшипниках, происходит за счет этого зазора относительно неподвижных внешних колец подшипников. Если величина осевого перемещения вала превосходит осевой зазор в подшипниках, то при плавании вала наружные кольца подшипников скользят по отверстиям корпуса. Это приводит к износу поверхности отверстий корпуса. Для уменьшения износа иногда рекомендуют в отверстия корпуса ставить стальные закаленные втулки.

Достоинство этой схемы — возможность ее применения при жестких валах и при невысокой степени соосности посадочных поверхностей вала и корпуса. К достоинствам можно отнести также отсутствие упоров для внешних колец подшипников в отверстиях корпуса.

Недостатки схемы:

1. Наличие трения скольжения внешних колец подшипников по отверстиям корпуса.

2. Необходимость применения значительной осевой силы для осуществления плавания вала.

3. Введение стальных закаленных втулок удорожает опоры и снижает точность базирования вала.

Опоры плавающих валов осевые силы не воспринимают. Поэтому крепление подшипников на валу производят так же, как плавающих опор валов, фиксированных по схемам I.1 или I.2 (см. рис. 4.1), т. е. простейшими способами. Наиболее распространено крепление пружинным упорным кольцом.

При выполнении опор плавающего вала по схеме рис. 4.22,а внешние кольца подшипников закрепляют в корпусе.

Упорные буртики, к которым их поджимают, показаны на рис. 4.10.

Внешние кольца подшипников крепят в корпусе чаще всего крышкой (рис. 4.22,а). При необходимости может быть применен любой другой способ из числа приведенных на рис. 4.9.

3. Опоры валов конических шестерен

Валы конических шестерен фиксируют от осевых смещений по схемам, приведенным на рис. 4.1.

Наибольшее распространение получили схемы осевого фиксирования II.1 и II.2 (см. рис. 4.1), как наиболее простые. Поэтому рассмотрение конструкций опор начнем с валов, фиксированных по этим схемам.

Типовые конструкции валов конических шестерен, фиксированных по схеме II.1, приведены на рис. 4.23,а, по схеме II.2 — на рис. 4.23,б.

Валы конических шестерен короткие. Поэтому температурные осевые деформации не играют такой роли, как при длинных валах. Расстояния между подшипниками сравнительно малы, а нагрузки, действующие на вал и его опоры, велики. Кроме того, требуется высокая точность осевого расположения конических шестерен. По этим причинам основным требованием, предъявляемым к опорам валов конических шестерен, является жесткость. Поэтому шариковые радиальные подшипники, осевая жесткость которых очень мала, в качестве опор валов конических шестерен, как правило, не применяют.

В связи с действием на вал не только радиальных, но и осевых сил для опор валов используют главным образом конические роликоподшипники, как более грузоподъемные и наименее дорогие.

При относительно высоких частотах вращения или при необходимости

высокой точности вращения применяют более дорогие радиально-упорные шариковые подшипники.

При одинаковом расстоянии L между подшипниками расстояния $l_1 < l_2$ и $a_1 > a_2$. Поэтому радиальная и угловая жесткость комплекта, выполненного по схеме рис. 4.23,б, значительно больше, чем при выполнении его по схеме рис. 4.23,а. Это первое существенное достоинство схемы рис. 4.23,б. Второе ее достоинство — меньшие радиальные нагрузки R_1 и R_2 на подшипники при одинаковой силе Q .

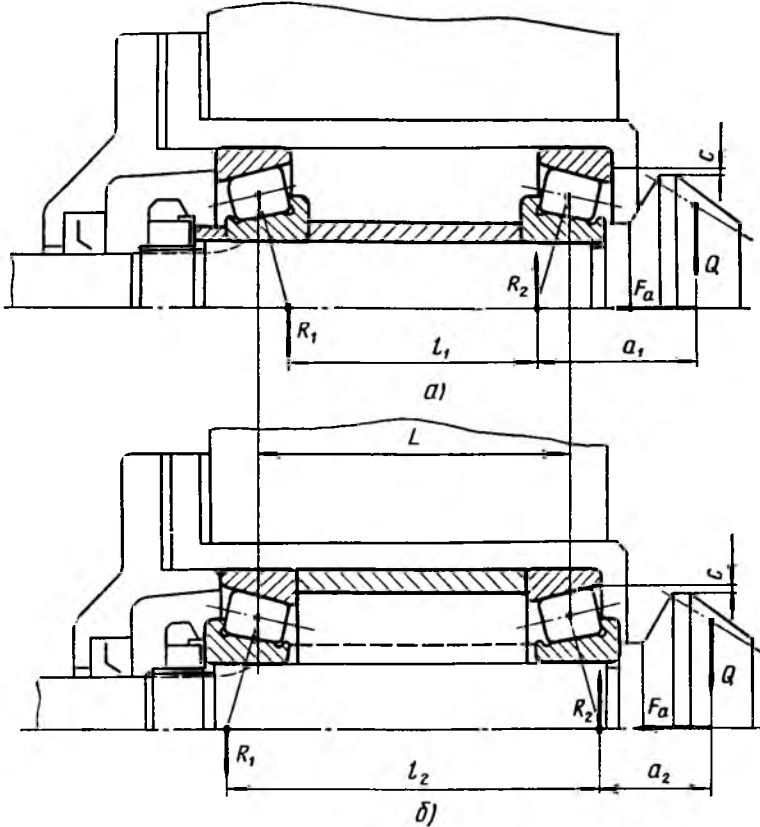


Рис. 4.23

Но кроме достоинств эта схема имеет и недостатки:

1. При конструировании вала-конической шестерни конструктор в случае косых или круговых зубьев направляет осевую силу F_a по стрелке (рис. 4.23). Эта сила при исполнении по рис. 4.23,а нагружает левый, менее нагруженный радиальными силами подшипник, а при исполнении по рис. 4.23,б — правый, более нагруженный. Следовательно, неоднородность нагрузки подшипников еще более возрастает.

2. Регулирование подшипников узла, выполненного по рис. 4.23,б, производят перемещением по валу левого подшипника. Для этого ослабляют посадку его внутреннего кольца.

Основной базой для внутреннего кольца левого подшипника служит торец гайки, являющийся неточной базой.

Некоторые заводы ставят между торцами внутренних колец подшипников точно пригнанную по длине втулку (на рис. 4.23,б показана штриховы-

ми линиями). Это частично устраняет недостатки, присущие данной конструкции.

Недостатки схемы 11.2 (см. рис. 4.1) окупаются ее достоинствами. Поэтому схему рис. 4.23,а в современных конструкциях машин практически не применяют.

При конструировании вала конической шестерни конструктор стремится расстояние a получить минимальным для уменьшения изгибающего момента, действующего на вал. После того как окончательно определено это расстояние, принимают расстояние l (рис. 4.23), установленное практикой: $a/l = 0,4...0,5$.

Комплект вала конической шестерни с опорами обычно заключают в стакан. Тогда весь этот комплект образует самостоятельную сборочную еди-

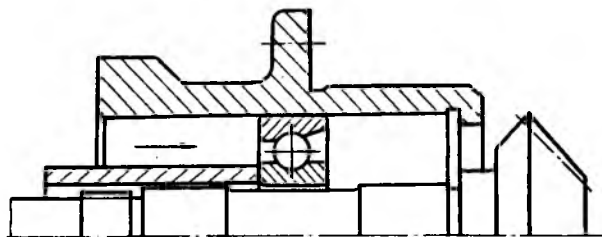


Рис. 4.24

ницу. Кроме того, при наличии стакана упрощается регулирование осевого положения всего комплекта (подробнее см. с. 51, 52).

Следует так конструировать узлы валов с коническими шестернями, чтобы подшипники можно было установить на валу предварительно и только после этого весь собранный комплект вала вставлять в стакан. Для этого предусматривают зазор $s \geq 0,5 m$ (m — модуль) между диаметром отверстия буртика стакана и внешним диаметром конической шестерни (рис. 4.23). При отсутствии такого зазора подшипники должны одновременно устанавливаться на вал и в стакан (рис. 4.24), что крайне неудобно. Подогрев подшипников, выполняемый обычно для облегчения монтажа, в этом случае положительного результата не дает. После поджатия подшипника к упорному заплечику вала желательнее проверить, нет ли зазора между заплечиком вала и торцом подшипника. В рассмотренной конструкции проверить правильность положения подшипника невозможно.

При наружном диаметре зубчатого венца, превышающем диаметр отверстия упорного буртика стакана, коническую шестерню следует выполнять насадной. При неразъемном корпусе должен быть обеспечен зазор между отверстием корпуса и внешним диаметром венца шестерни.

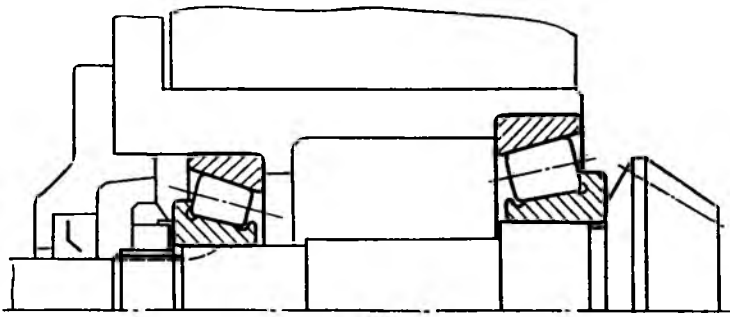
Так как подшипник, расположенный ближе к венцу конической шестерни, более нагружен, в некоторых случаях его ставят большего размера.

На рис. 4.25 приведены четыре конструктивных исполнения узлов конических шестерен.

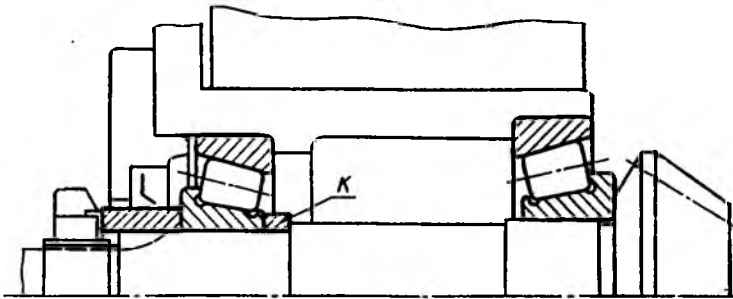
На рис. 4.25,а показан вал конической шестерни с коническими роликовыми подшипниками разного диаметра (по материалам фирмы «Тимкен»).

На рис. 4.25,б,в изображены конструкции узлов конических шестерен, примененных в автомобилях (по материалам фирмы «SKF», Швеция). Здесь внутреннее кольцо левого подшипника затягивается до упора в торец компенсаторного кольца K или в торец компенсаторной втулки 1 .

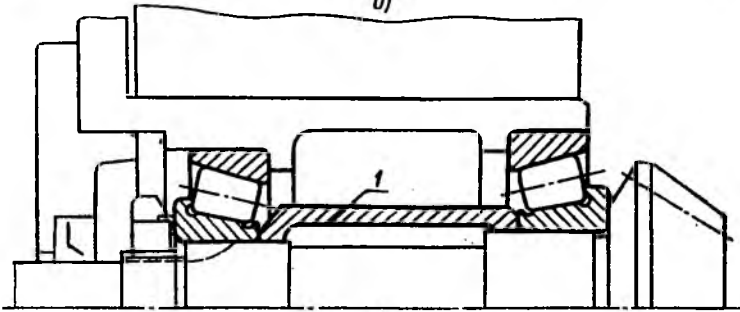
В приводе заднего моста грузового автомобиля ЗИЛ вместо одного компенсаторного кольца K применяют набор из двух колец.



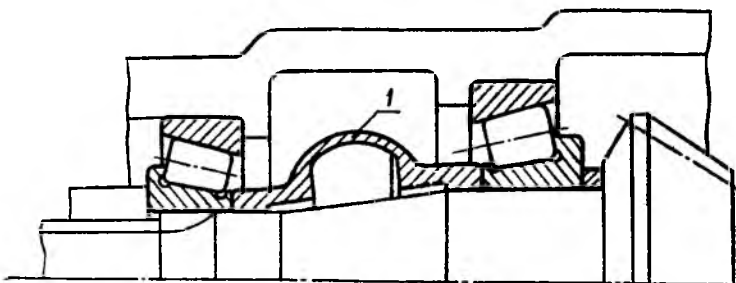
a)



б)



в)



г)

Рис. 4.25

В приводе заднего моста легкового автомобиля «Жигули» между торцами внутренних колец подшипников установлена стальная податливая распорная втулка 1 (рис. 4.25,з). Требуемую величину предварительного натяга подшипников создают динамометрическим ключом при моменте затяжки 120...180 Н·м.

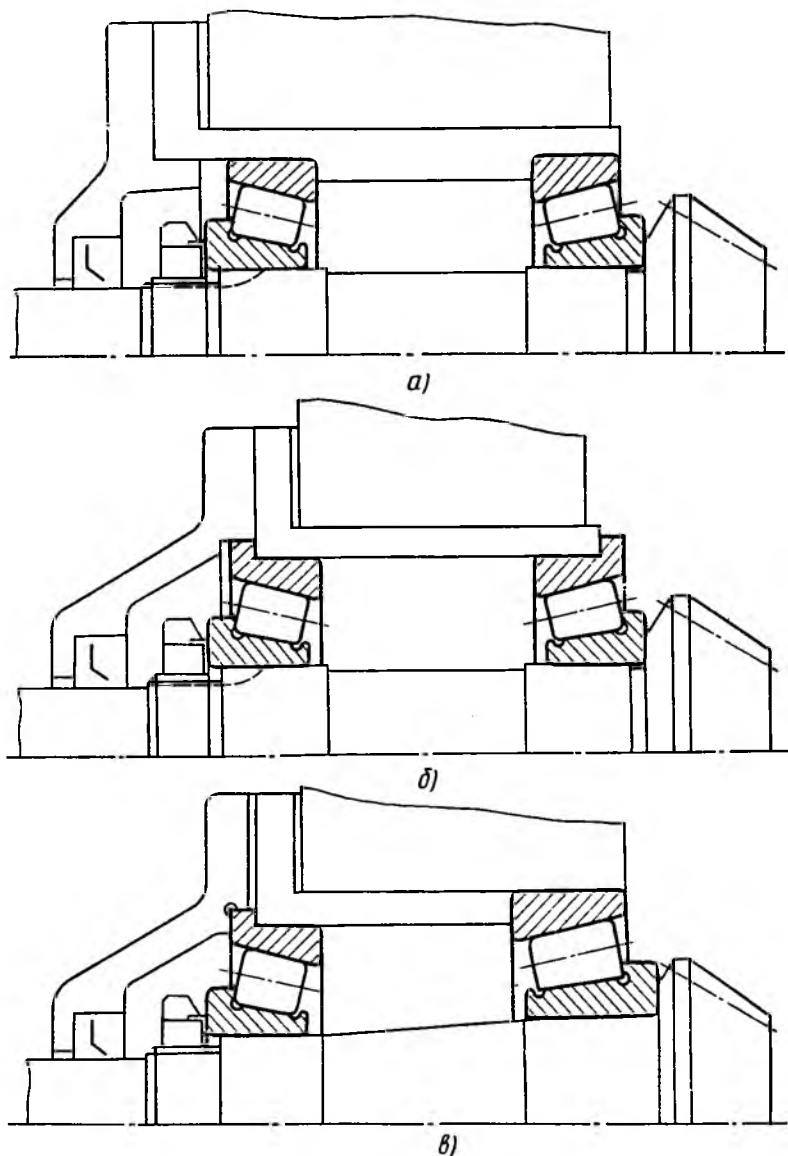


Рис. 4.26

В некоторых конструкциях стакан выполняют, как показано на рис. 4.26,а. В этом случае: а) отсутствует втулка; б) повышается точность базирования левого подшипника по сравнению с исполнением на рис. 4.23,б; в) осевые силы воспринимаются буртом стакана, а не крышкой подшипника (крышка несилловая). Однако в этой конструкции усложняется изготовление стакана за счет двух точных отверстий, разделенных выступом.

Конструкции, показанные на рис. 4.26, б, в, лишены этих недостатков и поэтому являются более удачными.

Часто для осевого фиксирования вала применяют схемы, представленные на рис. 4.27. В фиксирующей опоре применяют подшипники, показанные на рис. 4.11, в—и, а в плавающей — на рис. 4.5, а—д. Для удобства регулирования осевого положения шестерни в стакан заключают или фиксирующую опору (рис. 4.28, а), или обе опоры вала — фиксирующую и плавающую (рис. 4.28, б).

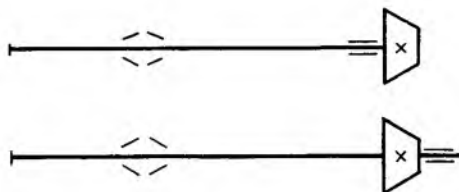
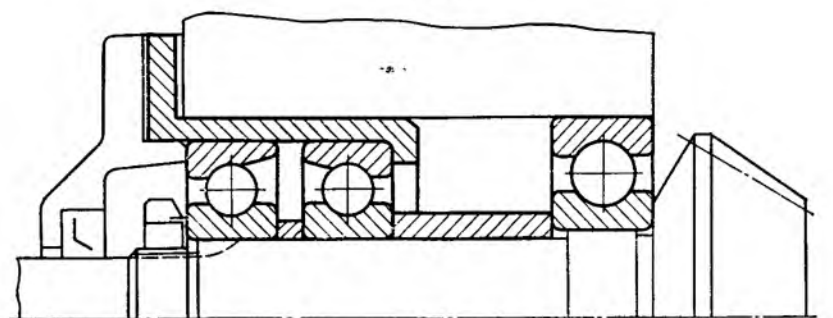
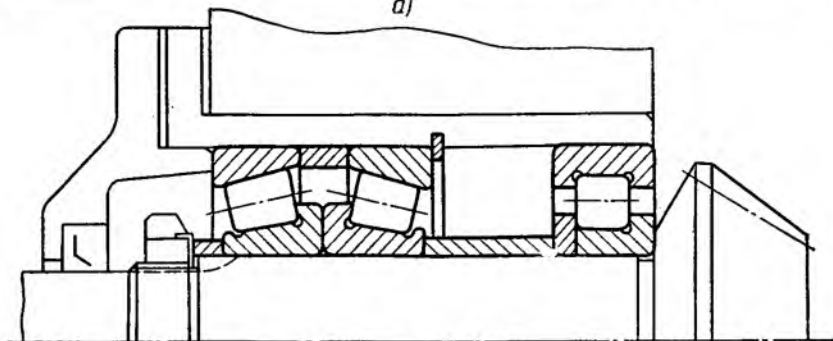


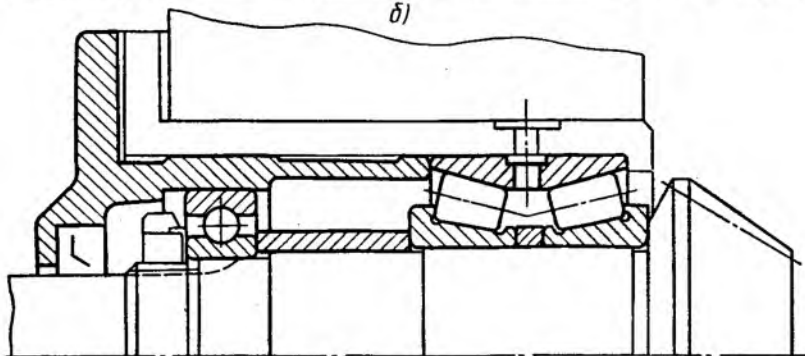
Рис. 4.27



а)



б)



в)

Рис. 4.28

Предпочтение следует отдать первому варианту, при котором выше точность базирования ближнего к шестерне подшипника, а следовательно точность положения шестерни.

В одном из зарубежных станков (рис. 4.28,в) фиксирующая опора расположена не у выходного конца вала, как обычно, а у зубчатого венца конической шестерни.

Если венец шестерни расположить не консольно, а между опорами, то уменьшается концентрация нагрузки по длине зуба вследствие уменьшения прогиба вала и поворота сечения. Однако это усложняет конструкцию.

Плавающую опору размещают или непосредственно в корпусе (рис. 4.29, а, б), или в стакане (рис. 4.29,в). При любом исполнении, чтобы ввести коническое колесо в зацепление с шестерней, форму его приходится усложнять.

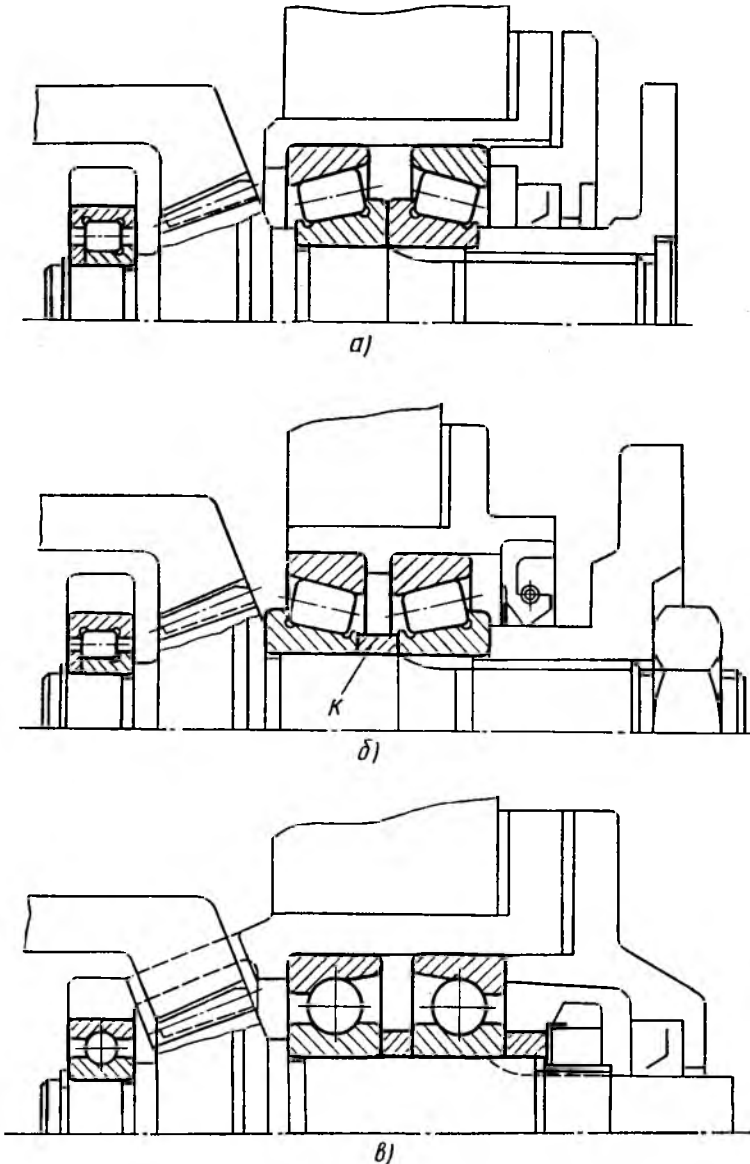


Рис. 4.29

Следует отметить, что фиксирующую опору по рис. 4.29,*а* регулируют винтом, по рис. 4.29,*в* — набором компенсаторных прокладок, размещаемых под фланцем крышки подшипника, а по рис. 4.29,*б* — подбором и подшлифовкой компенсаторного кольца *К*.

Выше приведены различные варианты конструкций узлов конических шестерен. В каждом из них подшипники поджимают к торцу заплечика вала и к торцу заплечика в отверстии стакана. Выполнение заплечиков непосредственно на валу и в стакане — не единственное решение. При необходимости могут быть созданы искусственные буртики для вала (см. рис. 4.8) и для стакана (см. рис. 4.10).

Рациональные конструкции показаны на рис. 4.26,*б,в*. Если в этих схемах между подшипниками поставить на вал точную по длине втулку, то отпадут недостатки, присущие схеме II.2 (см. рис. 4.1) осевого фиксирования валов. Хорошей можно считать также конструкцию, представленную на рис. 4.28,*а*. В ней вместо шариковых радиально-упорных подшипников могут быть применены также конические роликовые подшипники.

4. Опоры червяков

Валы-червяки фиксируют от осевых смещений по схемам I.1, I.2 и II.1 (см. рис. 4.1).

Осевую фиксацию по схеме I.1 применяют редко. На рис. 4.30 показана конструкция опор вала червяка, разработанная фирмой «SKF» по этой схеме. В фиксирующей опоре применен очень сложный в изготовлении и дорогой двухрядный радиально-упорный шариковый подшипник.

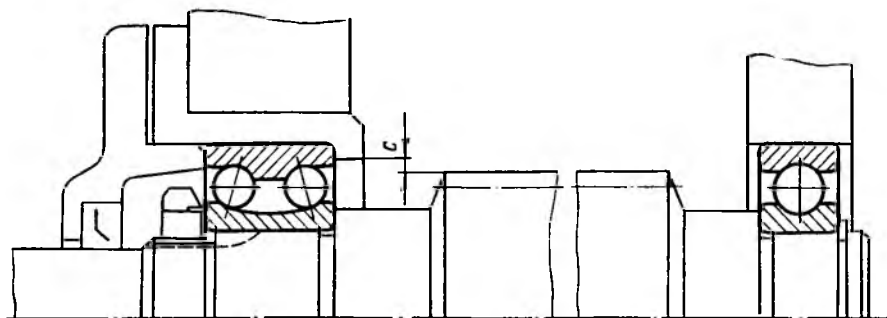


Рис. 4.30

Схему II.1 осевой фиксации применяют при относительно коротких червяках. Отношение l/d (см. рис. 4.1) должно быть безусловно меньше норм, приведенных в табл. 4.1. Кроме того, ожидаемая разница нагрева червяка и корпуса должна быть небольшой, во всяком случае менее 20°C.

Для червяков, фиксированных по схеме II.1, применяют радиально-упорные подшипники. Здесь желательно было бы применение относительно дешевых и грузоподъемных конических роликовых подшипников (рис. 4.31,*а*). Но потери мощности в конических роликовых подшипниках в 3...4 раза выше, чем в шариковых, а частота вращения червяков обычно велика. Это в совокупности приводит к большой потере мощности и нагреву деталей передачи и смазочного масла. Поэтому в силовых червячных передачах для уменьшения потерь и тепловыделений лучше использовать шариковые радиально-упорные подшипники (рис. 4.31,*б*). Применение последних, кроме того, снижает требования к точности изготовления деталей. Размеры опор, выполненных из радиально-упорных шарикоподшипников, вследствие их меньшей

грузоподъемности больше, чем при конических роликоподшипниках. Поэтому окончательный выбор опор вала червяка делает после соответствующих расчетов и прочерчиваний.

Часто червяк фиксируют от осевых смещений по схеме 1.2 (см. рис. 4.1). В плавающей опоре применяют в зависимости от характера нагрузки и конструктивных требований различные типы радиальных шариковых и роликовых подшипников. Конструкцию плавающей опоры см. на рис. 4.5. В фиксирующей опоре применяют конические роликовые подшипники с большим углом конуса (рис. 4.11, *ж—и*).

При относительно высокой частоте вращения червяка или при необходимости точного вращения или уменьшения потерь и тепловыделений при-

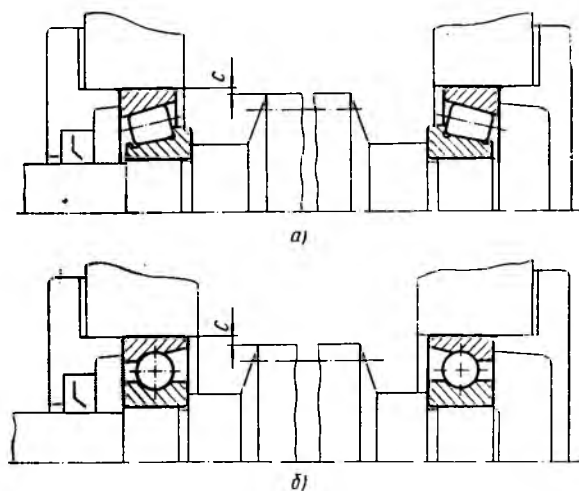


Рис. 4.31

меняют шариковые радиально-упорные (рис. 4.11, *в, г*) или сдвоенные радиально-упорные (рис. 4.11, *д, е*) подшипники.

Для крепления подшипников в корпусе предусматривают упорные буртики, которые несколько усложняют обработку посадочных отверстий. Интересна конструкция фиксирующей опоры червяка расточного станка фирмы «Карл Хюллер» (ФРГ) без буртиков (рис. 4.32).

Диаметральные размеры фиксирующей опоры червяка уменьшаются, если радиальную и осевую нагрузку воспринимают разные подшипники. На рис. 4.33, *а, б* приведены конструкции фиксирующей опоры червяка, в которых применены конические роликовые подшипники и радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами. Чтобы конические роликоподшипники воспринимали только осевую силу, между внешними кольцами и посадочным отверстием предусматривают небольшой зазор z (0,2...0,5 мм). В опоре по рис. 4.33, *а* подшипники регулируют подбором компенсаторных прокладок *Л*, которые ставят под фланец крышки подшипника, а в опоре по рис. 4.33, *б* подшипники регулируют гайкой *1*. Эта опора отличается от предыдущей также тем, что в ней отсутствуют стакан и упорный буртик.

В обоих вариантах между кольцами подшипников ставят иногда точно пригнанные по длине кольца *К* (на рисунках показаны тонкими линиями).

На рис. 4.33, *в* показана конструкция фиксирующей опоры, в которой применены шариковые радиально-упорные и радиальные подшипники. Между внешними кольцами радиально-упорных подшипников и посадочным от-

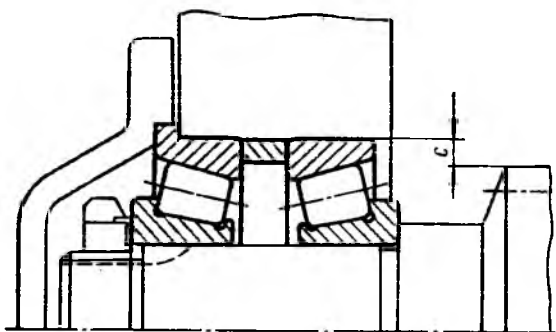
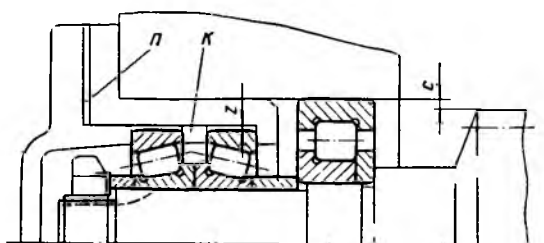
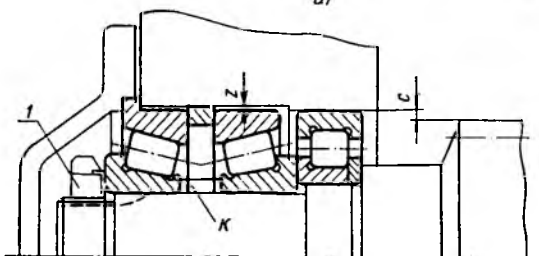


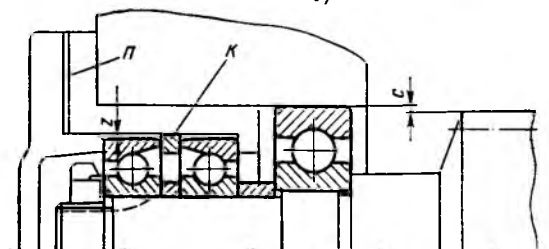
Рис. 4.32



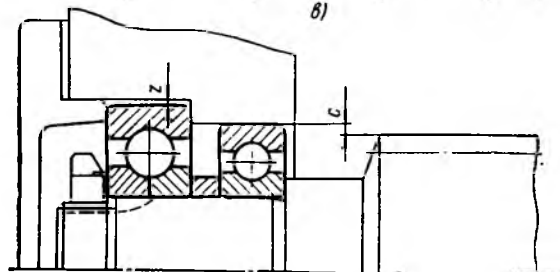
а)



б)



в)



г)

Рис. 4.33

верстием стакана, так же как и на рис. 4.33, а, б, предусмотрен зазор z . Эти подшипники иногда ставят и широкими торцами наружных колец друг к другу. При такой установке подшипников угловая жесткость опоры, так же как и опоры валов конических шестерен (см. рис. 4.23, б), повышается. Подшипники фиксирующей опоры регулируют или подбором прокладок $П$ (при отсутствии кольца $К$), или подбором и подшлифовкой кольца $К$.

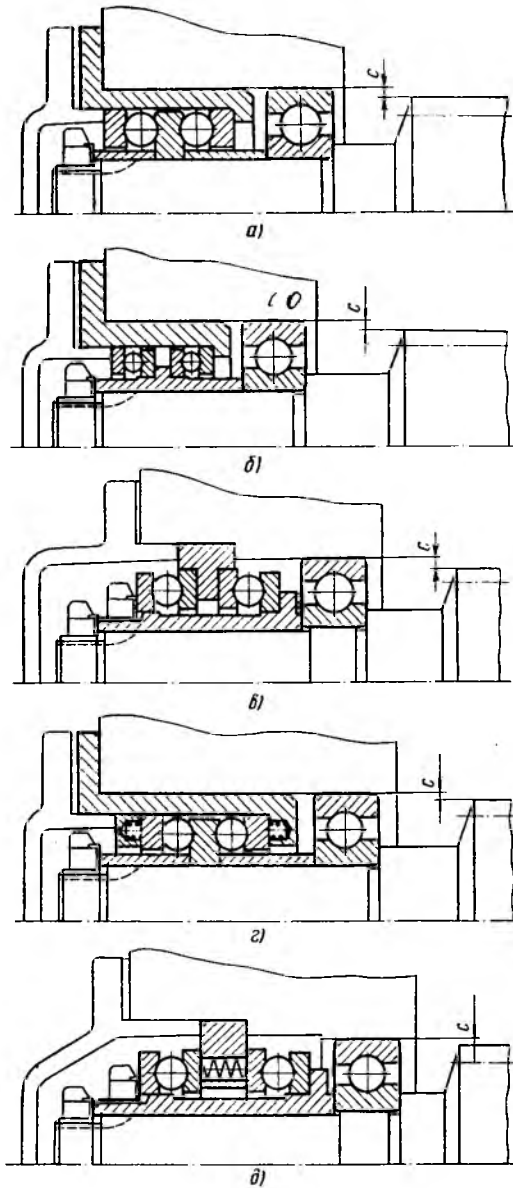


Рис. 4.34

На рис. 4.33, г дана конструкция фиксирующей опоры червяка, в которой применены шариковые подшипники — радиальный и двусторонний радиально-упорный. Здесь, как и раньше, чтобы радиально-упорный подшипник воспринимал только осевую силу, между посадочным отверстием и подшипником предусмотрен зазор. Радиально-упорный подшипник здесь не регулируют. Необходимый осевой зазор обеспечивают при изготовлении подшипника.

При значительных осевых нагрузках в фиксирующей опоре применяют упорные подшипники в комбинации с радиальными. Некоторые конструкции таких опор приведены на рис. 4.34, а—д.

Установка упорных подшипников на горизонтальных валах нежелательна по следующей причине. Осевой силой один подшипник нагружается, а второй разгружается. В разгруженном подшипнике под действием сил инерции (гироскопический эффект) шарики проскальзывают по кольцам подшипника. Это приводит к повышенному нагреву подшипника и к более быстрому выходу его из строя. Чтобы избежать этого, кольца упорных подшипников поджимают пружинами (рис. 4.34, г, д).

При действии осевой силы только в одном направлении в опоре устанавливают один односторонний упорный подшипник, как это сделано, например, в автомате Киевского станкозавода (рис. 4.35).

В тяжело нагруженных червячных передачах для восприятия осевых сил в фиксирующей опоре червяков применяют роликовые упорные и упорно-радиальные подшипники.

Другие конструкции фиксирующих опор рассмотрены в работах [2, 6].
 Для того чтобы предварительно собранный комплект вала-червяка вместе с подшипниками можно было вставить в стакан или в корпус, предусматривают зазор c (рис. 4.30—4.34).

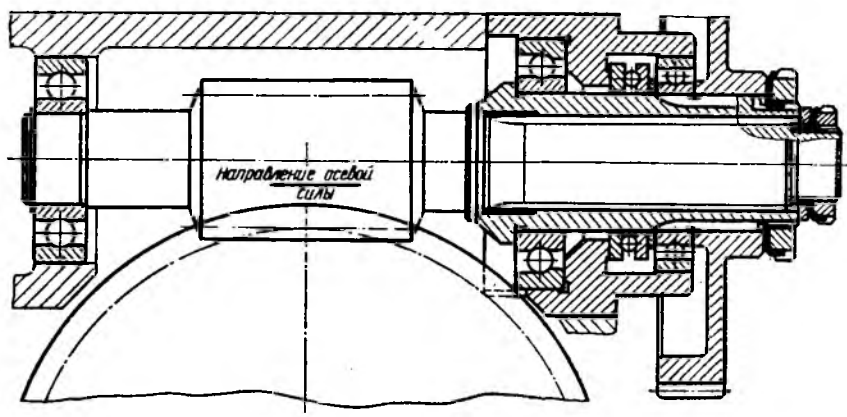


Рис. 4.35

5. Опоры соосно расположенных валов

В практике машиностроения применяют соосные одно-, двух- и трехпоточные передачи. Осевое фиксирование валов таких передач производят, как правило, по схеме II.1 (см. рис. 4.1) (схема «враспор»). Во внутренней стенке корпуса (элемент 1, рис. 4.36, а) рядом расположены разные по величине подшипники валов 1 и 2. Конструируют опоры этих валов по одному из вариантов, представленных на рис. 4.36, б—г.

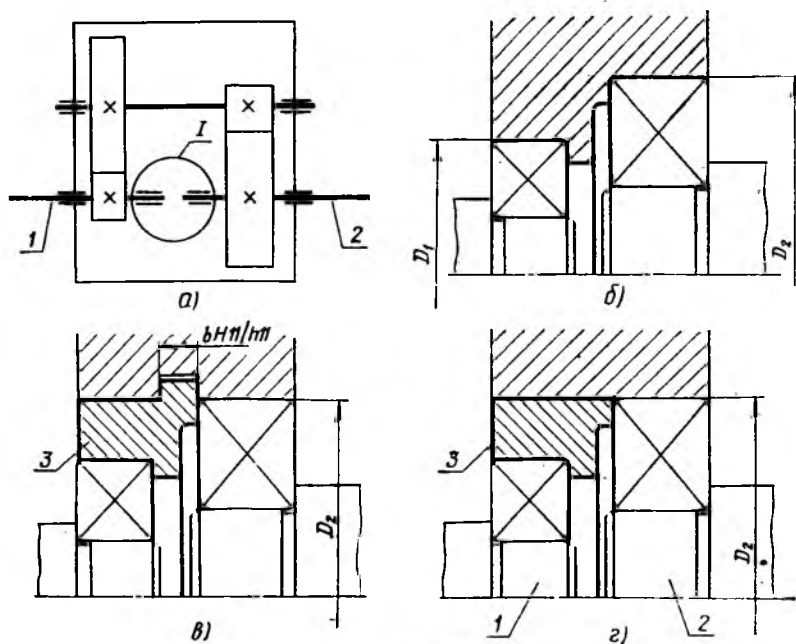


Рис. 4.36

При исполнении по рис. 4.36,б отверстия диаметров D_1 и D_2 выполняются непосредственно в стенке корпуса. Недостаток этого исполнения — наличие уступов в обоих отверстиях, что затрудняет их обработку.

Исполнение опор по рис. 4.36,в свободно от этого недостатка. Здесь отверстие в корпусе диаметром D_2 сквозное. Но для установки подшипника диаметром D_1 применена дополнительная деталь — кольцо 3. Для осевого фиксирования этого кольца относительно корпуса на нем выполнен кольцевой выступ шириной b , входящий в канавку корпуса. Очевидно, что для постановки кольца 3 корпус должен быть разъемным. Таким образом, некоторое упрощение расточки отверстия достигается применением кольца 3, выполнением канавки в корпусе и необходимостью применения крышки во внутренней стенке корпуса. Следует заметить, что кольцо 3 должно быть изготовлено с высокой точностью.

В исполнении по рис. 4.36,г кольцо 3 не имеет фиксирующего выступа, а следовательно не требуется и канавка для него в корпусе. Конструкция кольца проще. Обработка отверстия корпуса также проще. Но при этом валы 1 и 2 образуют общую систему. Регулирование осевой «игры» для четырех подшипников обоих валов производится сразу. Осевые силы, действующие на один вал, передаются на подшипники другого вала, что является основным недостатком этого исполнения.

При выборе варианта исполнения можно руководствоваться следующими рекомендациями.

При исполнении по варианту рис. 4.36,б точность базирования подшипников выше, так как здесь нет дополнительной детали со своими погрешностями и нет дополнительных сопряжений ее с корпусом.

При постановке кольца 3 в случае применения в опорах радиальных шариковых подшипников вариант по рис. 4.36,г следует предпочесть варианту по рис. 4.36,в, как более простой и экономичный. Само собой разумеется, что при подборе подшипников вала 1 (рис. 4.36,а) следует учитывать осевые силы, действующие как на вал 1, так и на вал 2. Это исполнение можно рекомендовать для передач с прямозубыми колесами (осевые силы отсутствуют).

В радиально-упорных подшипниках возникают осевые силы от радиальных нагрузок, дополнительно нагружающие подшипники. Поэтому в случае применения в опорах валов таких подшипников надо расчетом определить, не будут ли подшипники вала 1 перегружены осевыми силами, действующими со стороны подшипников вала 2. При благоприятном результате расчета опоры валов следует проектировать по рис. 4.36,г. И только в случае, когда осевые нагрузки со стороны вала 2 вызывают чрезмерное увеличение размера подшипников вала 1, опоры валов следует проектировать по рис. 4.36,в.

6. Опоры валов, расположенные в разных корпусах

Часто опоры валов размещают не в одном, а в разных корпусах. К таким случаям можно отнести, например, опоры валов приводных и натяжных станций конвейеров.

Корпуса, в которых размещаются подшипники, устанавливают на раме привода или на раме конвейера.

Неизбежные погрешности изготовления деталей и сборки приводят к перекосу и смещению осей посадочных отверстий корпусов подшипников относительно друг друга.

К погрешностям изготовления относят: 1) погрешность расстояния оси посадочного отверстия до базовой плоскости одного и другого корпусов подшипников; 2) непараллельность этой оси по отношению к базовой плоскости обоих корпусов подшипни-

ков; 3) несовпадение базовых поверхностей плиты (рамы), предназначенных для установки корпусов подшипников; 4) взаимная непараллельность этих поверхностей.

Особенно велики погрешности сборки:

1) радиальное смещение осей посадочных отверстий корпусов подшипников после их установки на плите (раме), особенно в горизонтальной плоскости; 2) непараллельность осей этих отверстий после сборки корпусов, особенно в горизонтальной плоскости.

Кроме того, в работающей передаче под действием нагрузок могут деформироваться металлоконструкция и вал, вследствие чего происходит поворот оси вала в опоре.

Все сказанное выше вынуждает применять в таких узлах только сферические подшипники, допускающие значительные перекосы колец подшипников

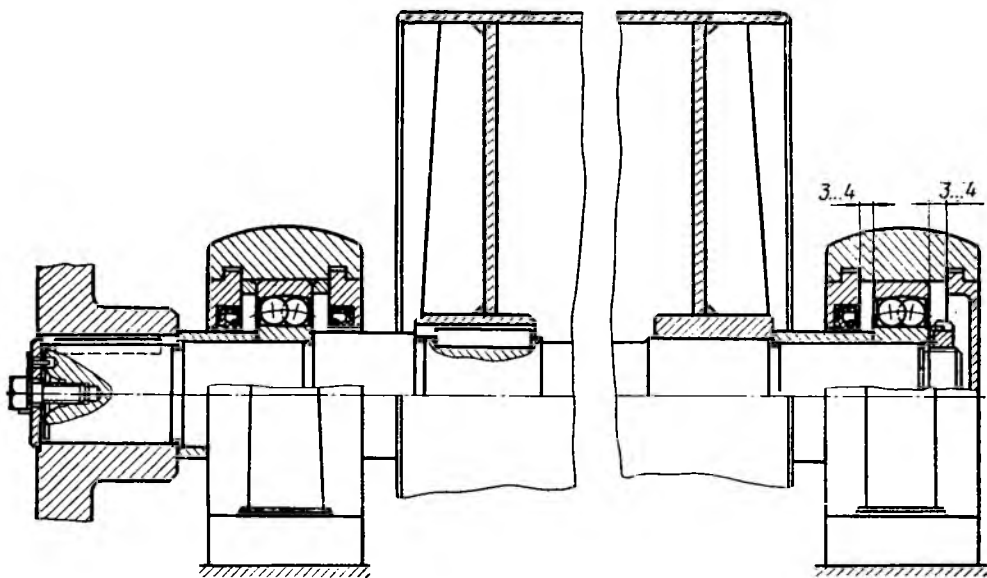


Рис. 4.37

В связи с относительно большой длиной вала и значительными погрешностями сборки валы фиксируют от осевых смещений в одной опоре по схеме 1.1 (см. рис. 4.1). Поэтому наружное кольцо одного подшипника должно иметь свободу смещения вдоль оси, для чего по обоим его торцам оставляют зазоры 3...4 мм (рис. 4.37).

Выбор и установку фиксирующей опоры производят по рекомендациям, приведенным на с. 60.

Примеры конструкций подшипниковых узлов современных машин отечественного и зарубежного производства приведены в приложении II.

§ 4. Посадки подшипников. Конструктивное оформление посадочных мест валов и корпусов

Поля допусков при посадке подшипника на вал и в корпус в зависимости от режима работы подшипника и вида нагружения кольца выбирают по табл. 4.3.

Одно из колец упорных шарико- и роликоподшипников всех типов устанавливают на валу по допуску j_6 . Кольца подшипников, передвигаемые по валу или по корпусу в процессе их регулировки, сажают по допуску $h7$.

Торцовые поверхности колец подшипника являются базирующими и определяют его положение на валу или в корпусе. Кольца подшипников имеют сравнительно небольшую жесткость. Поэтому при продвижении по

Таблица 4.3

Виды нагружения колец	Режим работы	Обозначение поля допуска вала	Режим работы	Обозначение поля допуска отверстия
Местное	Легкий или нормальный	<i>g6</i>	Нормальный или тяжелый То же (перемещение вдоль оси невозможно)	<i>H6</i>
	Нормальный или тяжелый	<i>h6</i>		<i>K6</i>
Циркуляционное	Легкий или нормальный	<i>k6</i>	Нормальный Нормальный или тяжелый	<i>K6; M6 N6</i>
	Нормальный или тяжелый	<i>m6</i>		
	Тяжелый с ударами	<i>n6</i>		
Колебательное	Для всех режимов работы	<i>i_s6</i>	Для всех режимов работы	<i>J_s6</i>

валу внутреннее кольцо подшипника под действием неравномерно приложенных по окружности внешних сил и сил трения может деформироваться. Для правильной установки подшипник следует довести до упора в буртик вала.

Упорные буртики на валах и в отверстиях корпусов или стаканов (рис. 4.38) должны иметь такую высоту t , чтобы была достаточной опорная поверхность для торцов колец подшипников.

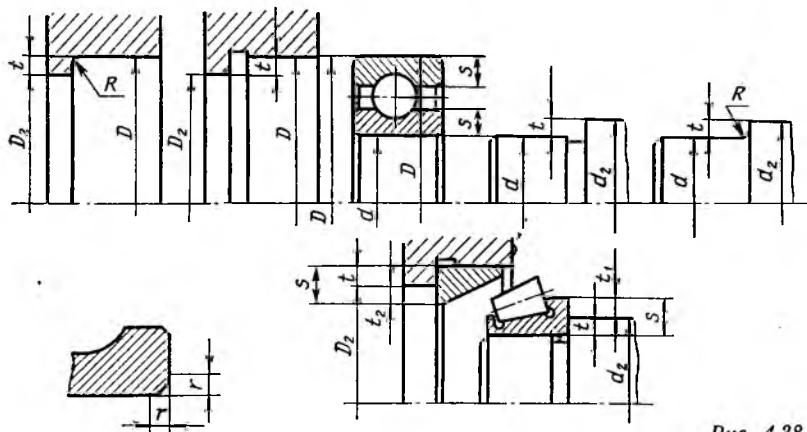


Рис. 4.38

При демонтаже подшипников могут возникать значительные осевые силы. Чтобы не образовались вмятины на дорожках качения, эти силы не должны передаваться с одного кольца на другое через тела качения (шарики, ролики). При снятии подшипника с вала его нужно захватывать за внутреннее кольцо (рис. 4.39, а), а при удалении из корпуса — за внешнее. Чтобы можно было захватить лапками съемника за кольцо подшипника, упорные буртики не должны быть чрезмерно большими.

Высота заплечиков определяется размером фаски r . Числовые значения координат фасок для каждого типа и размера подшипника приведены в

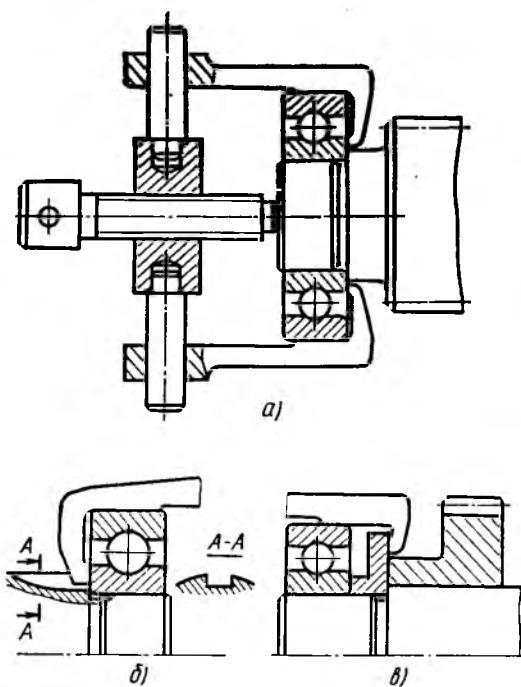


Рис. 4.39

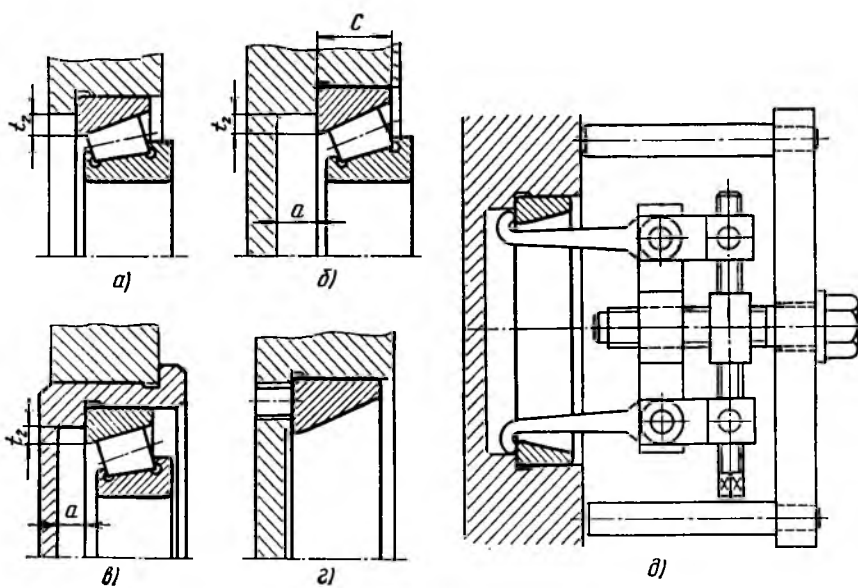


Рис. 4.40

каталогах подшипников и в справочниках. В табл. 4.4 указана наименьшая высота заплечиков t в зависимости от размера фаски r .

Таблица 4.4

мм

r	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4
t	1	1,8	2,5	3	4	4,8	5,5	6,5

Минимальная высота заплечиков t_1 для демонтажа одинакова для наружного и внутреннего колец подшипника (см. рис. 4.38) и определяется по табл. 4.5.

Таблица 4.5

мм

d вала	До 15	Свыше 15 до 50	Свыше 50 до 100
$t_1=t_2=(s-t)$	1	2	3,5

Величины d_2 и D_2 для каждого типа и размера подшипника можно также принимать по ГОСТ 20226—74, а также брать из работ [2, 6, 11].

При высоких буртиках следует предусматривать специальные пазы для размещения лапок съемника (рис. 4.39,б). Съемники выполняют с двумя или с тремя лапками, расположенными по окружности соответственно под углами 180° и 120°. Аналогично следует располагать и пазы под лапки съемника. Иногда при съеме подшипника используют смежную с подшипником деталь, которую снимают вместе с ним (рис. 4.39,в).

На валах около заплечика предусматривают галтель или канавку для выхода шлифовального камня. Размеры галтелей, а также форма и размеры канавок по ГОСТ 8820—69 даны на с. 129.

Для удаления наружного кольца подшипника из корпуса торец кольца должен выступать на величину t_2 (рис. 4.40,а). В глухих отверстиях, кроме того, должно быть предусмотрено свободное пространство a для размещения лапок съемника (рис. 4.40,б,в):

$$a = (0,4 \dots 0,5) C,$$

где C — ширина кольца подшипника. Величина a приведена также в ГОСТ 20226—74.

На рис. 4.40,д показан пример удаления кольца подшипника из корпуса.

Если по каким-либо причинам не удастся создать демонтажный заплечик t_2 или свободное пространство a , то приходится предусматривать резьбовые отверстия для выталкивания наружных колец подшипников (рис. 4.40,з).

Глава V

КОНСТРУИРОВАНИЕ СТАКАНОВ И КРЫШЕК ПОДШИПНИКОВ

§ 1. Стаканы

В зависимости от схемы расположения подшипников стаканы конструируют по одному из вариантов, представленных на рис. 5.1. При постановке стакана в корпус с натягом фланец делают уменьшенным без отверстий под винты.

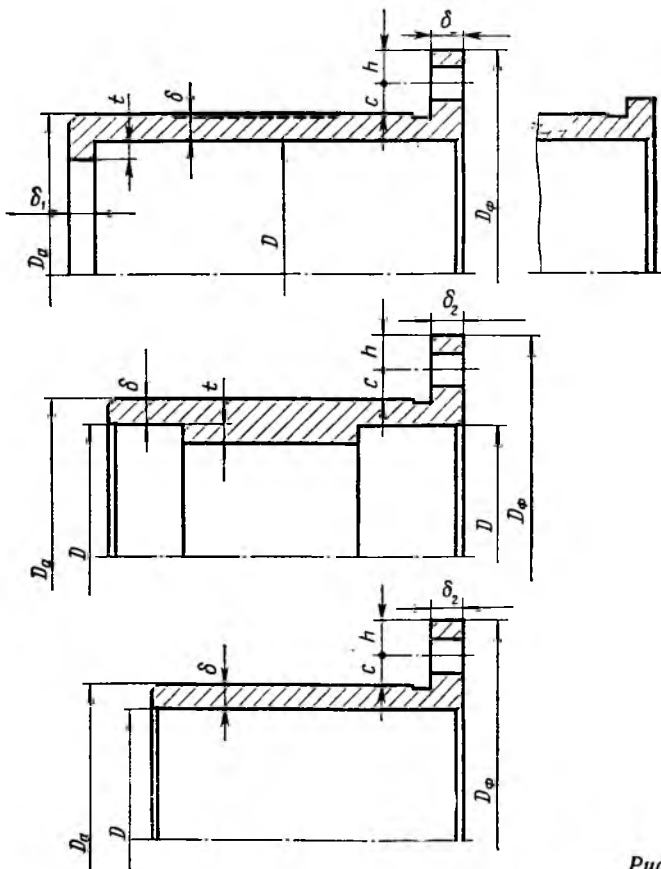


Рис. 5.1

Стаканы обычно выполняют литыми из чугуна марки СЧ 15—32, реже из стали. Толщину стенки стаканов δ принимают в зависимости от диаметра отверстия стакана D по табл. 5.1.

Таблица 5.1

мм				
D	До 52	Свыше 52 до 80	Свыше 80 до 120	Свыше 120 до 170
δ	4...5	6...8	8...10	10...12,5

Толщина упорного буртика δ_1 и толщина фланца δ_2 (рис. 5.1):

$$\delta_1 \approx \delta; \quad \delta_2 \approx 1,2\delta.$$

Высоту упорного буртика t берут из табл. 4.4.

Диаметр фланца D_ϕ следует выполнять минимальным. Для этого принимают:

$$c \approx d; \quad h = (1,0 \dots 1,2) d; \quad D_\phi = D_a + (4,0 \dots 4,4) d,$$

где d — диаметр винта.

Диаметр и число винтов для крепления стаканов следует брать из табл. 5.2.

Таблица 5.2

мм					
D	40...62	65...75	80...95	100...145	150...220
d	6	8	8	10	12
Число винтов	4			6	

У торцов наружной цилиндрической поверхности и отверстия стакана выполняют фаски для удобства его установки в корпус и монтажа подшипников. На кромках отверстий корпусов из-за сложности получения фаски и

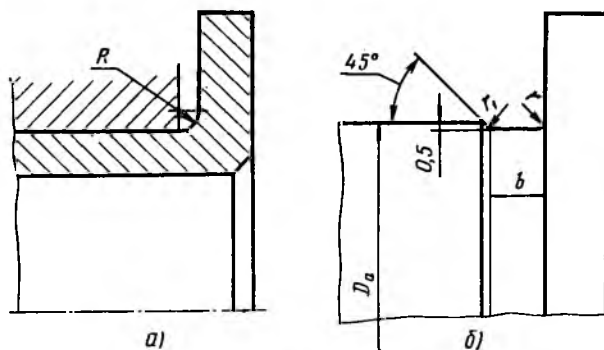


Рис. 5.2

не снимают. В углах стакана после его обработки остаются закругления радиусом R от заточки резца (рис. 5.2, а). Чтобы торец фланца стакана и торец корпуса сопрягались по плоскости, в углу на наружной поверхности стакана делают канавку.

Профиль канавки (см. ГОСТ 8820—69) на наружной поверхности стакана приведен на рис. 5.2, б, а размеры ее элементов даны в табл. 5.3.

Таблица 5.3

мм			
D_a	b	r	r_1
Свыше 50 до 100	5	1,6	0,5
» 100	8	2,0	1,0

Иногда на наружной поверхности стакана делают канавку для уменьшения длины точного участка (на рис. 5.1 показана штриховой линией). Занижение принимают 1,0 мм на диаметр. Длину точных участков берут равной ширине кольца подшипника. Канавки в отверстиях стаканов делать не следует, поскольку их выполнять сложнее, чем на наружной поверхности. Кроме того, они затрудняют установку подшипников.

Часто в процессе сборки требуется перемещать стакан в осевом направлении. В этом случае применяют посадку $H7/j_6$. Если стакан при сборке не перемещают, то его наружный диаметр выполняют по допуску $k6$.

В стаканах со сквозным отверстием делают буртик, как показано на рис. 4.10.

§ 2. Крышки подшипников

Крышки подшипников, как правило, изготавливают из чугуна марки СЧ 15—32. Их конструируют привертными и закладными.

1. Крышки привертные

Основные конструкции привертных глухих крышек показаны на рис. 5.3. Форма крышек этого типа зависит от конструкции опоры вала. Чаще всего торец вала не выступает за пределы подшипника. Это дает возможность оформить наружную поверхность крышки плоской.

В ряде случаев крышки подшипников приходится проектировать по типу рис. 5.3, в. Основной базовой поверхностью крышки является ее фла-

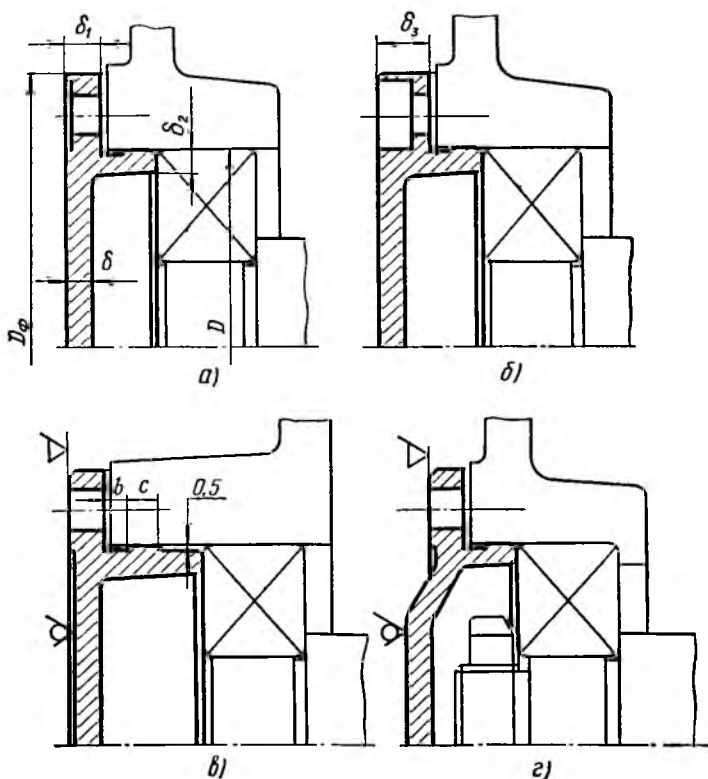


Рис. 5.3

нец; поэтому поясok с цилиндрической поверхностью делают небольшой, чтобы он не мешал установке крышки по торцу корпуса. Обычно принимают

$$c = (1,2 \dots 1,5) b,$$

где b — ширина канавки, которую берут из табл. 5.3.

На рис. 5.3, *г* крышка изогнута, что вызвано необходимостью расположения гайки на конце вала.

Толщину δ стенки крышки, определяемую технологическими возможностями литья, принимают в зависимости от диаметра D по табл. 5.4.

1

мм

Таблица 5.4

D	40...62	65...95	100...145	150...220
δ	5	6	7	8

Размеры других элементов крышки можно принимать: толщину фланца при креплении крышки болтами

$$\delta_1 \approx 1,2\delta;$$

толщину фланца (рис. 5.3, *б*) при креплении крышки винтами с цилиндрическими головками, поставленными впотай,

$$\delta_3 \approx H + 0,8\delta,$$

где H — высота головки винта;
толщину центрирующего пояска

$$\delta_2 = (0,9 \dots 1,0) \delta;$$

диаметр фланца крышки

$$D_\phi = D + (4,0 \dots 4,4) d,$$

где d — диаметр винта, принимаемого по табл. 5.2.

Поверхность под головками крепежных винтов или гаек должна быть обработана. Это достигается обработкой мест, на которые опираются головки винтов (рис. 5.3, *а*, *б*), или полной обработкой пояска в зоне расположения головок винтов (рис. 5.3, *в*, *г*).

Практика показывает, что токарная обработка узкого кольцевого наружного выступа производится быстрее и точнее, чем обработка опорных поверхностей на сверлильном станке.

Конструктивные формы крышек с отверстием для прохода вала зависят от типа уплотнений (см. рисунки в гл. VII).

Диаметр и число винтов для крепления крышек следует принимать такими же, как и для крепления стаканов (см. табл. 5.2).

Чтобы поверхности фланца крышки и торца корпуса сопрягались по плоскости в угле крышки, желательно делать канавку. Профиль и размеры канавки по ГОСТ 8820—69 приведены на рис. 5.2, *б* и в табл. 5.3.

На практике иногда наблюдают просачивание смазочного масла через фланцы крышек. Для устранения этого некоторые заводы уплотняют соединения крышек с корпусом прокладками из технического картона или паронита (см. с. 163) или резиновыми бензомаслостойкими кольцами круглого сечения. На рис. 5.4 приведены три исполнения уплотнений, взятые из

практики. Уплотнение на рис. 5.4, а неудобно тем, что может иногда мешать базированию крышки по плоскости корпуса. Чтобы этого не происходило, лучше резиновое кольцо располагать на цилиндрических участках крышки (рис. 5.4, б, в). Размеры резиновых колец, форма и размеры канавок в крышке для их размещения по ГОСТ 9833—73 показаны на рис. 7.6, а и приведены на с. 120.

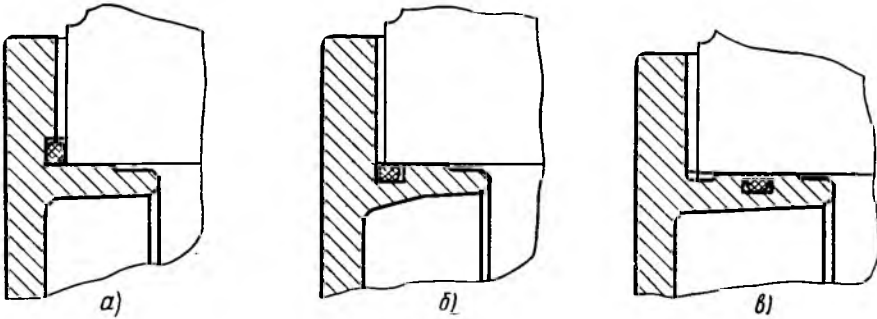


Рис. 5.4

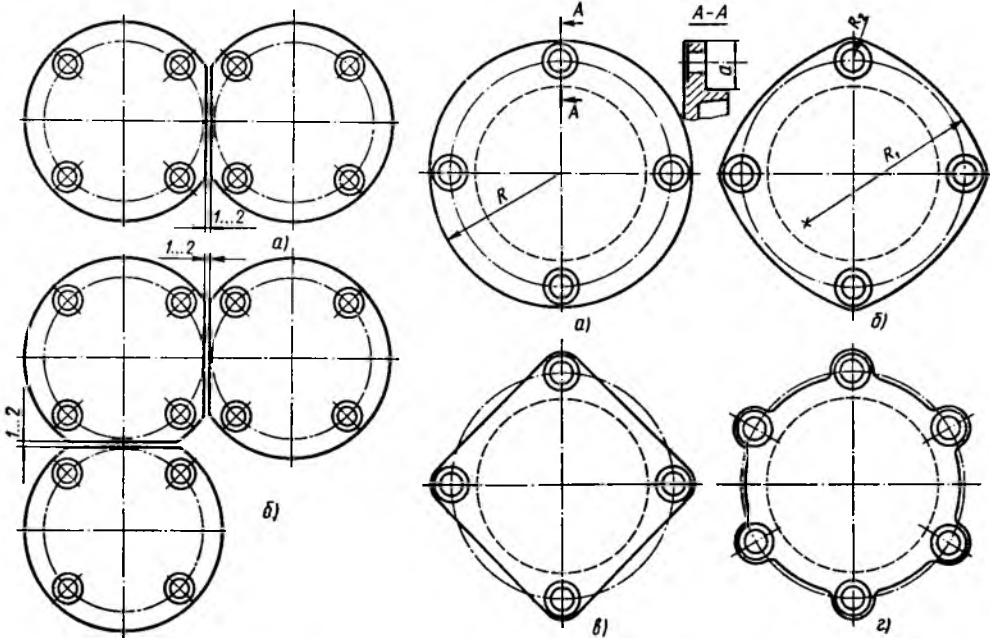


Рис. 5.5

Рис. 5.6

При небольшом межосевом расстоянии фланцы двух крышек подшипников иногда перекрывают друг друга. Тогда у обеих крышек их срезают, оставляя между срезами зазор 1...2 мм (рис. 5.5, а).

В коробках скоростей нередко фланцы трех-четырех крышек перекрывают друг друга. У всех этих крышек в местах стыковки аналогичным образом фланцы срезают (рис. 5.5, б).

Для снижения расхода металла части корпуса около отверстий и фланцы привертных крышек выполняют не только круглой, но и других очертаниями.

ний. На рис. 5.6, *а* показана крышка, фланец которой очерчен радиусом R . Размер a фланца обусловлен размещением отверстий для крепления винтов. В других местах фланца, свободных от винтов, размер a может быть значительно уменьшен. На рис. 5.6, *б* показан фланец с четырьмя крепежными отверстиями, очерченный дугами радиусов R_1 и R_2 . Еще большее снижение расхода металла при четырех крепежных отверстиях получают при выполнении квадратной крышки по рис. 5.6, *в*.

Фланец крышки, на котором расположены шесть крепежных отверстий, можно конструировать, как показано на рис. 5.6, *г*.

Исполнение фланцев крышек по рис. 5.6, *б—г* особенно целесообразно при крупносерийном и массовом их производстве, при котором очень важно, чтобы каждая деталь была конструктивно тщательно отработана. Следует, однако, отметить, что при исполнении фланцев по рис. 5.6, *б—г* создается некоторое неудобство при токарной обработке поверхности фланца, которая получается прерывистой.

2. Крышки закладные

В редукторах широко применяют закладные крышки подшипников. Эти крышки не требуют специального крепления к корпусу. В связи с этим отпадает надобность в крепежных отверстиях в крышках, в резьбовых отверстиях в корпусе, а также в винтах. Однако их можно применять только в корпусе, имеющем плоскость разреза по осям валов.

На рис. 5.7, *а—в* изображены типовые конструкции закладных крышек. Наружный диаметр крышек выполняют для удерживания смазки по допус-

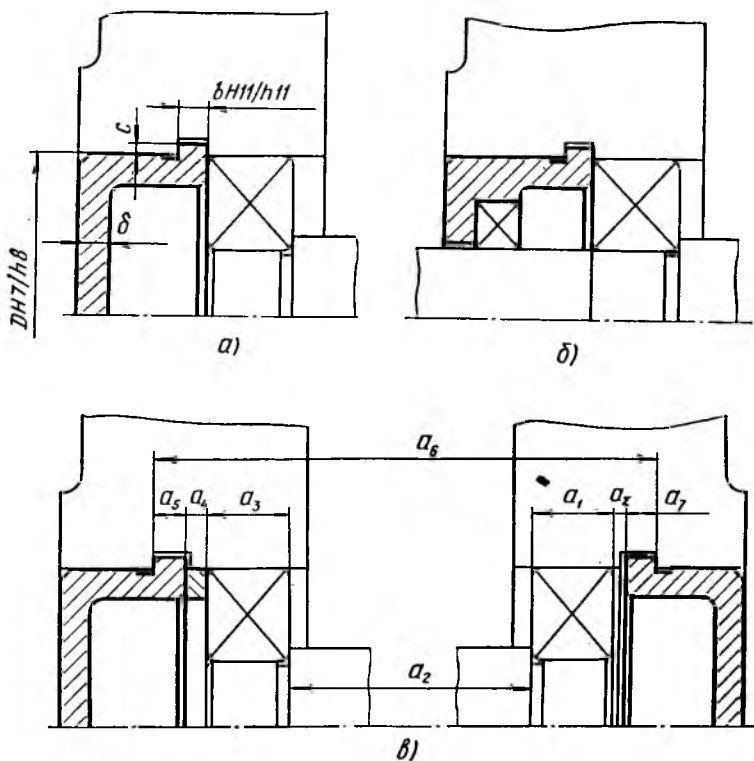


Рис. 5.7

ку h_8 . Сопряжение кольцевого выступа (по ширине) с канавкой в корпусе должно соответствовать посадке $H11/h11$. Ширину паза принимают

$$b = (0,9 \dots 1,0) \delta$$

с последующим округлением до стандартного значения. Толщину стенки δ принимают по табл. 5.1. Высота выступа C должна быть небольшой. Обычно принимают

$$c \approx 0,5b.$$

На рис. 5.7, *в* показана схема расположения двух закладных крышек. Чтобы обеспечить необходимый осевой зазор a_3 , приходится вводить компенсаторное кольцо a_4 . Кроме того, на размеры деталей a_2 , a_4 , a_5 , a_6 и a_7 должны назначаться допуски, полученные после расчета размерной цепи.

Для сопряжения торца выступа крышки с торцом канавки корпуса на закладных крышках также желательно делать канавки.

Г л а в а VI

КОНСТРУКЦИИ СМАЗОЧНЫХ УСТРОЙСТВ

Для уменьшения потерь мощности на трение и снижения интенсивности износа трущихся поверхностей, а также для предохранения их от заедания, задиров, коррозии и лучшего отвода тепла трущиеся поверхности должны иметь постоянную и правильно выбранную смазку.

§ 1. Смазка зубчатых и червячных передач

В настоящее время в машиностроении для смазки передач широко применяют циркуляционную и картерную системы смазки.

Наиболее совершенная система смазки — циркуляционная, когда к трущимся поверхностям непрерывно подводится свежее охлажденное и профильтрованное масло, а отработанное масло непрерывно отводится.

Циркуляционную систему смазки применяют: 1) при окружной скорости зубчатых колес свыше 12,5 м/с; 2) независимо от окружной скорости зубчатых колес, если это целесообразно по эксплуатационным условиям и экономически выгодно.

При картерной смазке в корпус узла заливают масло так, чтобы венцы зубчатых колес были в него погружены. При вращении колес масло увлекается зубьями, разбрызгивается, попадает на внутренние стенки корпуса, откуда стекает в нижнюю его часть. Внутри корпуса образуется взвесь частиц масла в воздухе, которые покрывают поверхность всех расположенных внутри корпуса деталей. Положительным качеством картерной системы является ее большая надежность и простота. Поэтому такая смазка нашла очень широкое применение. Недостатком ее является то, что масло не может фильтроваться в процессе работы узла.

Картерную смазку применяют при окружной скорости зубчатых колес до 12,5 м/с. При более высоких окружных скоростях масло сбрасывается с зубьев центробежной силой и зацепление работает при недостатке смазки. Кроме того, увеличиваются потери мощности на перемешивание масла и

повышается его температура. Можно рекомендовать следующие нормы погружения колес в масляную ванну:

1) быстроходное колесо двухступенчатого цилиндрического горизонтального редуктора должно быть погружено в масляную ванну на глубину до $5m$ (m — модуль зацепления);

2) коническое колесо двухступенчатого коническо-цилиндрического редуктора погружают в масляную ванну на глубину, равную примерно $0,1$ радиуса колеса;

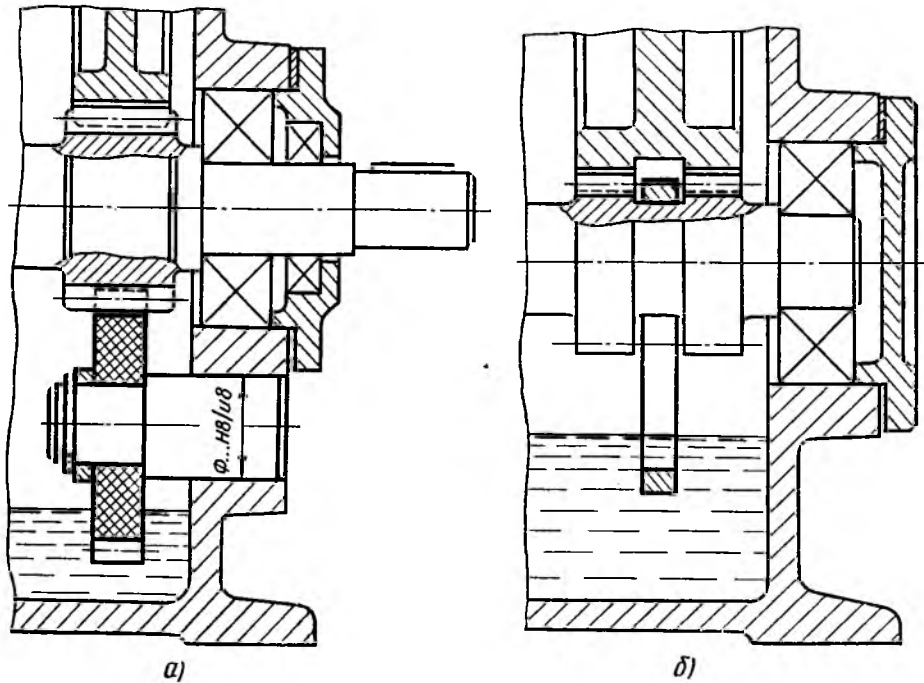


Рис. 6.1

3) промежуточные колеса трехступенчатых цилиндрических или коническо-цилиндрических редукторов погружают в масляную ванну на глубину до $5m$.

Чем меньше окружная скорость вращения колеса, тем на большую глубину оно может быть погружено в масляную ванну. Поэтому тихоходные колеса редукторов, вращающиеся со скоростью $v \leq 2$ м/с, могут быть погружены в масляную ванну на глубину до $1/3$ и более радиуса колеса.

При горизонтальном расположении червяка его следует погружать в масляную ванну на глубину от $2,5$ до $4 m$. Уровень масла при вертикальном расположении оси червячного колеса должен достигать оси червяка, а при вертикальном расположении оси червяка — оси колеса.

В тех случаях, когда колеса не достигают уровня масла, для их смазки устанавливают вспомогательные смазочные шестерни (рис. 6.1, а), диски или кольца (рис. 6.1, б). Смазочные шестерни для снижения шума обычно делают из текстолита или других неметаллических материалов. Ширину их принимают $0,4 \dots 0,5$ ширины основных колес.

При картерной смазке устанавливают уровень масла и объем масляной ванны. Минимальный объем залитого масла в зубчатых передачах составля-

ет от 0,4 до 0,6 л, а в червячных передачах — от 0,6 до 1 л на 1 кВт передаваемой мощности. Большие значения принимают для масел большей вязкости.

Чем больше объем масляной ванны, тем дольше сохраняются свойства масла и тем лучше условия смазки. Поэтому максимальный объем ванны ограничивается предельно допустимой высотой уровня масла в корпусе.

В машиностроении применяют разнообразные сорта смазочных масел [23]. Принципы назначения сорта масла следующие: 1) чем выше контактные давления в зубьях, тем большей вязкостью должно обладать масло; 2) чем выше окружная скорость вращения колеса или червяка, тем меньше должна быть вязкость масла.

Для смазки зацепления наиболее широко применяют следующие сорта масел: индустриальное 30 для средненагруженных колес, индустриальное 45 или цилиндрическое для тяжело нагруженных колес, цилиндрическое 52 для глобоидных червячных передач.

2. Смазка подшипников

На практике стремятся смазывать подшипники тем же маслом, которым смазывают детали зубчатых и червячных передач. Смазку их другим маслом применяют, когда по разным причинам нельзя использовать масло, которым смазывают передачи.

При циркуляционной смазке зубчатых колес масло к подшипникам подают по отдельным трубкам.

При картерной смазке колес подшипники качения смазываются брызгами масла, если выполнено условие $n^2 d_a \geq 100$, где n — частота вращения колеса, мин^{-1} ; d_a — внешний диаметр колеса, м.

При $n^2 d_a < 100$ применяют другие способы смазки подшипников (погружением в масляную ванну, густой смазкой).

Учитывая колебание объема масла в корпусе, минимальный уровень масляной ванны ограничивают центром нижнего тела качения подшипника. Однако в ряде случаев, чтобы обеспечить надежную смазку зацепления, приходится значительно повышать уровень масла.

Нередко в масло погружают быстроходную шестерню или червяк и подшипник быстроходного вала. В этом случае во избежание попадания в подшипник продуктов износа зубчатых и червячных колес, а также излишнего полива маслом подшипники защищают маслозащитными шайбами (кольцами) (рис. 6.2). Особенно это необходимо, если на быстроходном валу установлены косозубые или шевронные колеса либо червяк. Тогда зубья колес или витки червяка гонят масло на подшипник и заливают его, вызывая разогрев последнего.

Конструкция защитных шайб в зависимости от конструкции подшипникового узла и масштабов производства может быть различна. На рис. 6.2, а, б конструкция шайб типична для условий мелкосерийного производства. На рис. 6.2, в, г шайбы штампованные, что типично для крупносерийного производства.

Полезно на плоскости разъема корпуса конических и коническо-цилиндрических редукторов выполнять канавки, а на крышке корпуса — скофы (рис. 6.3, сеч. А—А). В эти канавки по стенкам крышки корпуса стекает масло, которое затем попадает внутрь стакана и смазывает подшипники. Такой же прием используют иногда и для смазки подшипников вала колеса.

Если нет уверенности, что брызги масла попадут в подшипники, применяют скребки с лотками, по которым масло со стенок колеса стекает к подшипникам (см. [11], с. 309).

Иногда масло подают насосом в распределительное устройство, откуда оно по отдельным трубкам поступает к местам смазки. Трубки присоединя-

ют к распределителю, а также к корпусу узла при помощи ниппелей. На рис. 6.4, *а* показаны ниппели двух наиболее распространенных конструкций, а на рис. 6.4, *б* — конструкция маслораспределительного устройства. Трубки крепят к стенкам корпуса скобками, конструкция которых дана на рис. 6.5.

При верхнем расположении червяка жидкую смазку подают к подшипникам насосом или используют центробежную силу червяка (см. [11], с. 308).

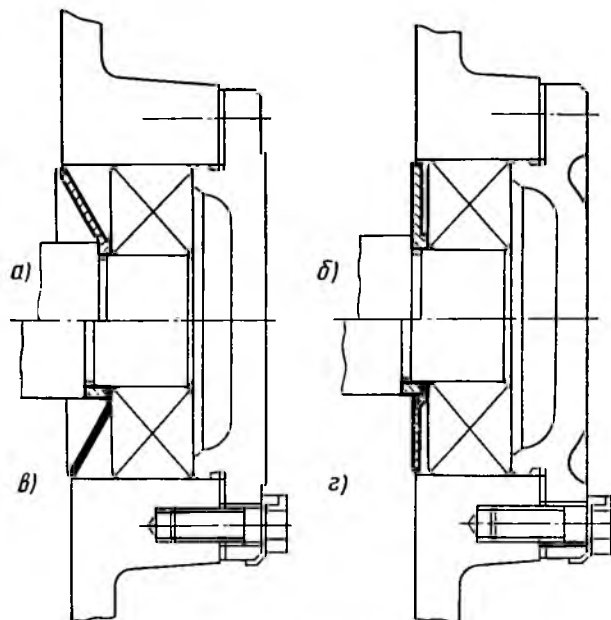


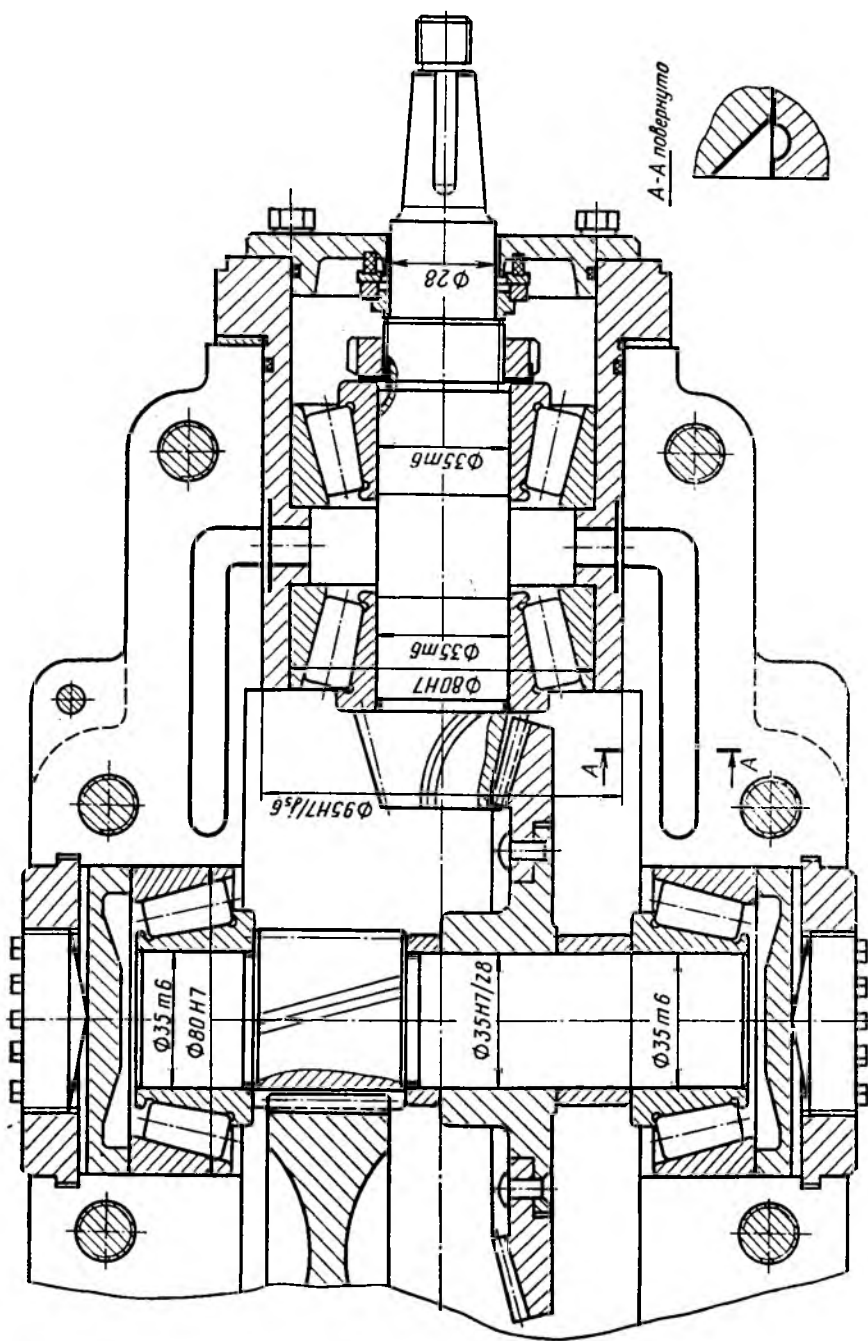
Рис. 6.2

К подшипникам качения масло подводят с внешней стороны подшипника, чтобы оно стекало в картер через подшипник. В зависимости от положения прилива для размещения подшипника относительно стенки корпуса смазку подводят с наружной стороны корпуса (рис. 6.6, *а*) или изнутри (рис. 6.6, *б, в*). Полихлорвиниловые трубки к штуцерам присоединяют, как показано на рис. 6.6, *в*.

Если доступ масляных брызг к подшипникам качения затруднен, а применение насоса для подачи жидкой смазки невозможно или нецелесообразно, подшипники смазывают индивидуально густой (пластичной) смазкой. В этом случае подшипник закрывают с внутренней стороны защитным или маслосбрасывающим кольцом. Свободное пространство внутри подшипникового узла заполняют густой смазкой. Через каждые три месяца производят добавку свежей смазки, а через год — разборку, промывку узла и сборку со свежей смазкой.

Для подачи в подшипники густой смазки применяют пресс-масленки по ГОСТ 19853—74 (рис. 6.7, *а*). Смазка подается под давлением специальным шприцем. Для густой смазки используют также колпачковые масленки (рис. 6.7, *б*).

Для индивидуального подвода жидкой смазки к подшипникам имеются масленки различных конструкций. Самой простой из них является пресс-



A-A побернута

Рис. 6.3

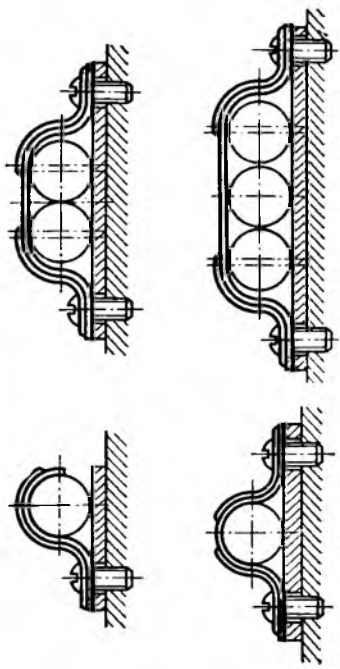


Рис. 6.5

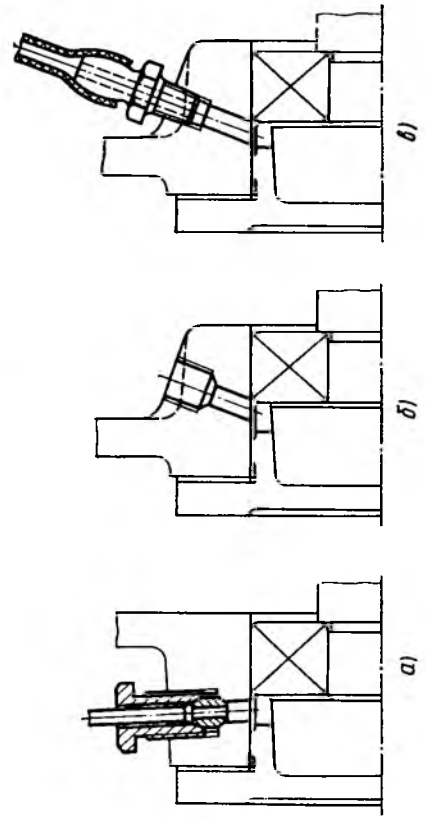


Рис. 6.6

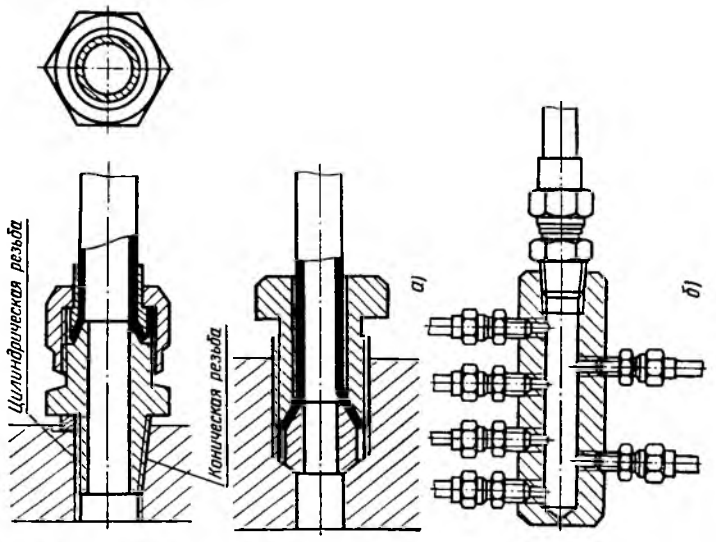


Рис. 6.4

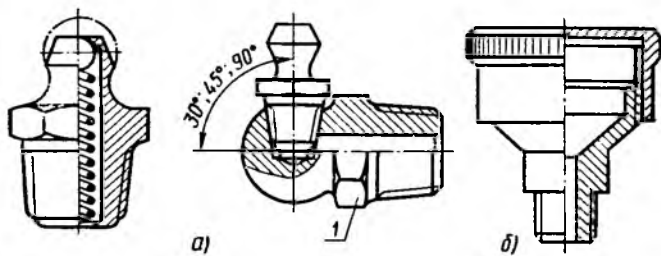


Рис. 6.7

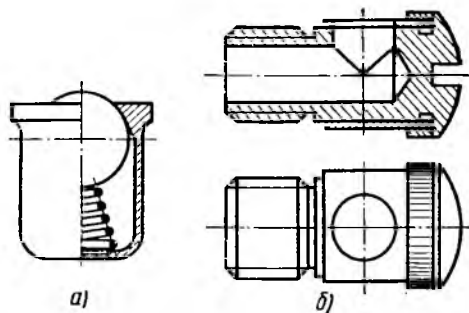


Рис. 6.8

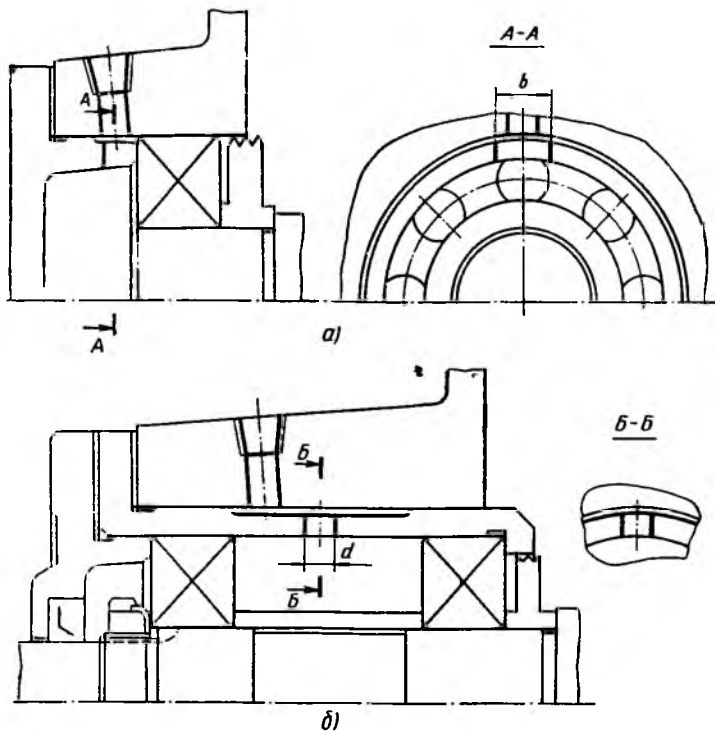


Рис. 6.9

масленка по ГОСТ 19853—74 (рис. 6.8, а). Широкое применение находит так же наливная масленка (рис. 6.8, б).

Диаметр отверстия для подвода смазки в корпусе, крышке, стакане обычно принимают равным внутреннему диаметру резьбы для масленки и выполняют его сверлом под резьбу.

В крышках подшипников для подвода смазки выполняют канавки, а на торце делают один-два паза (рис. 6.9, а) шириной b . В стаканах также делают канавки и сверлят одно-два поперечных отверстия диаметром d (рис. 6.9, б). Размеры b и d принимают равными диаметру отверстия под резьбу для масленки.

Для удобства подвода к масленке шприца для нагнетания масла применяют переходные штуцера l (см рис. 6.7, а).

При вертикальном расположении валов верхнюю опору смазывают: 1) жидким маслом, подаваемым к подшипнику насосом; 2) жидким маслом, подаваемым к подшипнику конусными насадками (см. [2], с. 344; этот способ применяют при частоте вращения вала $n \geq 8000 \text{ мин}^{-1}$); 3) жидким маслом, подаваемым к подшипнику фитилями (см. [2], с. 344); 4) густой смазкой, подаваемой к подшипнику через пресс-масленку шприцем.

Нижние опоры вертикальных валов обычно изолируют от масляной ванны и смазывают жидким маслом от насоса или густой смазкой, подаваемой к подшипнику шприцем через пресс-масленку.

§ 3. Маслоуказатели и отдушины

Для наблюдения за уровнем масла при картерной смазке в корпусе узла должен быть установлен один из указателей уровня масла. Наиболее распространены маслоуказатели: трубчатые (рис. 6.10, а); круглые (табл. 6.1); удлиненные (табл. 6.2); жезловые (щупы; рис. 6.10, б); крановые (рис. 6.11).

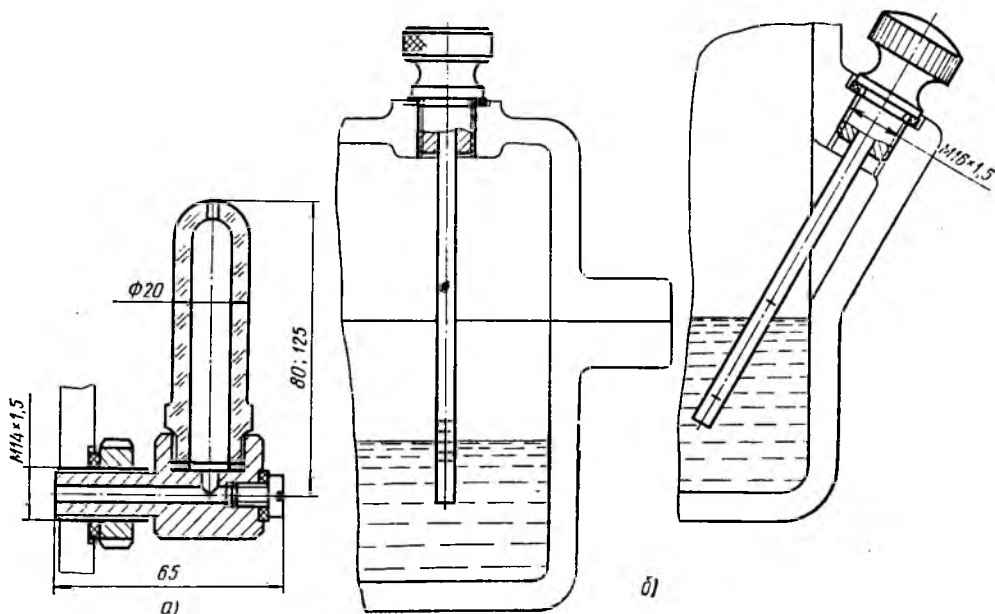
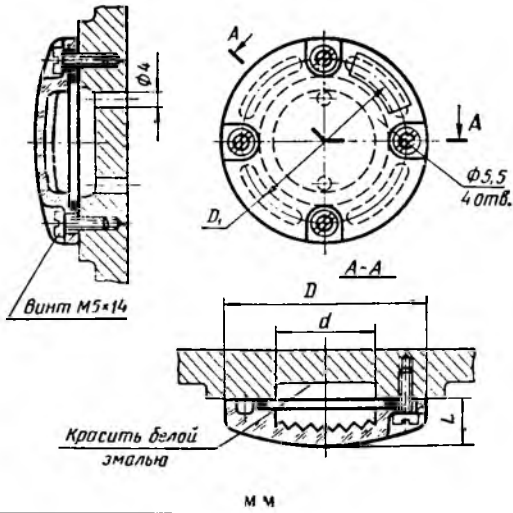


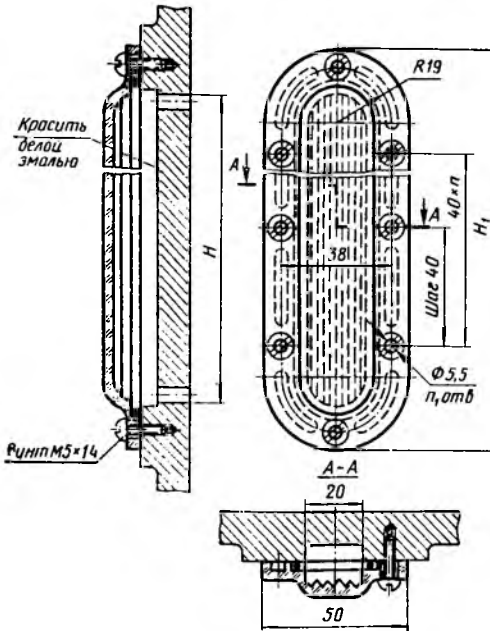
Рис. 6.10

Таблица 6.1



мм			
d	D	D_1	L
30	60	48	12
50	82	70	14,5

Таблица 6.2



H	H_1	Число шагов n	Число отверстий n_1
мм			
82	112	1	6
122	152	2	8
162	192	3	10

Для контроля за уровнем масла применяют также обычные резьбовые пробки (см. с. 163).

Круглый и удлиненный маслоуказатели широко применяют в станках, где коробки скоростей, коробки подачи, фартуки и другие узлы расположены на достаточной высоте от уровня пола и поэтому наблюдение за уровнем масла через эти маслоуказатели очень удобно.

Крановые маслоуказатели устанавливают попарно: один для контроля за нижним, другой — за верхним уровнем масла. Конусный конец крана по рис. 6.11,а притирают по конусному гнезду пробки. В кранах по рис.

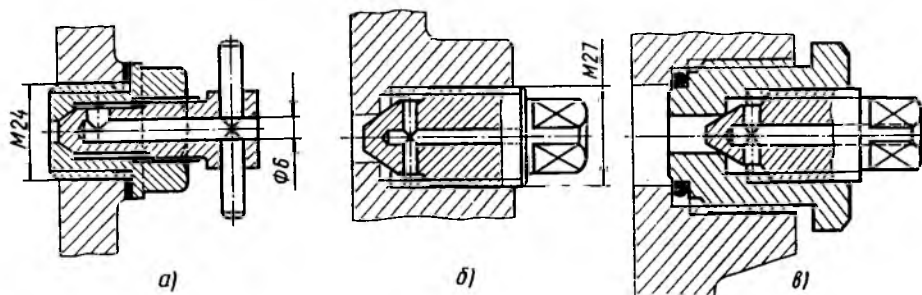


Рис. 6.11

6.11,б,в надежного уплотнения достигают затяжкой, в результате которой происходит смятие гнезда в корпусе (рис. 6.11,б) или в пробке (рис. 6.11,в). При частом пользовании желательно применять маслоуказатели по рис. 6.11,а или 6.11,в, как более долговечные.

В местах, трудно доступных для наблюдения, следует применять жезловые или крановые маслоуказатели.

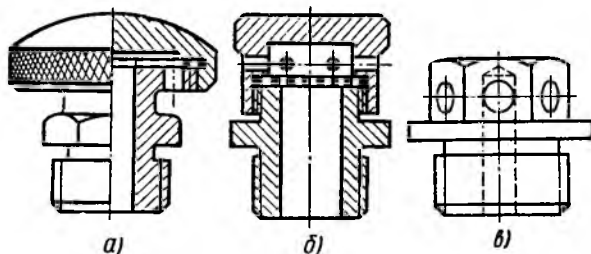
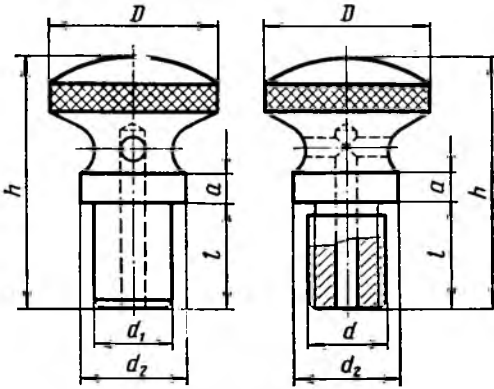


Рис. 6.12

Во время работы машины повышается давление внутри корпуса в связи с нагревом воздуха и масла. Это приводит к выбрасыванию масла из корпуса через уплотнения и стыки. Чтобы избежать этого, внутреннюю полость корпуса сообщают с внешней средой путем установки отдушин в его верхних точках.

Наибольшее применение находят отдушины, изображенные на рис. 6.12, а—в и в табл. 6.3.

Таблица 6.3



мм

a	d, h_0	d_1	D	h	l	a
M12×1,75	12	20	32	40	12	5,5
M16×2	16	25	40	50	16	7

Очень проста и дешева отдушина, широко применяемая в различных конструкциях редукторов (см. рис. 11.37, г, с. 180). В загрязненных условиях в отдушинах помещают фильтры из металлокерамики.

Глава VII

КОНСТРУИРОВАНИЕ УПЛОТНИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ

Уплотнительные устройства применяют для предохранения от вытекания смазки из подшипниковых узлов, а также для защиты их от попадания пыли, грязи и влаги. Наиболее распространены контактные уплотнения, в которых уплотняющие элементы соприкасаются по цилиндрическим или торцовым поверхностям. Их используют при смазке подшипников как густой, так и жидкой смазкой при окружной скорости поверхности вала до 10 м/с.

Щелевые уплотнения применяют главным образом при густой смазке при окружной скорости вала до 5 м/с.

Лабиринтные уплотнения эффективны при большой скорости вращения вала как при густой, так и при жидкой смазке подшипников.

Центробежные уплотнения применяют главным образом при жидкой смазке подшипников и при частоте вращения вала более 5 м/с.

Для повышения уплотняющего эффекта широко применяют комбинированные уплотнения.

Ниже рассмотрены наиболее распространенные в машиностроении уплотнения.

§ 1. Манжетные уплотнения

Манжетные уплотнения широко применяют при жидкой смазке подшипниковых узлов. Манжета (рис. 7.1) состоит из корпуса 1, изготовленного из бензомаслостойкой резины, каркаса 2, представляющего собой стальное кольцо Г-образного сечения, и браслетной пружины 3. Каркас придает корпусу манжеты жесткость. Браслетная пружина стягивает уплотняющую

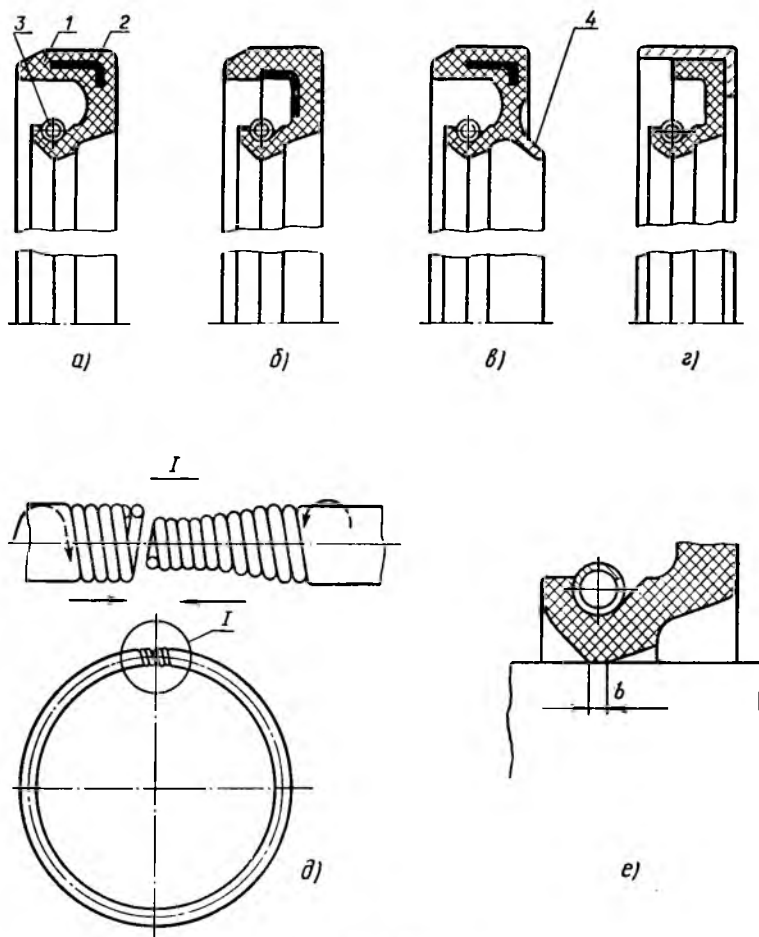


Рис. 7.1

часть манжеты. Благодаря этому образуется рабочая кромка манжеты шириной $b = 0,4 \dots 0,8$ мм (рис. 7.1, е), плотно охватывающая поверхность вала. На рис. 7.1, д отдельно показаны браслетная пружина и способ ее соединения.

В манжете по рис. 7.1, а каркас находится внутри корпуса, а по рис. 7.1, б — на поверхности. Манжеты, предназначенные для работы в засоренной среде, выполняют с дополнительной рабочей кромкой 4 (рис. 7.1, в), называемой «пыльником». Типы и размеры манжет см. ГОСТ 87^е2—70, а также [1], с. 466 и табл. 1.19 приложения 1.

В последнее время для улучшения центрирования в отечественных и зарубежных машинах применяют манжеты с каркасом, привулканизиро-

ванными к внешней поверхности корпуса (рис. 7.1, *з*). Наружная поверхность каркаса шлифована с предельными отклонениями размера диаметра $+0,2$
 $+0,1$ мм. При изготовлении отверстия в крышке подшипника по допуску *H8* обеспечивается точное центрирование манжеты и надежное соединение ее с крышкой.

Для предохранения от вытекания смазки манжету обычно устанавливают рабочей кромкой внутрь корпуса (рис. 7.2, *а*). При таком положении манжеты к ее рабочей кромке обеспечен доступ масла, уменьшающего износ резины.

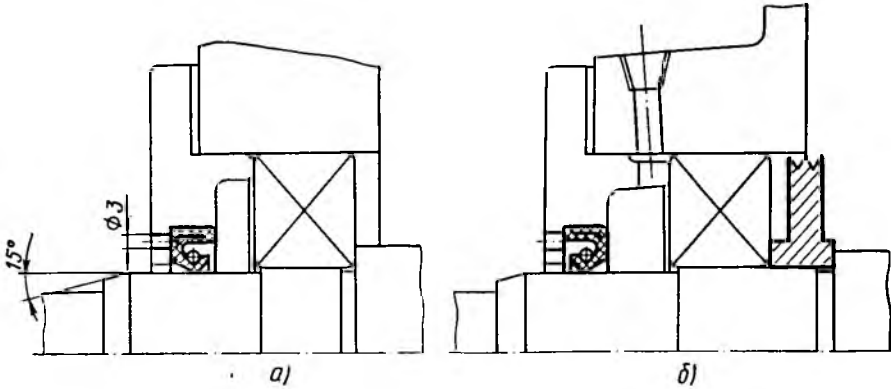


Рис. 7.2

При прессовании густой смазки давление внутри подшипниковой камеры может быть очень высоким. Чтобы не повредить манжету, ее устанавливают в этом случае рабочей кромкой наружу (рис. 7.2, *б*). Тогда при повышении давления смазка отогнет кромку манжеты и избыток ее вытечет наружу.

Поверхность гала под уплотнением выполняют с допуском по *h11* с шероховатостью $Ra \leq 0,32$ мкм, закаленной до твердости $HRC \geq 50$. При большой шероховатости поверхности происходит быстрый износ рабочей кромки манжеты.

Отверстие в крышке подшипника под манжету выполняют с допуском по *H8* с шероховатостью $Ra = 2,5$ мкм. Центрирующий поясок крышки выполняют с допуском по *h8*. Несоосность этого пояска относительно отверстия под манжету не должна быть более величин, приведенных в табл. 7.1 (см. ГОСТ 18514—73).

Таблица 7.1

мм

Диаметр отверстия под манжету	Свыше 18 до 50	Свыше 50 до 120	Свыше 120 до 260
Несоосность	0,015	0,02	0,025

Для выталкивания изношенной манжеты в крышке подшипника иногда предусматривают 2—3 отверстия $\varnothing 3 \dots 4$ мм (рис. 7.2).

При применении дистанционной втулки 1 (рис. 7.3, *а*, *б*) следует учитывать, что манжета, плотно охватывая втулку, может удерживать ее от вращения. Во избежание этого втулка должна надежно крепиться на валу. Для этого ее в осевом направлении поджимают гайкой или концевой шайбой к торцу подшипника или сажают на штифт 2. Втулку монтируют на вал с посадкой *H7/k6*. Требования к поверхности вала

под уплотнением в этом случае следует относиться к внешней поверхности втулки. Чтобы предохранить от повреждения рабочую кромку манжеты при монтаже, на валу или втулке предусматривают заходную фаску под углом 15° .

При высоком уровне масла (например, в глобоидных червячных редукторах) ставят рядом две манжеты (рис. 7.4,а). При запыленной внешней

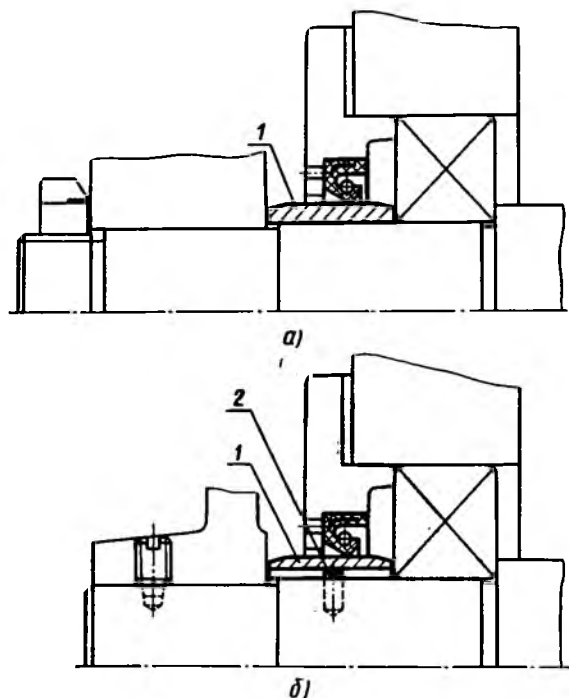


Рис. 7.3

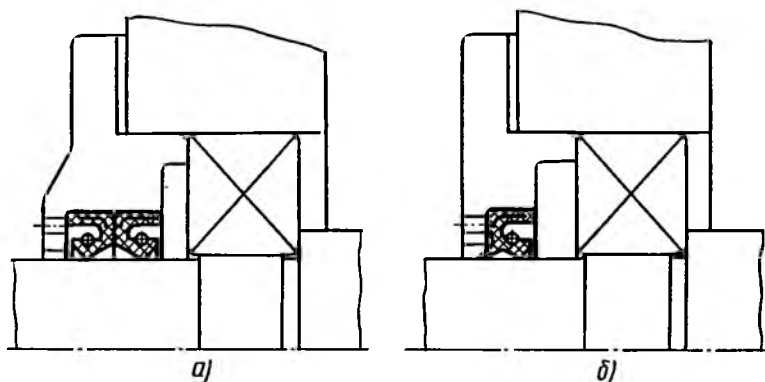


Рис. 7.4

среде в некоторых изделиях машиностроения (например, автомобилях) также ставят две манжеты или одну с пыльником (рис. 7.4,б). При этом свободное пространство между манжетами (рис. 7.4,а) или между рабочими кромками манжеты (рис. 7.4,б) заполняют при сборке густой смазкой.

§ 2. Торцовые уплотнения

При жидкой смазке подшипниковых узлов в последние годы получили распространение уплотнения по торцовым поверхностям.

Принципиальные схемы подобных уплотнений даны на рис. 7.5. Они состоят из уплотнительных колец 1, 2 и пружины 3. Кольцо 1 изготавливают из более мягкого антифрикционного материала, а кольцо 2 — из более твердого. Кольцо 1 вместе с пружиной может вращаться вместе с валом (рис. 7.5,а) или быть неподвижным (рис. 7.5,б). Кольцо, имеющее свободу осевого перемещения, всегда снабжают дополнительным, так называемым статическим уплотнением 4.

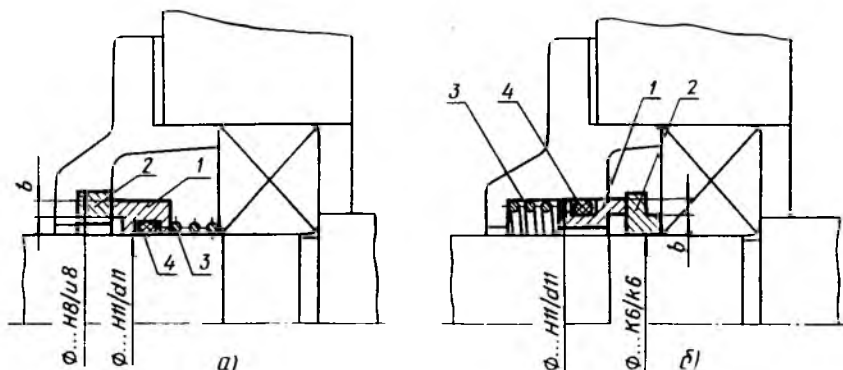


Рис. 7.5

Уплотнительные кольца при избыточном внутреннем давлении масла до 0,2 МПа* рекомендуется изготавливать из следующих материалов (см. [5], с. 123):

кольца 1:

АМС-1 — элементоорганическая смола с углеродным наполнителем;
АГ-1500-СО₅ — углеграфит графитированный, пропитанный составом, содержащим 95% свинца и 5% олова;

2П-1000-Ф — углеграфит обожженный, пропитанный фенолформальдегидной смолой;

кольца 2:

хромистые стали марок 9Х18; 20Х, 40Х; ШХ15 и др., закаленные до твердости НRC 50...60. Линейный износ материалов: АМС-1 — 0,1 мм за 1000 ч работы, АГ-1500-СО₅ или 2П-1000-Ф — 0,01 мм за тот же срок.

При конструировании пар трения стремятся уменьшить средний диаметр поверхности трения (меньшие износ, нагрев, расход мощности). Ширину *b* колец 1 (см. рис. 7.5) принимают по табл. 7.2.

Таблица 7.2

	мм		
<i>d</i> вала	20...40	40...80	80...120
<i>b</i>	3...4	4...5	5...6

* Один мегапаскаль (МПа) численно соответствует одному ньютону на квадратный миллиметр.

Ширина поверхности трения колец 2, имеющих большую твердость, должна быть больше величины b на 2...4 мм.

Уплотнительные кольца 1 иногда клеивают в металлические обоймы клеевым лаком Ф-10 или фенолформальдегидной смолой.

Рабочие поверхности уплотнительных колец должны иметь хорошую плоскостность (отклонения не должны превышать 0,9 мкм). Шероховатость рабочей поверхности стальных колец должна быть $Ra \leq 0,16$ мкм. Давление на уплотняющей поверхности, создаваемое пружиной или набором пружин, должно быть в пределах 0,05...0,15 МПа.

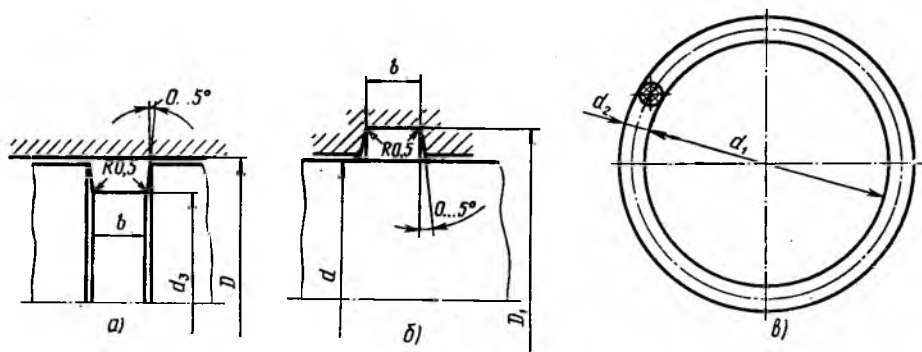


Рис. 7.6

Статическими уплотнениями чаще всего служат резиновые кольца круглого сечения. Шероховатость поверхностей, по которым происходит осевое перемещение этих колец, должна быть $Ra \leq 0,63$ мкм.

Размеры резиновых колец принимают (рис. 7.6,в): толщину $d_2 = 4,6$ мм, диаметр отверстия:

при расположении кольца в канавке вала (рис. 7.6,а)

$$d_1 = D - c - 8 \text{ мм};$$

при расположении кольца в канавке корпуса (рис. 7.6,б)

$$d_1 = d - c.$$

Значение c :

при $d = 28$ и 30 мм $c = 0,5$ мм,

» $d = 32...63$ » $c = 1,0$ мм,

» $d = 64...92$ » $c = 1,5$ мм.

Форма канавок для резиновых колец $d_2 = 4,6$ мм на валу и в корпусе дана на рис. 7.6,а,б. Размеры конструктивных элементов канавок принимают: $b = 5,6$ мм; $D = d + 8$ мм; $d_3 = D - 7,4$ мм; $D_1 = d + 7,4$ мм.

Диаметры d выбирают из следующего ряда чисел: 28; 30; 32; 34; 35; 36; 37; 38; 40; 42; 44; 45; 47; 48; 50; 52; 54; 55; 57; 58; 60; 62; 63; 64; 65; 67; 68; 70; 72; 74; 75; 77; 78; 80; 82; 85; 88; 90; 92 мм;

диаметры D — из ряда чисел: 36; 38; 40; 42; 43; 44; 45; 46; 48; 50; 52; 53; 55; 56; 58; 60; 62; 63; 65; 66; 68; 70; 71; 72; 73; 75; 76; 78; 80; 82; 83; 85; 86; 88; 90; 92; 95; 98; 100 мм.

Помимо резиновых колец круглого сечения статическое уплотнение осуществляют также резиновыми сильфонами 4, привулканизированными к стальным кольцам 5 и 6 (рис. 7.7,а,б; поз. 1—3 те же, что и на рис. 7.5), а также мембранами.

На рис. 7.8 показано торцовое уплотнение, выполненное по схеме рис. 7.5,а, а на рис. 7.9 — по схеме рис. 7.5,б. Оба уплотнения стлчаются малыми осевыми размерами.

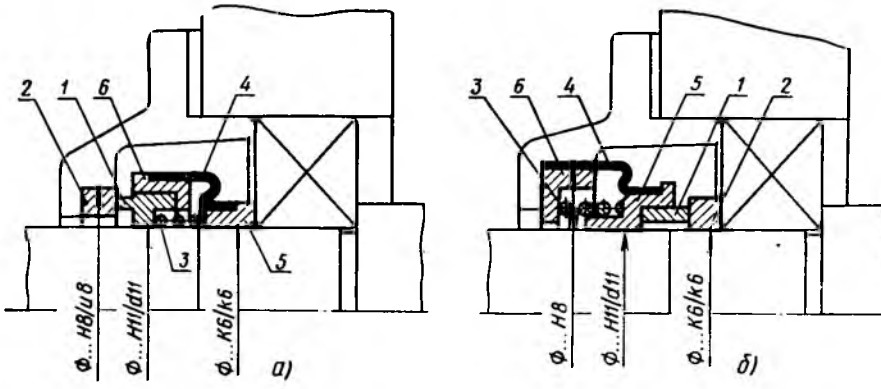


Рис. 7.7

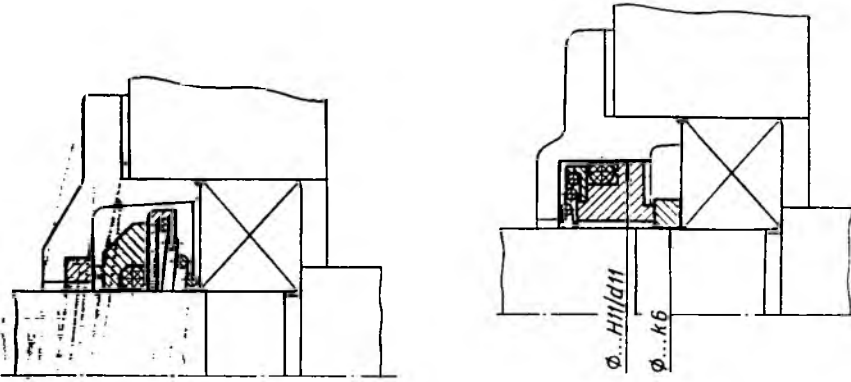


Рис. 7.8

Рис. 7.9

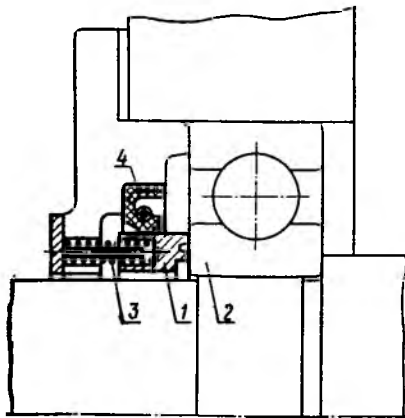


Рис. 7.10

По такой же схеме выполнено уплотнение (рис. 7.10), примененное в мотор-редукторе МПО 02-15 Тамбовского завода полимерного машиностроения. Здесь роль стального кольца 2 выполняет внутреннее кольцо подшипника. Кольцо 1 плавающее, самоустанавливающееся по торцу кольца 2. Поджим кольца 1 к кольцу 2 осуществляет группа пружин 3, размещенных в крышке подшипника. В качестве статического уплотнения применена рассмотренная выше манжета 4. Осевая жесткость манжеты ничтожна, поэтому сила трения при осевом перемещении кольца 1 тоже невелика.

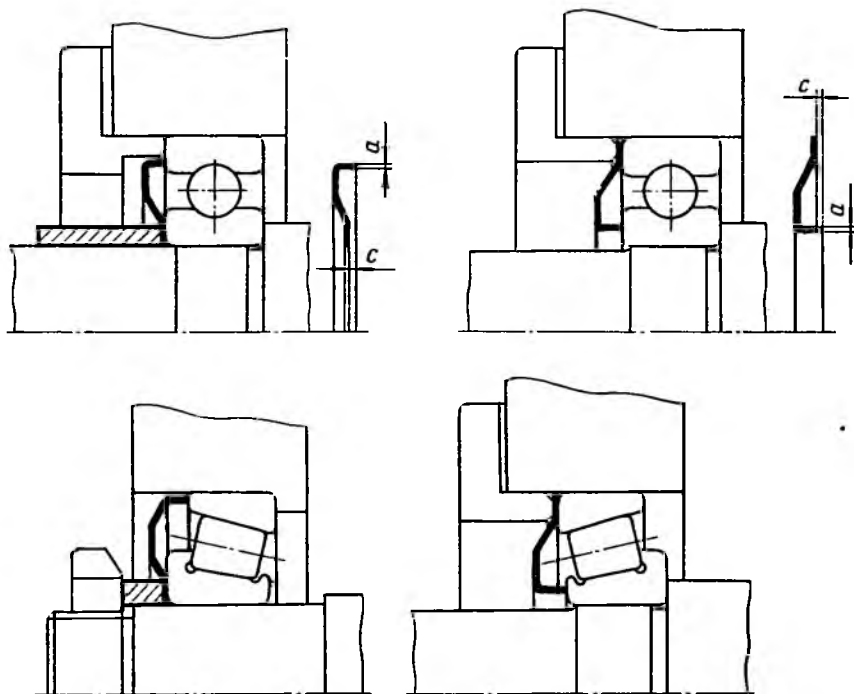


Рис. 7.11

Торцовые уплотнения предпочтительно выполнять по схемам рис. 7.5, б и 7.7, б, в которых минимум вращающихся с валом деталей и лучший отвод тепла от трущихся поверхностей.

Фирма «Циллер» (ФРГ) производит простые и достаточно эффективные уплотнения упругими стальными шайбами, названными Nilos. Уплотнение этими шайбами применяют при любой смазке подшипников и скорости скольжения трущихся поверхностей до 6 м/с.

Применение подобных шайб показано на рис. 7.11. Толщина шайб в зависимости от их размера составляет $a = 0,3...0,6$ мм. Торцовая грань шайб выступает за их плоскость на величину $c = 0,5...0,6$ мм. Это создает после закрепления шайб некоторую силу прижатия их граней к торцам кольца подшипника. Размеры шайб см. [6].

§ 3. Щелевые уплотнения

Зазоры щелевых уплотнений заполняют густой смазкой, которая защищает подшипник от попадания в него извне пыли и влаги.

Формы канавок приведены на рис. 7.12.

При отношении $b/S_m \approx 10$ эффект щелевого уплотнения максимальный. Здесь b — ширина канавки; $S_m = (ES - es - ei)/4$ — средний радиальный зазор посадки. В этой формуле ES — верхнее отклонение размера отверстия; es и ei — верхнее и нижнее отклонения размера вала, которые берут со своими знаками.

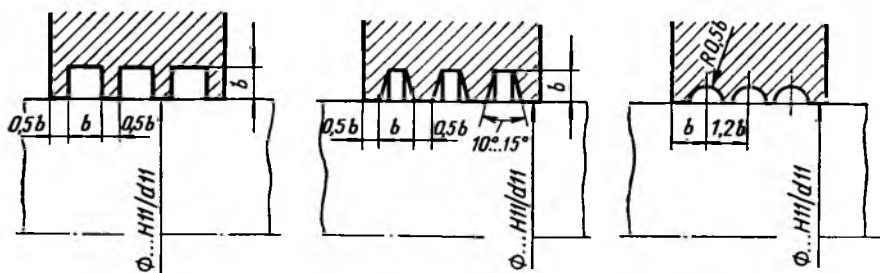


Рис. 7.12

Размеры канавок с учетом данной рекомендации приведены в табл. 7.3 (см. рис. 7.12).

Таблица 7.3

мм			
d вала	20...50	Свыше 50 до 80	Свыше 80 до 120
b	2,0	3,0	4,0

При щелевом уплотнении подшипниковых узлов, работающих с жидкой смазкой, в крышке подшипника выполняют дополнительную канавку и дренажное отверстие (рис. 7.13).

Наибольший уплотняющий эффект получают при площади сечения дополнительной канавки $F \geq \pi d S_{max}$, где S_{max} — максимальный возможный радиальный зазор; $S_{max} = (ES - ei)/2$.

Размер b_0 дополнительной канавки, удовлетворяющей условию $b_0^2 = F$, можно принимать по табл. 7.4.

При постоянном направлении вращения вала весьма эффективно уплотнение винтовой канавкой, нарезанной на поверхности вала, по которой смазка гонится внутрь корпуса.

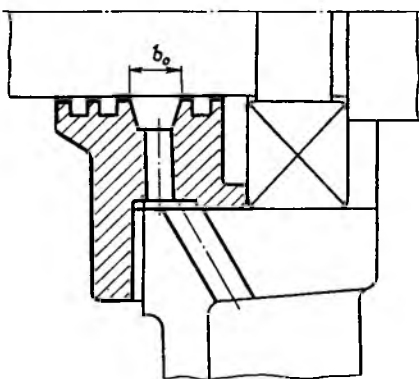


Рис. 7.13

Таблица 7.4

мм			
d вала	20...50	Свыше 50 до 80	Свыше 80 до 120
b_0	4...5	6...8	10...12

§ 4. Лабиринтные уплотнения

Большое распространение получили лабиринтные уплотнения, где уплотняющий эффект создается чередованием весьма малых радиальных и осевых зазоров. Эти зазоры образуют длинную узкую извилистую щель. При окружной скорости вала до 30 м/с эту щель заполняют густой смазкой. Смазка, заложенная в лабиринт, постепенно расходуется. Поэтому желатель-

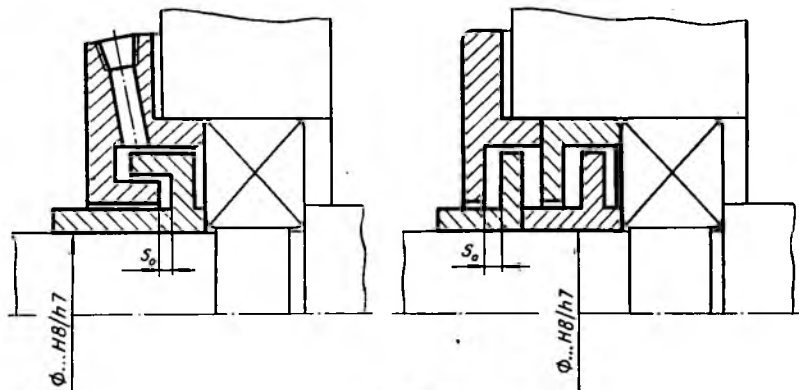


Рис. 7.14

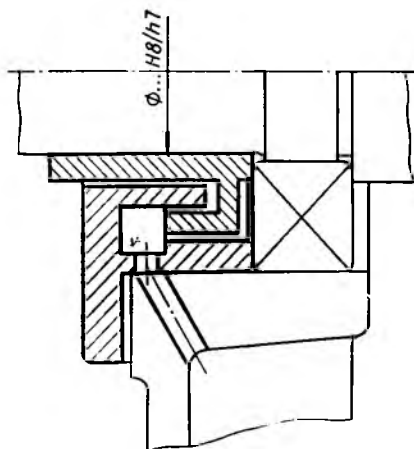


Рис. 7.15

но предусматривать возможность ее периодического (один раз в 2...3 месяца) восполнения (рис. 7.14).

Радиальный зазор в лабиринте получают при изготовлении сопряженных поверхностей по допускам $H11$ и $d11$.

Точный осевой зазор получить труднее. Величина его колеблется в относительно широких пределах вследствие колебаний монтажной ширины подшипников, осевой «игры» вала, толщины регулировочных прокладок и осевых размеров деталей лабиринта. Поэтому осевой зазор принимают $S_0 \approx 5 S_m$, где S_0 — номинальное значение осевого зазора; S_m — средний радиальный зазор посадки, определяемый по формуле, приведенной на с. 123.

Эффективны дренажные отверстия, через которые просочившееся масло возвращается в сборник (рис. 7.15).

Фирма «SKF» применяет лабиринтные уплотнения, выполненные в виде набора штампованных колец (рис. 7.16, а).

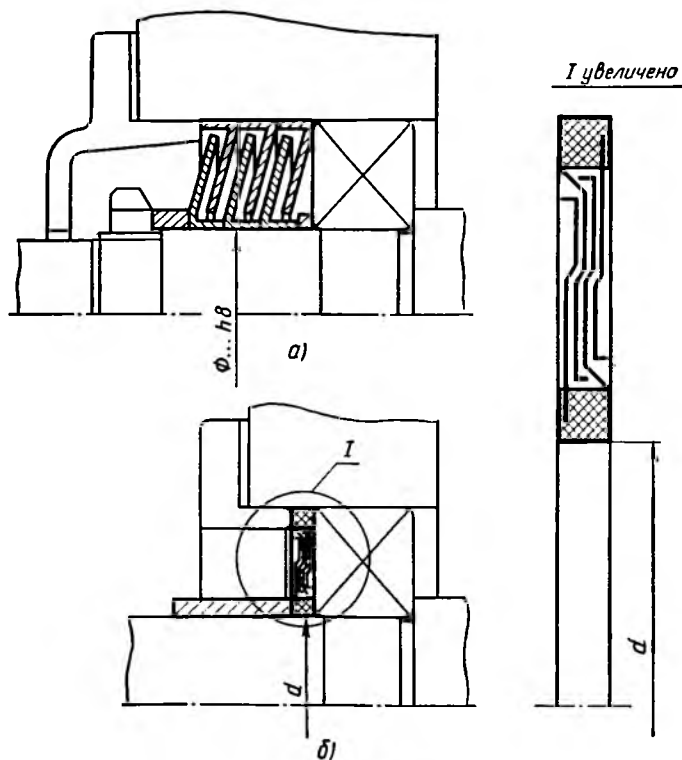


Рис. 7.16

Фирма «Циллер» выпускает лабиринтные уплотнения в виде штампованных колец, приклеенных к двум пластмассовым дискам (рис. 7.16, б). Толщина такого комплекта для валов диаметром $d = 20...80$ мм составляет 4 мм.

§ 5. Центробежные и комбинированные уплотнения

Уплотнения, основанные на действии центробежной силы, конструктивно очень просты. Они весьма эффективны для валов, расположенных выше уровня масла, особенно в сочетании с дренажными отверстиями (рис. 7.17). В шпинделях металлорежущих станков как отечественного, так и зарубежного производства применены в основном центробежные уплотнения.

Для повышения уплотняющего эффекта различные виды уплотнений комбинируют. На рис. 7.18 приведены конструкции лабиринтных уплотнений в комбинации со щелевым и манжетным уплотнениями.

В узлах с густой смазкой уплотнения ставят с обеих сторон подшипникового узла. В этих случаях с внутренней стороны корпуса устанавливают маслосбрасывающие кольца (рис. 7.19, а). Такие кольца должны выступать за стенку корпуса или торец стакана, чтобы попадающее на него жидкое,

горячее масло отбрасывалось центробежной силой, не попадало в полость размещения густой смазки и не вымывало ее.

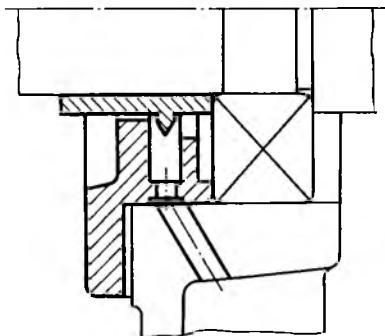


Рис. 7.17

Эффективное уплотнение при постоянном направлении вращения вала создает винтовая канавка, нарезанная на внешней поверхности кольца 1 (рис. 7.19, б), по которой смазка направляется внутрь корпуса.

Весьма эффективно уплотнение упругими шайбами (рис. 7.19, в). Чтобы создать точное центрирование шайбы, между нею и буртиком вала ставят кольцо 1.

Примеры конструкций современных уплотнений валов приведены в приложении III.

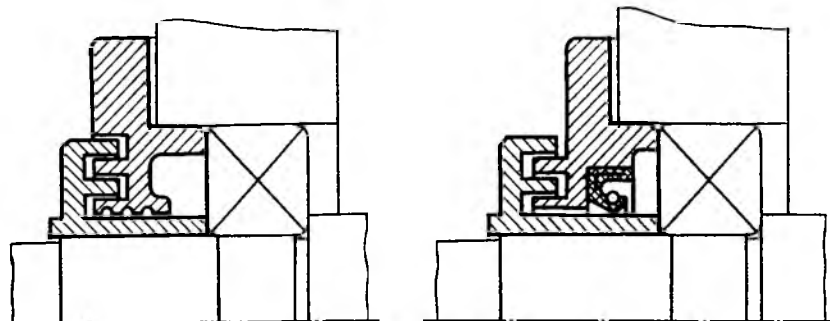


Рис. 7.18

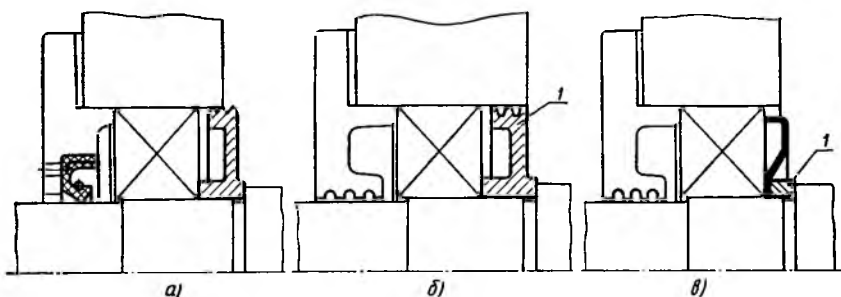


Рис. 7.19

Глава VIII

КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ И ОСЕЙ

Конструкция валов и осей определяется в основном деталями, которые на них размещаются, и расположением опор.

Для посадки зубчатых колес, шкивов, полумуфт, подшипников и других деталей на валах предусматривают цилиндрические или конические

участки. Для фиксирования указанных деталей в осевом направлении или их крепления валы снабжают упорными буртиками, канавками для размещения пружинных колец, резьбой для установки гаек и др. Для передачи вращающего момента применяют шпоночные, шлицевые соединения и др., также влияющие на конструкцию вала.

Таким образом, диаметры и длины всех участков вала, резьбы, шлицы, канавки, пазы и другие конструктивные элементы вала выявляются при конструировании передач, подшипниковых узлов, муфт. Одновременно с этим при разработке конструкций валов и осей приходится принимать во внимание технологию сборки и разборки, механической обработки, усталостную прочность, расход материала и др.

Типовое, наиболее часто встречающееся сочетание вала, зубчатого (червячного) колеса и подшипника качения приведено на рис. 8.1.

На рис. 8.1, а показано исполнение, при котором каждая деталь сидит на своем участке вала. Это удобно для сборки, однако приводит к увеличению числа уступов вала, посадочных поверхностей и номенклатуры инструмента.

При исполнении по рис. 8.1, б число уступов вала меньше, а вместо втулки 1 (рис. 8.1, а) для упора подшипника на валу создан буртик высотой t_1 . По ГОСТ 20226—74 высота этого буртика значительна. Поэтому размер диаметра d_k близок к такому же размеру по варианту рис. 8.1, а.

При исполнении по рис. 8.1, в, г высота t_2 буртиков вала значительно меньше высоты t_1 . Поэтому размеры диаметра d_k меньше, чем при исполнении по рис. 8.1, а, б.

При исполнении по рис. 8.1, д вал не имеет уступов. Диаметр d_k равен диаметру d_n , что приводит к существенному снижению расхода металла на изготовление вала.

Вообще сейчас можно заметить тенденцию конструировать валы по возможности гладкими, с минимальным числом уступов. В качестве примера на рис. 8.2 дана конструкция выходного вала коническо-цилиндрического редуктора.

Выходной конец вала может быть коническим или цилиндрическим. Посадка деталей на конус обладает рядом достоинств, основные из которых:

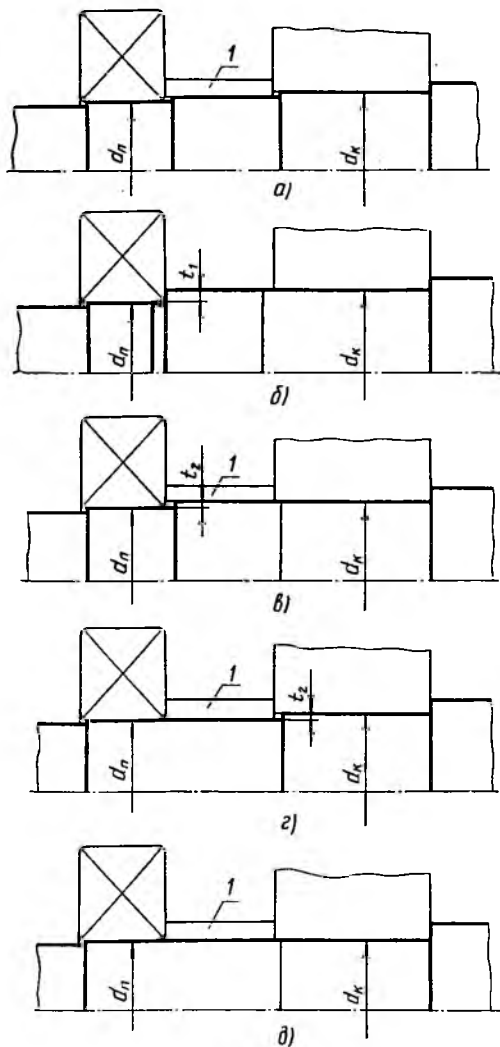


Рис. 8.1

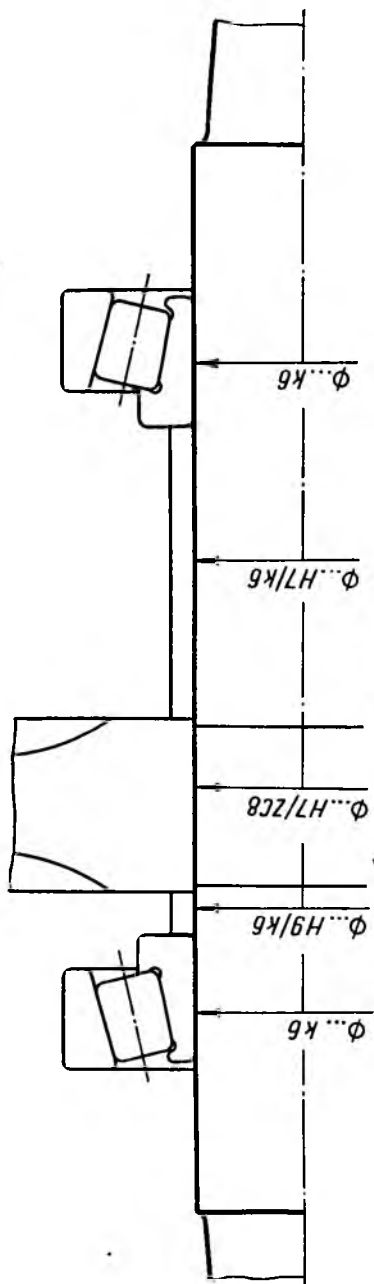


Рис. 8.2

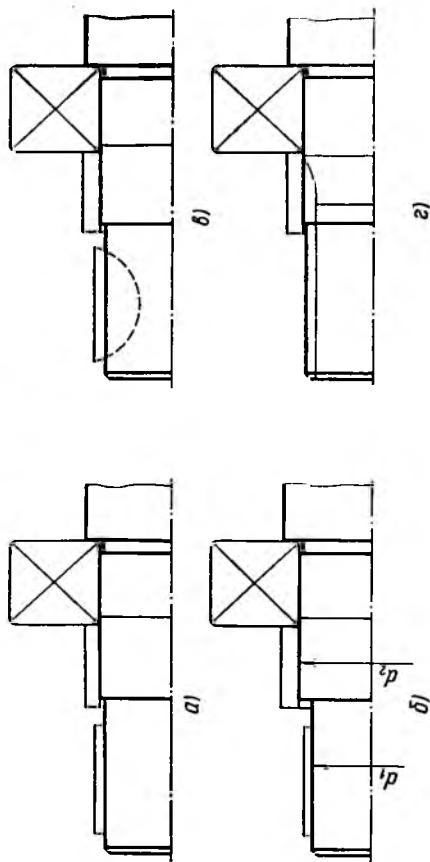


Рис. 8.3

легкость сборки и разборки, высокая точность базирования, возможность создания любого натяга. Именно поэтому выходные концы валов-редукторов серийного производства, как правило, конусные, хотя они сложнее в изготовлении. В машиностроении в равной мере применяют конусные и цилиндрические концы валов.

Рассмотрим пример конструирования цилиндрического выходного конца вала.

При исполнении по рис. 8.3, а посадка на вал подшипника и втулки может быть осуществлена только после съема призматической шпонки, которую сажают в паз вала заранее. Это очень неудобная и нежелательная операция.

В исполнении по рис. 8.3, б посадка подшипника беспрепятственна. Но требуемая разность диаметров $d_2 - d_1$ очень велика. Для ее достижения приходится уменьшать диаметр d_1 конца вала, что крайне нежелательно. Не всегда удобно получать эту разность и увеличением диаметра d_2 . Поэтому очень часто от исполнения по варианту б отказываются в пользу варианта а.

Целесообразно применение сегментной шпонки (рис. 8.3, в) или шлицевого соединения (рис. 8.3, г).

Сопряжение зубчатого колеса с упорным заплечиком вала осуществляют по одному из вариантов, показанных на рис. 8.4. Исполнение по варианту б вызывает меньшие местные напряжения, чем по варианту а, но технологически более сложное. Поэтому его применяют при небольшом запасе выносливости вала.

При исполнении по рис. 8.4, б радиус r_{\max} галтели и размер f фаски принимают по табл. 8.1.

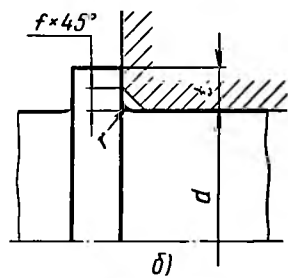
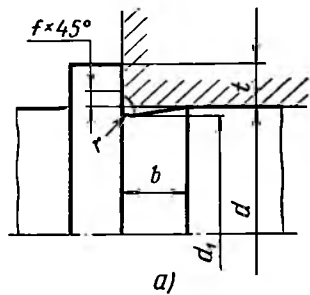


Рис. 8.4

Таблица 8.1

мм		
d , свыше ... до	r_{\max}	f
18...30	1,6	$2,0^{+0,4}$
30...50	2,0	$2,5^{+0,4}$
50...80	2,5	$3,0^{+0,4}$
80...120	3,0	$4,0^{+0,4}$

Размеры канавок на валу для выхода шлифовального камня принимают по ГОСТ 8820—69 или по табл. 8.2.

Таблица 8.2

мм			
b	d_1	r	d
3	$d-0,5$	1,0	Свыше 10 до 50
5	$d-1$	1,6	» 50 » 100
8		2,0	» 100
10		3,0	

Размер фаски f в отверстии колеса принимают по табл. 8.1. Размер высоты заплечика вала

$$t = (1,3 \dots 1,5)f.$$

Для выхода инструмента при нарезании резьбы выполняют канавки, форма и размеры которых даны в табл. 8.3 (см. ГОСТ 10549—63).

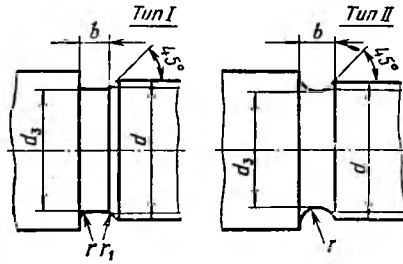


Таблица 8.3

мм

Шаг резьбы	Тип I			Тип II		
	b	r	r_1	b	r	d_3
1,25	4,0	1,0	0,5	4,4	2,5	$d-1,8$
1,50	4,0	1,0	0,5	4,6	2,5	$d-2,2$
1,75	4,0	1,0	0,5	5,4	3,0	$d-2,5$
2,00	5,0	1,5	0,5	5,6	3,0	$d-3,0$

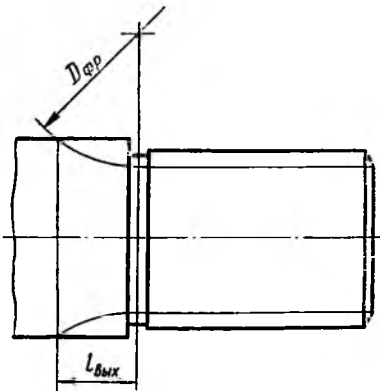


Рис. 8.5

Если на валу имеется несколько шпоночных пазов, то для удобства фрезерования их следует располагать на одной стороне вала.

Ширину b шпоночных пазов, расположенных на одном валу, для уменьшения номенклатуры инструмента и удобства обработки нужно принимать по возможности одинаковой.

Прямоугольные шлицы на валу обрабатывают червячными фрезами. Поэтому при конструировании вала следует предусматривать возможность выхода фрезы (рис. 8.5). Величина $l_{\text{вых}}$ выхода фрезы зависит от ее диаметра и глубины пазов; определяется графически. Диаметр шлицевой фрезы по ГОСТ 8027—60 для

прямоугольных шлицев средней серии можно брать из табл. 8.4.

Таблица 8.4

мм

$D_{\text{шл}}$	20 ... 22	25 ... 28	32 ... 38	42 ... 48	54 ... 65	72 ... 92
$D_{\text{фр}}$	63	70	80	90	100	112

На валах-шестернях зубья фрезеруют червячными фрезами. На чертеже такого вала изображают выход фрезы. Величина выхода зависит от модуля зубьев и внешнего диаметра фрезы; определяется графически.

Диаметры червячных фрез по ГОСТ 9324—60 приведены в табл. 8.5.

Таблица 8.5

Степень точности	D_e , мм, при m , мм					
	2.00 ... 2.25	2.50 ... 2.75	3.00 ... 3.75	4.0 ... 4.5	5.0 ... 5.5	6 ... 7
7	90	100	112	125	140	160
8 ... 10	70	80	90	100	112	125

На торцах валов делают фаски. Фасками снабжают и уступы на средних участках вала для удобства сборки и для притупления острых кромок. Для сокращения номенклатуры режущего инструмента ширину канавок, радиусы галтелей и углы фасок, расположенных на одном валу, следует делать одинаковыми.

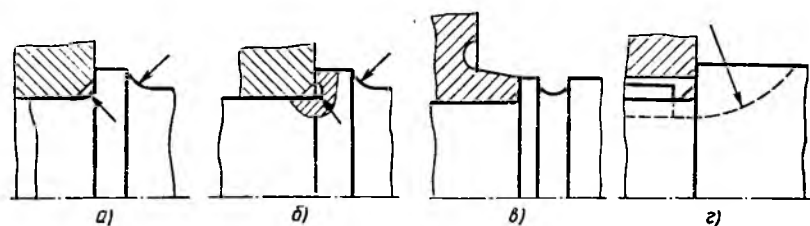


Рис. 8.6

После определения диаметров и длин участков вала, а также его конструктивных элементов производят расчет вала на выносливость.

Известно, что шпоночные пазы, резьбы под установочные гайки, поперечные сквозные отверстия под штифты или отверстия под установочные винты, канавки, а также резкие изменения сечения вала вызывают концентрацию напряжений, уменьшающих его усталостную прочность. Поэтому если вал имеет небольшой запас усталостной прочности, следует избегать элементов, вызывающих концентрацию напряжений.

В местах пониженной усталостной прочности нежелательно выполнение канавок для выхода инструмента (шлифовального камня, плашки и др.). Вместо канавок сопряжение двух диаметров вала следует оформлять в виде галтели (рис. 8.6, а). Сопряжение должно быть как можно более плавным. Где возможно, следует увеличивать радиусы галтели. В особых случаях галтели выполняют эллиптическими или с двумя радиусами. Заметно снижают концентрацию напряжений галтели с поднутрением (рис. 8.6, б). Разгружающие канавки на валу и в сопряженной детали уменьшают концентрацию напряжений на поверхности вала от посадки детали с натягом (рис. 8.6, в). Шпоночный паз, получаемый обработкой дисковой фрезой (рис. 8.6, г), вызывает меньшую концентрацию напряжений, чем обработанный пальцевой фрезой.

Эвольвентные шлицы вызывают меньшую концентрацию напряжений по сравнению с прямобочными. Шлицевое соединение меньше снижает выносливость вала, чем шпоночное.

Глава IX

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ МНОГОПОТОЧНЫХ СООСНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ*

При изготовлении зубчатых колес и деталей многопоточных передач неизбежны погрешности в относительном угловом положении осей зуба и паза для шпонки (шлица) в колесах и на валах-шестернях, шпоночных пазов на валах и в отверстиях колес, а также накопленные погрешности окружающих шагов колес.

Суммарная угловая погрешность изготовления деталей многопоточного редуктора выявляется при его сборке. Может оказаться, что после сборки колес 1, 2, 3, 4 и 6 (рис. 9.1) зуб колеса 5 расположится против зуба центральной шестерни 1 и сборка передачи окажется невозможной. Следовательно, наибольшая суммарная угловая погрешность φ_{\max} (рад) может быть равна дуге делительной окружности колеса, соответствующей половине шага зубьев, т. е.

$$\varphi_{\max} = \pi/z,$$

где z — число зубьев колеса, которое при сборке является замыкающим (колесо 5 на рис. 9.1). Отсюда следует, что чем больше число зубьев колеса, зацепляющегося с центральной шестерней 1, тем меньше суммарная угловая погрешность. Поэтому модуль зубчатых колес быстроходных ступеней многопоточных соосных передач следует принимать по возможности минимальным.

Суммарная угловая погрешность может быть меньше π/z . Сборку передачи в этом случае можно осуществить, но потоки будут нагружены неравномерно.

При обработке колес и валов можно ограничить смещения шпоночных пазов, а также ориентировать впадины зубьев относительно шпоночных (шлицевых) пазов или пазов в ступицах и венцах для упругих элементов. Для этого на чертежах деталей приводят допуски на относительное положение указанных элементов. Суммарная угловая погрешность может быть снижена также путем проведения повторных сборок за счет того, что нахо-

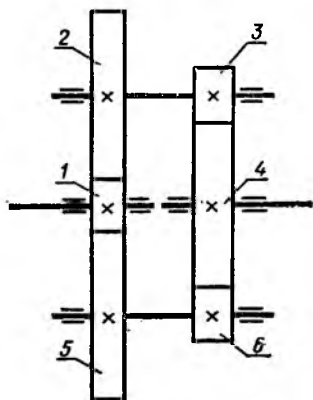


Рис. 9.1

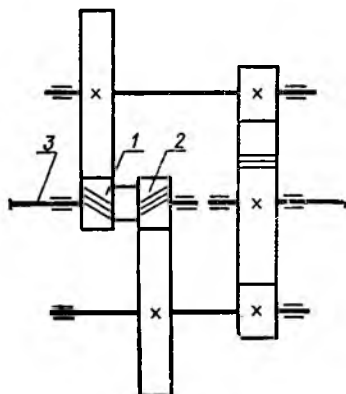


Рис. 9.2

* Раздел написан совместно с О. П. Леликовым.

дящиеся в зацеплении шестерня и колесо имеют, как правило, разные угловые шаги. В дальнейшем все расчеты проведены на наибольшую возможную погрешность φ_{\max} .

Для устранения или уменьшения вредного влияния на работоспособность передачи указанных выше погрешностей применяют различные конструктивные решения. Например, если в двухпоточном соосном редукторе (рис. 9.2) вместо одной сделать две ведущие шестерни 1 и 2 с взаимно противоположными углами наклона зубьев, а вал 3 выполнить плавающим, то нагрузка распределится по потокам равномерно. Однако ширина редуктора при этом возрастает.

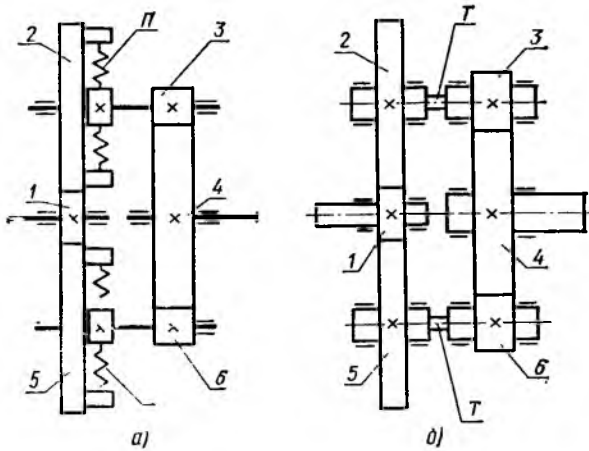


Рис. 9.3

Иногда в двух- и трехпоточные передачи встраивают уравнивающие механизмы или специальные упругие звенья, выравнивающие распределение нагрузки между потоками.

Часто в многопоточных соосных передачах применяют упругие элементы, встраивание которых производят по следующему двум схемам. Центральную ведущую шестерню 1 (рис. 9.3) выполняют вместе с валом. В первой схеме (рис. 9.3,а) колеса 2 и 5 двухпоточной передачи сидят на валах свободно. Вращающий момент с этих колес передается на шестерни 3 и 6 через упругие элементы П и затем на ведомое колесо 4. Во второй схеме (рис. 9.3,б) колеса 2 и 5 свободно установлены в корпусе, а момент с них передается на шестерни 3 и 6 через торсион Т. В трехпоточных передачах упругие элементы встраивают аналогично.

Примем, что сборку соосной передачи производят поворотом зубчатого колеса 5 (рис. 9.3) относительно шестерни 6 на угол φ_{\max} . Для этого необходимо приложить закручивающий (упругий) момент

$$T_y = \varphi_{\max} C,$$

где C — суммарная жесткость упругих элементов, встроенных в один поток.

После сборки передачи упругий момент перераспределяется между всеми потоками.

Поскольку жесткость упругих элементов одного потока существенно меньше жесткости валов, на которых устанавливают зубчатые колеса, то и величина закручивающего момента и неравномерность распределения на-

грузки по потокам в случае установки упругих элементов оказываются незначительными.

Ниже приведены основные принципы конструирования и примеры конструкций упругих элементов многопоточных передач с цилиндрическими прямозубыми и косозубыми зубчатыми колесами.

§ 1. Силовые соотношения

После сборки многопоточной передачи ее элементы нагружены закручивающим моментом T_y . При работе передачи каждый поток передает часть внешнего момента. Оба эти момента, алгебраически суммируясь, создают различную нагруженность отдельных потоков. Коэффициент, характеризующий неравномерность нагружения потоков, назовем коэффициентом перегрузки K_n . При проектировании упругих элементов этим коэффициентом задаются в пределах $K_n = 1,1 \dots 1,2$.

Из условия равновесия систем можно выразить закручивающий момент T_y через внешний момент T , передаваемый всеми промежуточными валами многопоточного соосного редуктора, и коэффициент перегрузки K_n :

$$\text{для двухпоточной передачи } T_y = (K_n - 1) T, \quad (9.1)$$

$$\text{» трехпоточной } \quad \text{» } T_y = 4 (K_n - 1) T/9. \quad (9.2)$$

Тогда допустимая для обеспечения принятого значения K_n угловая жесткость упругих элементов:

$$\text{для двухпоточной передачи } C \leq (K_n - 1) T / \varphi_{\max},$$

$$\text{» трехпоточной } \quad \text{» } C \leq 4 (K_n - 1) T / (9 \varphi_{\max}).$$

Жесткость упругих элементов в зависимости от их конструкции и схемы нагружения определяют методами сопротивления материалов. Подставляя вместо C выражение для жесткости конкретного упругого элемента, находят его геометрические размеры.

Расчет упругих элементов на прочность производят по моменту

$$T_{\max} = K_n T / \rho,$$

где ρ — число потоков.

§ 2. Материалы упругих элементов и допускаемые напряжения

Упругие элементы выполняют из углеродистых пружинных и легированных сталей. Так, для плоских пружин (пластин) используют стальную пружинную термообработанную холоднокатаную ленту (ГОСТ 21996—76), а для пружин сжатия — проволоку стальную углеродистую пружинную (см. ГОСТ 9389—75). Подробнее о выборе марки материала и допускаемых напряжениях для этих видов упругих элементов см. раздел «Конструирование муфт» (табл. 13.2, с. 203).

В качестве материала торсионных валов назначают стали одной из следующих групп: I. Хромованадиевая термообработанная (стали марок 60С2ХФА, 50ХГФА). II. а) Углеродистая, закаленная в масле (стали марок 60, 65, 70, 85); б) углеродистая холоднотянутая и нержавеющей холоднотянутая (стали марок 60, 65, 4Х13, 55ГС, 65Г).

Для этих материалов на рис. 9.4 представлены графики допускаемых напряжений при кручении $[\tau]$ для проволоки и прутков в зависимости от их диаметра.

Ниже приведены рекомендации по конструированию и расчету некоторых упругих элементов.

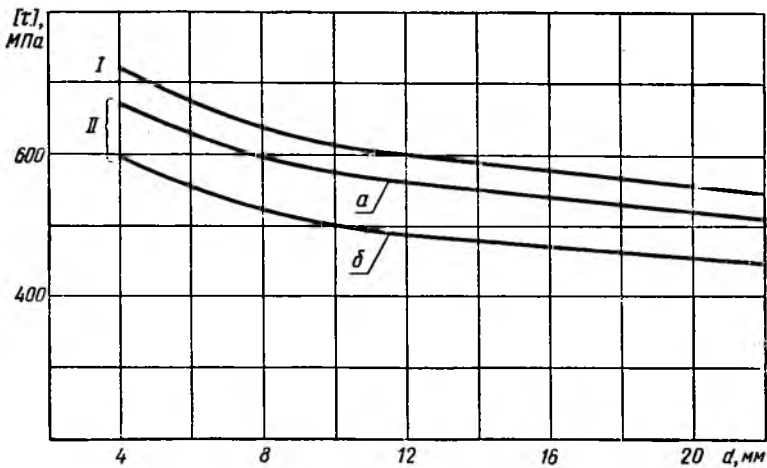


Рис. 9.4

§ 3. Торсионный вал

В качестве упругого элемента торсионные валы применяются в высоконагруженных многopotочных передачах ответственного назначения.

На рис. 9.5 показана конструктивная схема промежуточной ступени одного потока передачи. В этой схеме обеспечивается надежное центрирование зубчатых колес на валах. Недостатком является увеличенный размер в направлении осей валов.

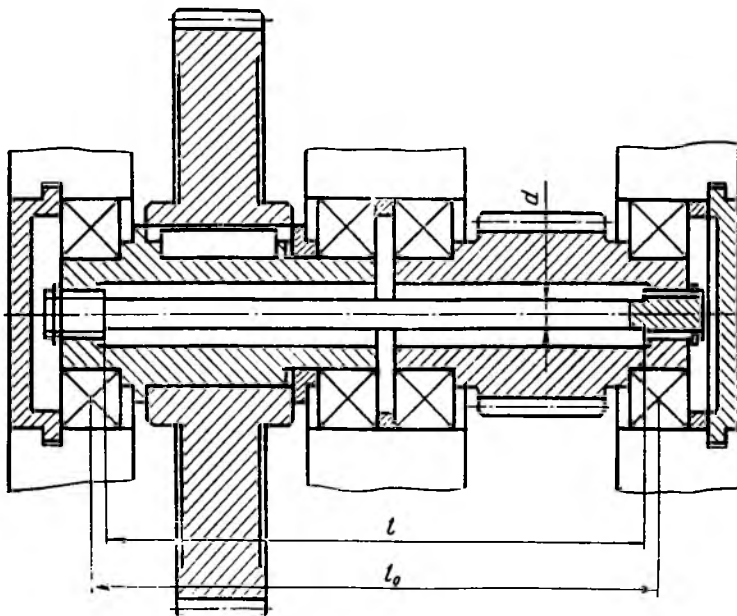


Рис. 9.5

Расстояние l_0 между внешними опорами определяют конструктивно. Длину торсионного вала принимают

$$l = (0,9 \dots 1,0) l_0.$$

Диаметр его находят по условию жесткости:

$$d \leq 0,078 \sqrt[4]{z l T_y},$$

где T_y — закручивающий момент, Н·м, определяемый по формулам (9.1, 9.2); d и l — в см; z — число зубьев колеса.

Диаметр торсионного вала, найденный из условия необходимой жесткости, проверяют на прочность:

$$\tau_k = 5K_{\Pi} T / (p d^3) \leq [\tau_k],$$

где T — в Н·м.

§ 4. Пружины сжатия

Пружины сжатия применяют в средненагруженных многопоточных передачах.

На рис. 9.6 показана конструкция сборного зубчатого колеса с встроенными в него цилиндрическими пружинами сжатия 3, опирающимися на сегменты 4. Через эти пружины момент с зубчатого венца 1 передается на ступицу 2. Во избежание зазоров и динамических нагрузок пружины ставят с предварительным сжатием.

Достоинством этого вида упругих элементов является возможность вписывания в габариты зубчатых колес, а недостатком — плохое центрирова-

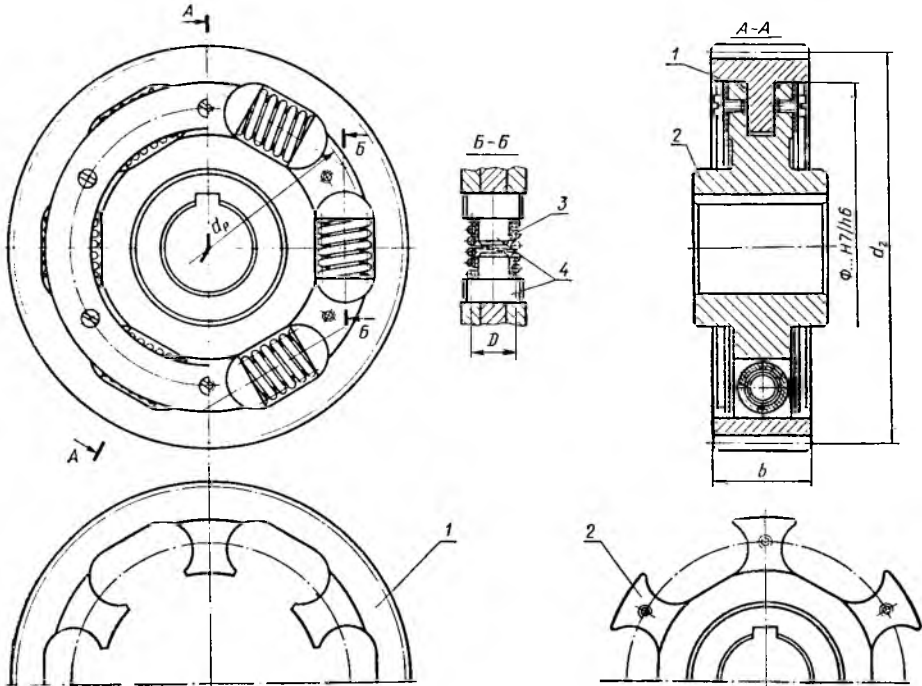


Рис. 9.6

ние зубчатого венца. Наличие зазора в сопряжении венца со ступицей снижает точность зацепления.

В зависимости от величин диаметра делительной окружности d_2 и ширины зубчатого венца b колес принимают:

диаметр окружности d_p (см), проведенной через точки пересечения осей пружин (см. рис. 9.6),

$$d_p = (0,7 \dots 0,9) d_2;$$

средний диаметр пружины (см)

$$D = (0,7 \dots 0,9) b.$$

Диаметр проволоки пружины d (см) по условию жесткости упругих элементов

$$d \leq 0,11 \sqrt[4]{aD^3 iz / (nd_p^2)} T_y,$$

где T_y — упругий момент, определяемый по формулам (9.1); (9.2), Н·м; z — число зубьев колеса; $n = 4 \dots 10$ — число пружин; $i = 5 \dots 8$ — число рабочих витков пружины; a — коэффициент, зависящий от числа пружин (табл. 9.1).

Таблица 9.1

n	a	e	n	a	e
4	1,74	1,41	8	1,34	1,08
5	1,53	1,24	9	1,32	1,07
6	1,42	1,15	10	1,30	1,05
7	1,37	1,11			

Условие прочности пружин

$$\tau_{\max} = 0,08kP_{\max}D/(\pi d^3) \leq [\tau_k],$$

где P_{\max} — в Н; D и d — в см; $[\tau_k]$ — в МПа.

Наиболее часто $D/d \geq 4$. Для этого случая $k = 1 + 1,5d/D$;

$$P_{\max} = 2eK_{\Pi}T/(pd_p n),$$

где p — число потоков; T — момент, Н·м; e — коэффициент, зависящий от числа пружин (табл. 9.1).

§ 5. Пакет радиально расположенных пружин

Для средненагруженных многопоточных передач в качестве упругого элемента применяют также пакеты радиально расположенных пластин.

На рис. 9.7 дана конструктивная схема колеса со встроенными в него пакетами пластинчатых пружин. Условия центрирования зубчатого колеса в этом случае лучше, чем в схеме с пружинами сжатия, но размеры ступицы в осевом направлении увеличены.

В зависимости от диаметра d_2 и ширины b колес принимают:

длину пластины $l = (0,15 \dots 0,25)d_2$;

ширину пластины $B = (0,4 \dots 0,6)b$;

диаметр расположения пазов на колесе $d_1 = (0,7 \dots 0,9)d_2$.

Толщина пластины h (см) по объединенному условию прочности и жесткости:

для двухпоточной передачи

$$h \leq z l^2 (K_n - 1) [\sigma_H] / (2,43 \cdot 10^5 d_1 K_n);$$

для трехпоточной передачи

$$h \leq z l^2 (K_n - 1) [\sigma_H] / (3,62 \cdot 10^5 d_1 K_n),$$

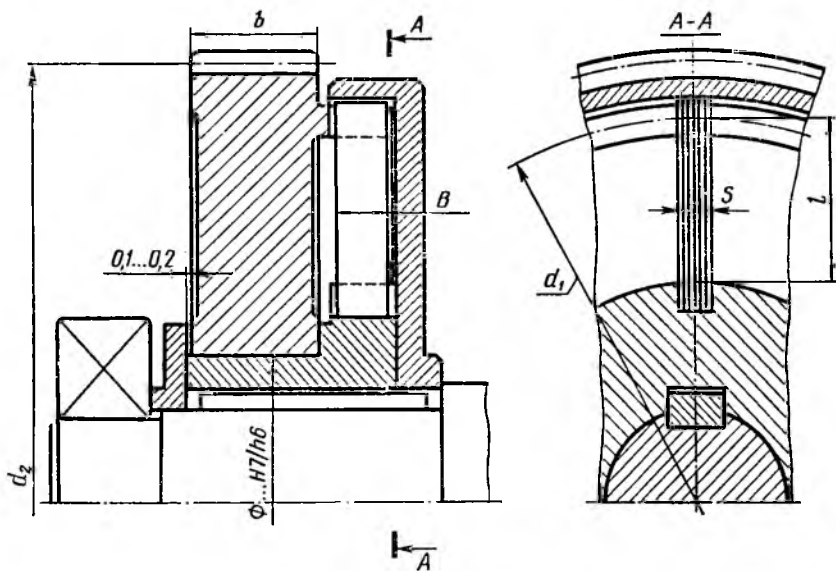


Рис. 9.7

где z — число зубьев колеса; K_n — 1,1...1,2 — коэффициент перегрузки; l и d_1 — в см; $[\sigma_H]$ — в МПа (табл. 13.2).

Число пластин в пакете

$$i = z l^3 T_y / (0,404 \cdot 10^5 d_1^2 B h^3 n),$$

где T_y — в Н·м; определяют по формулам (9.1; 9.2); B — в см; $n = 8...12$ — число пакетов пружин.

Толщина пакета

$$S = h i.$$

Для изготовления пластин используют стальную пружинную ленту (ГОСТ 2614—65). Размеры пластин B и h , найденные расчетом, принимают по этому стандарту.

Г л а в а X

КОНСТРУИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ СКОРОСТЕЙ

Механизмы для передвижения зубчатых колес или муфт сцепления конструируют по двум принципиальным схемам (рис. 10.1).

В первой схеме (рис. 10.1,а) зубчатое колесо (или муфту) передвигают рычагом l , сидящим на одной оси с рукояткой управления. Эта схема наи-

более проста. Недостаток ее заключается в том, что при повороте конец рычага описывает дугу радиусом R и камень 2, находящийся в пазу зубчатого колеса, смещается с оси последнего. Чтобы уменьшить смещение камня, радиус рычага принимают равным

$$R = A_1 + a,$$

где A_1 — расстояние от оси вала зубчатого колеса до оси поворота рычага; a — половина высоты дуги, описываемой осью камня, при перемещении зубчатого колеса из одного крайнего положения в другое.

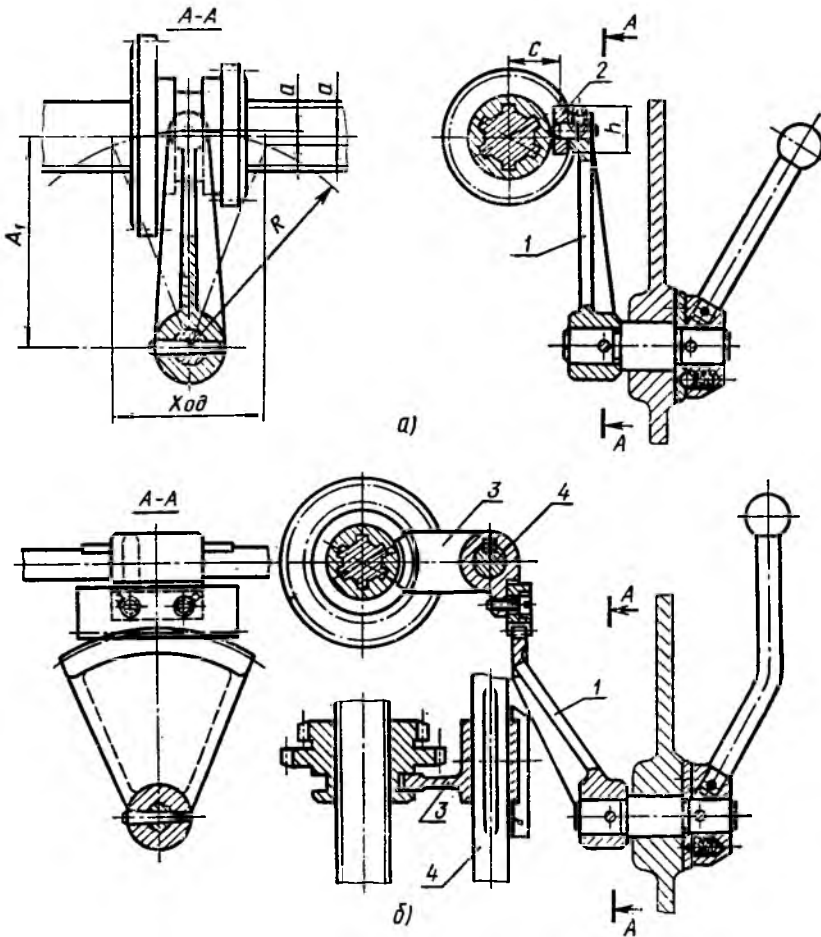


Рис. 10.1

Желательно, чтобы величина отклонения камня от оси вала была $a \leq 0,3h$, где h — высота камня. Если нельзя выдержать это соотношение, следует применять механизмы, выполненные по второй, более сложной схеме (рис. 10.1, б). В этом случае зубчатое колесо перемещают вилкой 3, расположенной в направляющей скалке 4 и приводимой в движение рычагом 1 через зубчатую передачу.

§ 1. Переводные камни и вилки

Переводные камни изготовляют из антифрикционного или серого чугуна, текстолита, в ответственных случаях — из безоловянных бронз. Конструкции переводных камней даны на рис. 10.2.

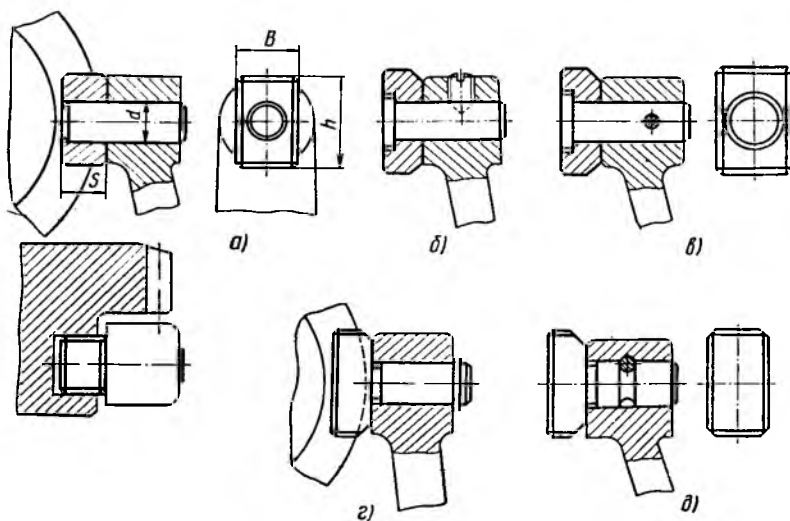


Рис. 10.2

Простейшая и наиболее распространенная конструкция представлена на рис. 10.2, а. Широко применяют также насадные камни по рис. 10.2, б, в. Реже используют более сложные в изготовлении цельные камни по рис. 10.2, г, д. Размеры переводных камней варианта а приведены в табл. 10.1.

Таблица 10.1

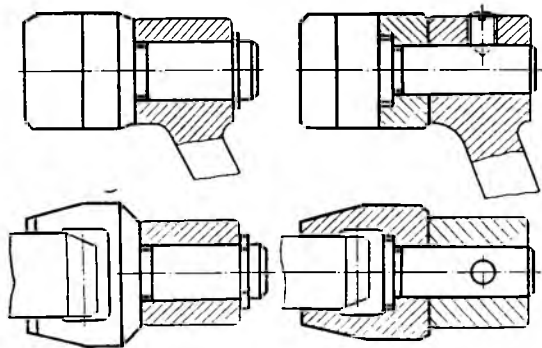
мм			
B	h	s	d
10	18	5	5
12	22	6	6
16	28	8	8

Помимо переводных камней в механизмах, выполненных по первой схеме, применяют вилки. Простейшие из них показаны на рис. 10.3. При коротком отверстии в перемещаемой детали во избежание заклинивания, применяют вилки с двумя камнями (рис. 10.4).

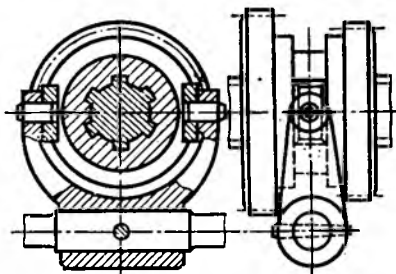
В механизмах, выполненных по второй схеме (см. рис. 10.1, б), зубчатые колеса (муфты) обычно перемещают вилками. Типовые конструкции таких вилок показаны на рис. 10.5.

В зависимости от формы передвигаемых зубчатых колес или муфт вилка может входить в кольцевой паз перемещаемой детали (рис. 10.5, а) или охватывать ее кольцевой выступ (рис. 10.5, б).

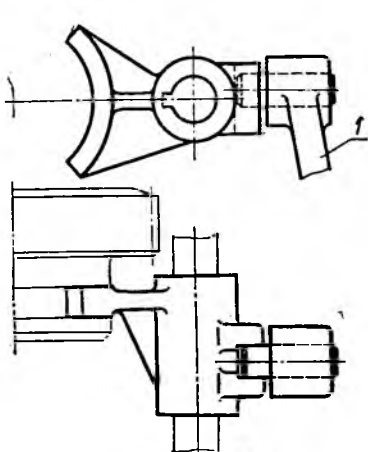
Связь рычага 1 с вилкой осуществляется различно. Наиболее простое и дешевое исполнение показано на рис. 10.5, а, где в паз вилки входит цилиндрический штифт рычага. Недостаток этого варианта тот, что контакт штифта с пазом вилки в лучшем случае происходит по линии. Поэтому при частых



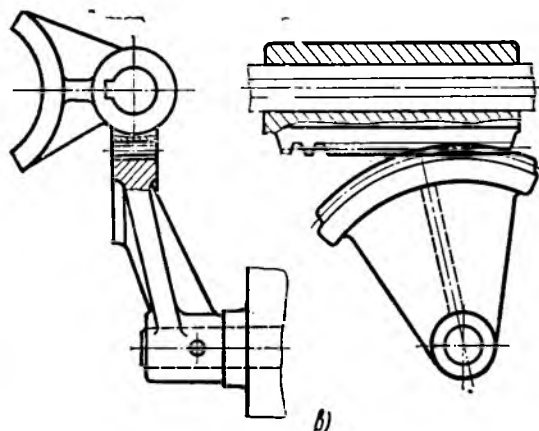
Puc. 10.3



Puc. 10.4

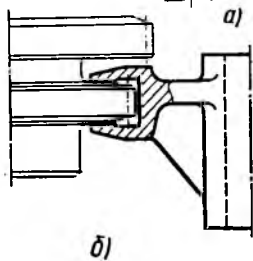


a)

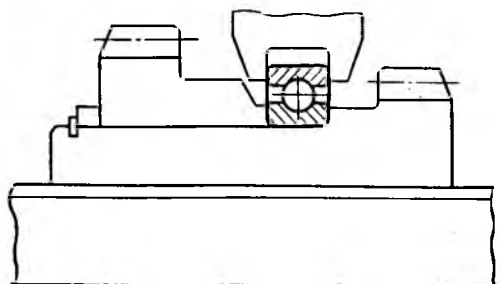
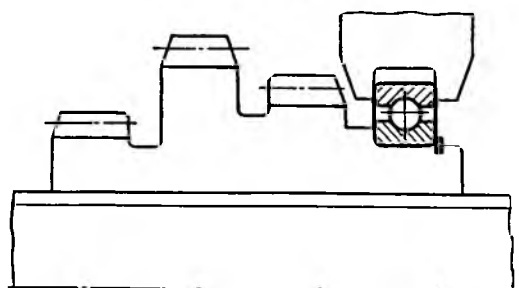


b)

Puc. 10.5



б)



Puc. 10.6

переключениях штифт может сравнительно быстро изнашиваться. Чаще всего рычаг снабжают переводным камнем по одному из вариантов рис. 10.2. При необходимости перемещения на большую длину применяют реечно-зубчатое зацепление (рис. 10.5, в).

В последнее время, чтобы уменьшить трение, в блоки колес встраивают подшипники качения (рис. 10.6).

§ 2. Направляющие скалки. Рычаги, оси и рукоятки управления

Вилки перемещаются по направляющим скалкам, которые чаще всего выполняют по допуску $h6$ одного диаметра по всей длине. Отверстие в корпусе для скалки изготавливают по допуску $H7$, а отверстие в вилке — по допуску $E9$. Крепление направляющих скалок в корпусе показано на рис. 10.7, а — ж.

Иногда необходимо, чтобы вилка переключения не поворачивалась на направляющей скалке. Тогда скалку жестко крепят в корпусе (варианты б, г, д), а вилку связывают со скалкой направляющей шпонкой или шлицами.

Наиболее простое и дешевое крепление направляющих скалок в корпусе получается по вариантам а, б, е.

Рычаги 1 (рис. 10.1 и 10.8) обычно выполняют литыми из серого чугуна. Форма рычагов в зависимости от компоновки деталей в узле может быть различной и нередко

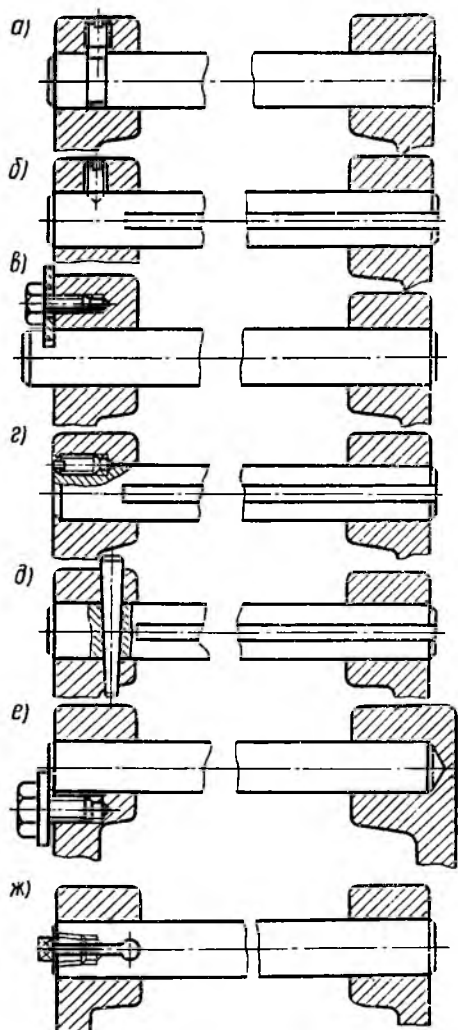


Рис. 10.7

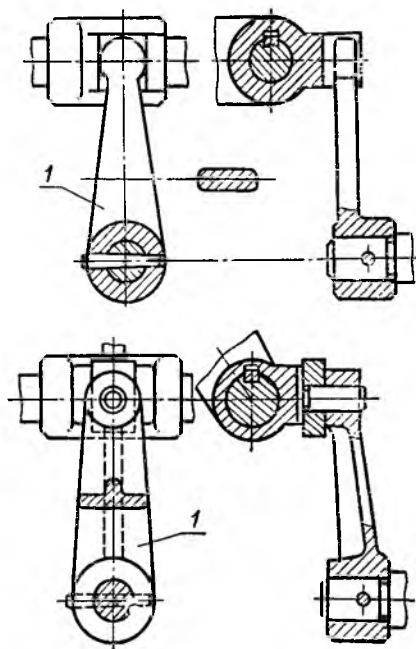


Рис. 10.8

довольно сложной. Изготавливают рычаги l овального или прямоугольного сечения, без ребер и с ребрами жесткости. Размеры концов рычагов l , надеваемых на оси (рис. 10.9,а), выполняют по соотношениям

$$d_{ст} = (1,5 \dots 1,6) d; \quad l_{ст} = (1,2 \dots 1,5) d,$$

где d — диаметр отверстия в бобышке рычага (выполняется по допуску Н7).

Обычно рычаг l и рукоятка управления сидят на общей оси. Некоторые варианты такого исполнения приведены на рис. 10.9.

Вариант a наиболее простой; недостатком его является необходимость обработки внутреннего торца бобышки.

В варианте b этот недостаток устранен применением чугунной втулки, вставленной в корпус.

В варианте $в$ для той же цели ось выполнена ступенчатой.

Интересно конструктивное решение в варианте $г$. Здесь ось имеет одинаковый диаметр по всей длине, что упрощает ее изготовление. Шайбу 2 надевают на ось, а затем сдвигают в канавку поперек оси, и в таком положении она удерживает ось от смещений.

Для лучшей устойчивости механизма желательно, чтобы длина l была в 2...2,5 раза больше диаметра оси.

Если рычаг по условиям компоновки узла располагают вдали от стенки корпуса, для него создают вторую опору (рис. 10.10).

Рукоятки управления обычно делают сборными — ступица, стержень и ручка и очень редко — цельнолитыми. Размеры ступиц, стержней и ручек приведены в работе [6].

Большое распространение получили шаровые ручки из пластмассы (рис. 10.11).

§ 3. Устройства для фиксирования подвижных деталей

В каждом из положений механизм переключения скоростей должен быть зафиксирован. Для этого достаточно зафиксировать одну из перемещающихся деталей этого механизма. Часто фиксирующее устройство располагают в рукоятке управления. На рис. 10.12 показан наиболее распространенный вариант фиксирования механизма шариком, заходящим в гнездо. Засверловку под шарик делают в стальных пластинах (рис. 10.12,а) или непосредственно на поверхности стенки корпуса (рис. 10.12,б). Однако через некоторое время работы механизма фиксаторный шарик протачивает в стенке корпуса дорожку между гнездами и фиксирующее устройство перестает надежно работать. Поэтому желательно применять износостойкие привертные стальные шайбы или планки.

Для повышения надежности фиксирования радиус расположения фиксаторных гнезд должен быть наибольшим. На рис. 10.13 показаны два варианта рукоятки управления с большим радиусом расположения фиксаторных гнезд.

Иногда применяют фиксирование перемещаемых по валу зубчатых колес или вилок (рис. 10.14).

Общим недостатком фиксирующих устройств с шариками является не вполне надежное фиксирование. Поэтому в ответственных механизмах или при наличии сил, действующих на фиксируемую деталь, устанавливают более надежные устройства. На рис. 10.15 показаны наиболее распространенные конструкции рукояток с вытяжными фиксаторами. Рукоятка по

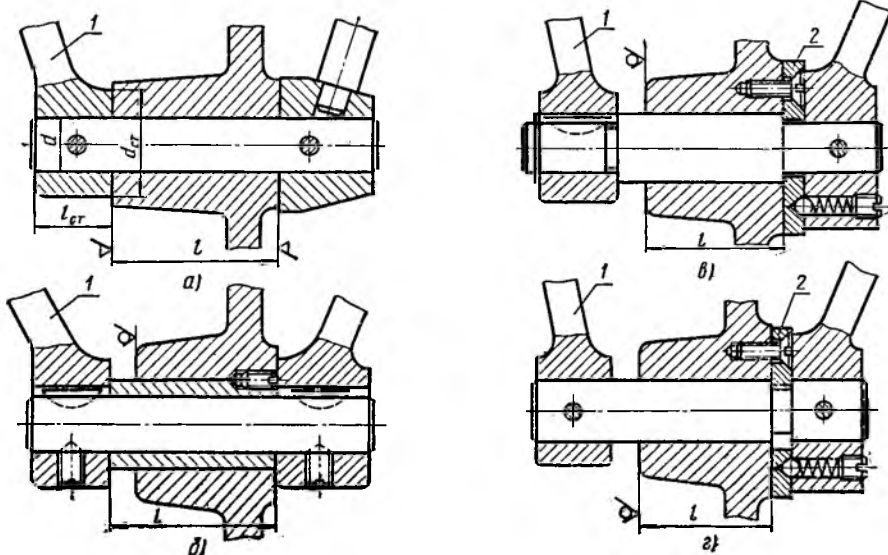


Рис. 10.9

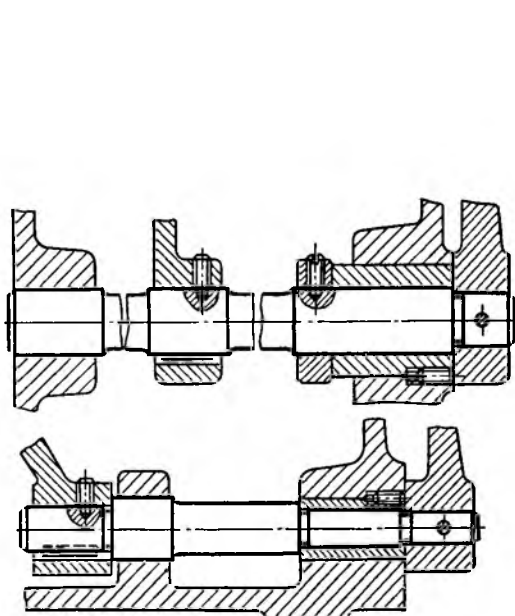


Рис. 10.10

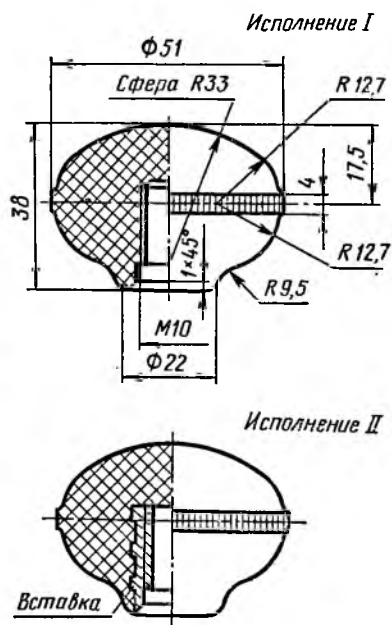


Рис. 10.11

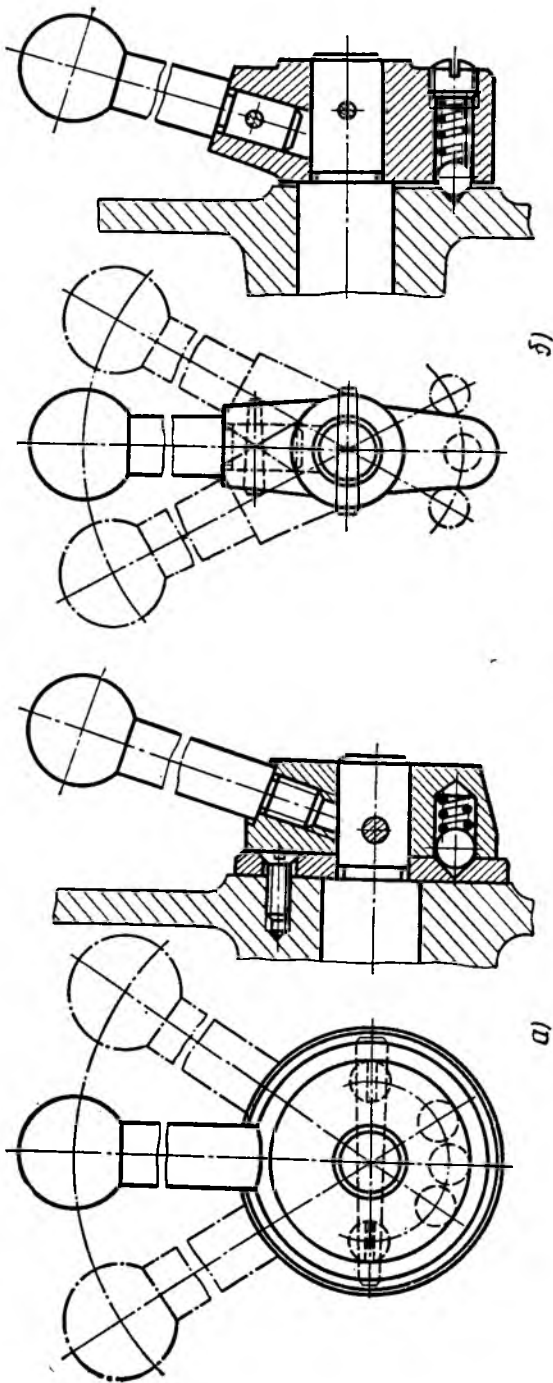


Рис. 10.12

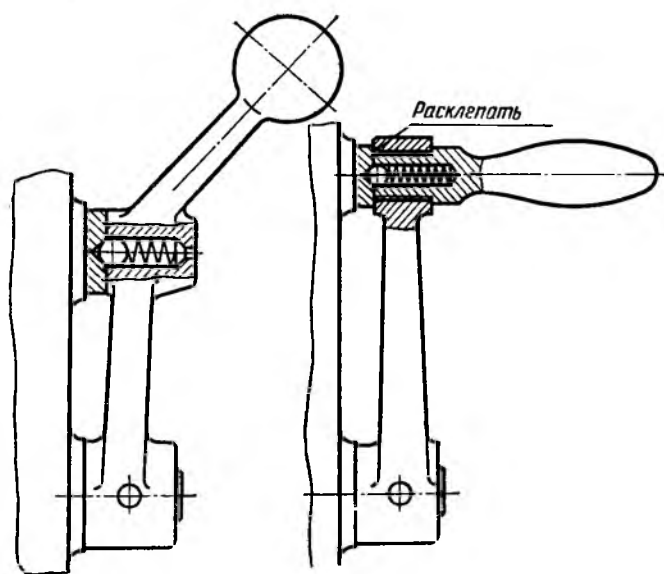


Рис. 10.13

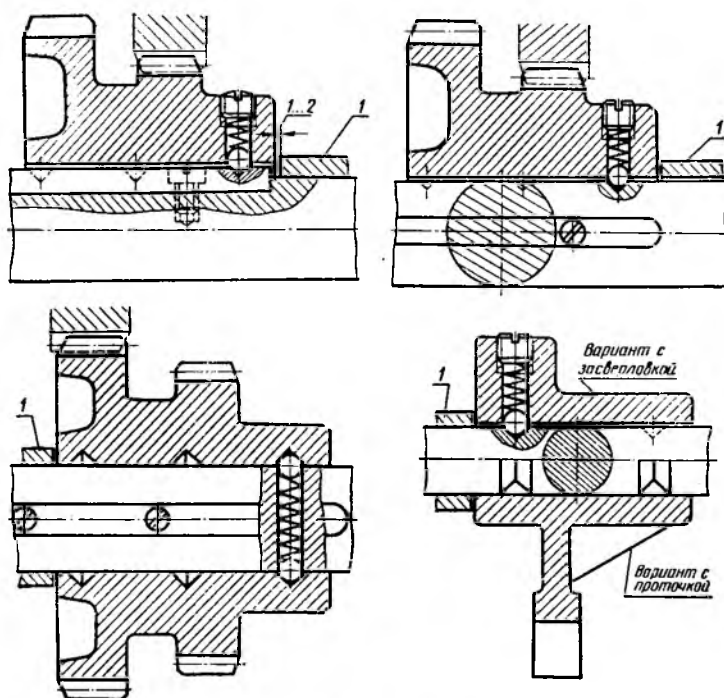


Рис. 10.14

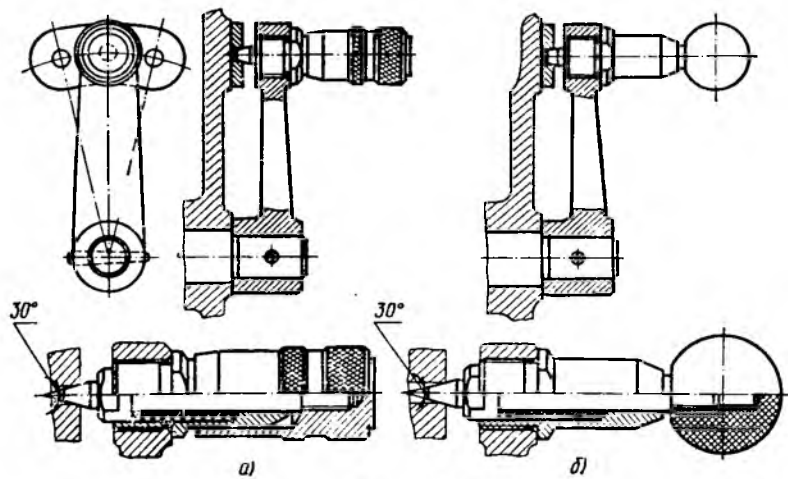


Рис. 10.15

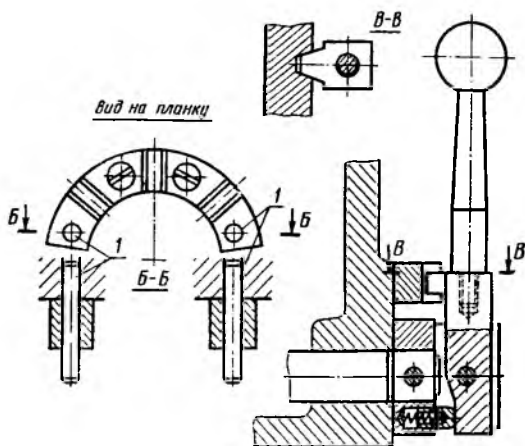


Рис. 10.16

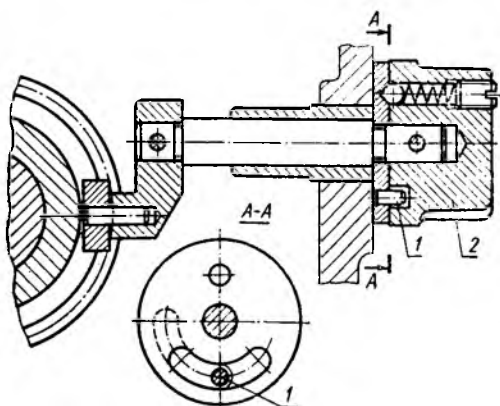


Рис. 10.17

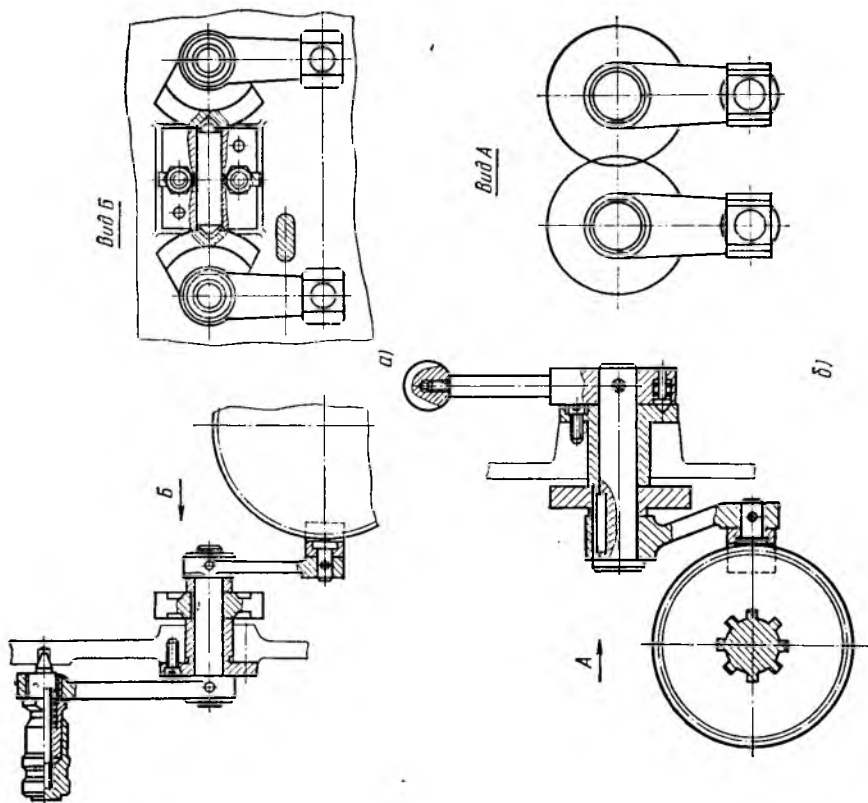


Рис. 10.19

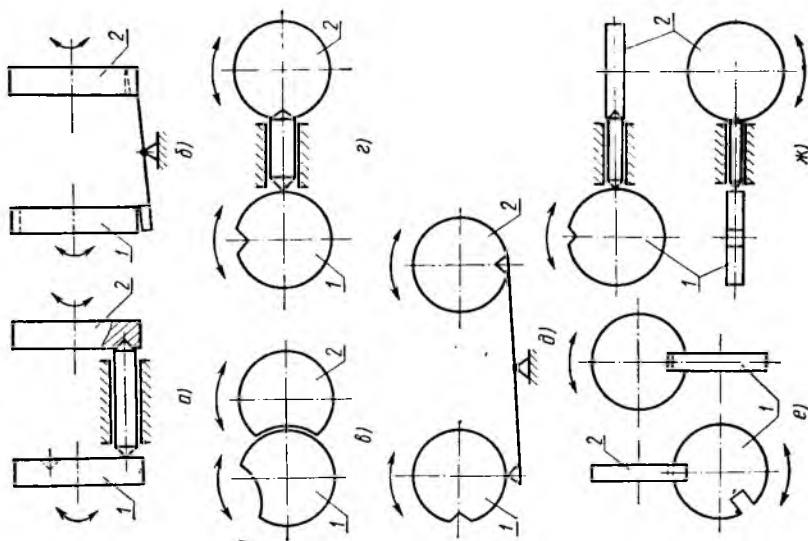


Рис. 10.18

рис. 10.15, б проще в изготовлении, но менее удобна, чем рукоятка по рис. 10.15, а. Применяют также фиксирующие устройства, показанные на рис. 10.16, и многие другие.

При переключении скоростей возможны случаи (особенно при шариковых фиксирующих устройствах) выхода зубчатого колеса за крайнее положение. Это приводит к зацеплению зубьев не по всей длине. Поэтому следует применять ограничители хода подвижных деталей. В качестве ограничителей можно использовать дистанционные втулки 1 (см. рис. 10.14), устанавливаемые на валах или на направляющих скалках. На рис. 10.16 ограничителями хода служат штифты 1, выступающие над поверхностью дуговых планок. Эти штифты одновременно фиксируют планку относительно корпуса. В механизме, изображенном на рис. 10.17, ограничителем служит штифт 1, который входит в дуговой паз на торце рукоятки 2. В крайних положениях рукоятки зазор между штифтом и концевой частью дугового паза составляет 1...2 мм.

§ 4. Блокировочные устройства

При управлении скоростями двумя рычагами по ошибке могут быть одновременно включены разные скорости вращения одного и того же вала, что обычно приводит к поломке деталей. Для предупреждения этого применяют блокировочные (запирающие) устройства. На рис. 10.18, а—ж показаны некоторые схемы таких устройств. Во всех этих схемах звено 2 не может быть

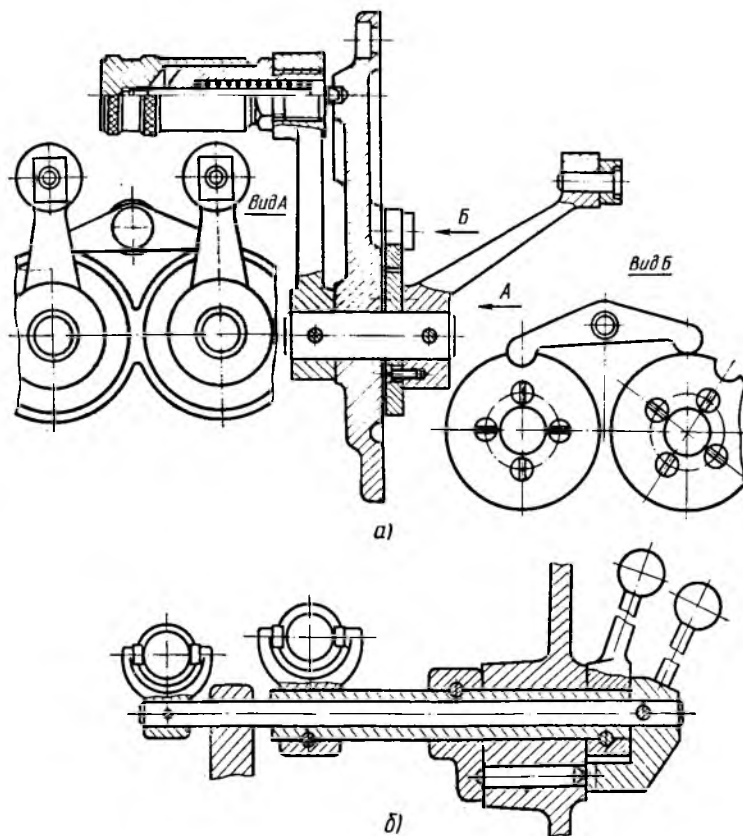


Рис. 10.20

повернуто до тех пор, пока звено *1* не займет положение, при котором управляемое им колесо или муфта окажутся выключенными.

На рис. 10.19 и 10.20 приведены конструкции некоторых блокировочных устройств. Механизм, изображенный на рис. 10.19, *а*, выполнен по схеме рис. 10.18, *г*, а механизм на рис. 10.19, *б* — по схеме рис. 10.18, *в*. Оба рычага в этих механизмах занимают нейтральное положение, поэтому вырезы в дисках обращены друг к другу. Механизм, показанный на рис. 10.20, *а*, выполнен по схеме рис. 10.18, *д*, а на рис. 10.20, *б* — по схеме рис. 10.18, *а*.

§ 5. Однорычажные механизмы переключения скоростей

При числе переключаемых скоростей более трех управление ими в современных приводах часто осуществляют одной рукояткой. При этом автоматически обеспечивается блокировка. Во время переключения скоростей одной рукояткой невозможно одновременно включить две различные скорости.

На практике применяют разнообразные принципиальные схемы и конструктивные разновидности однорычажных механизмов переключения скоростей. Рассмотрим наиболее распространенные из этих конструктивных схем.

На рис. 10.21 показано переключение скоростей диском *1*, на торце которого выполнен криволинейный паз *2*. В этот паз входят ролики *4*, сидящие на оси рычагов *3* и *5*. Криволинейный паз спрофилирован таким образом, что каждому угловому положению диска соответствует определенное положение рычагов *3* и *5* и, следовательно, определенное положение управляемых ими зубчатых колес.

Такие механизмы переключения скоростей особенно часто применяют в современных станках.

— На рис. 10.22 показан механизм управления, примененный в сверлильном станке. На оси *1* установлены переводной рычаг *2* и двуплечий рычаг *3*. На закрепленные в нем стержни *4* воздействует ступенчатая конусная поверхность втулки *5*. Уступы конусной поверхности расположены на радиусах R_{\min} , R и R_{\max} . Чтобы изменить скорость вращения привода, втулку *5* отводят рычагом *6* вправо (по чертежу), затем поворачивают в ту или другую сторону на определенный угол. После этого движением рычага *6* втулку *5* подают влево. Конусные поверхности втулки воздействуют на стержни *4* рычага *3*. Рычаг *3* и, следовательно, рычаг *2* поворачиваются, при этом передвигается блок зубчатых колес. Если на оба стержня *4* воздействуют участки конусной поверхности радиуса R , рычаг *2* будет находиться в нейтральном положении. Если же на один стержень *4* воздействует конусная поверхность радиуса R_{\max} , то другой стержень *4*, расположенный на противоположном конце двуплечего рычага *3*, войдет в конусный паз радиуса R_{\min} , а рычаг *2* повернется и переместит блок зубчатых колес в требуемом направлении. Этот механизм применяют и в других машинах.

В станках применяют также механизмы, схемы которых приведены на рис. 10.23.

В механизме, изображенном на рис. 10.23, *а*, переводные рычаги *1* (на рисунке показан комплект только с одним рычагом) закреплены на валикшестерне *2*. С шестерней входят в зацепление две круглые рейки *3*, один из концов которых выполнен в виде стержня малого диаметра. Если сместить одну круглую рейку, то она будет поворачивать шестерню и вместе с ней рычаг *1* в одну сторону, а если сместить другую рейку, то рычаг *1* будет поворачиваться в противоположную сторону.

Толкание реек производят двойным диском *4*. Диск сначала отводят вправо (по чертежу). Затем поворачивают в нужном направлении на требуе-

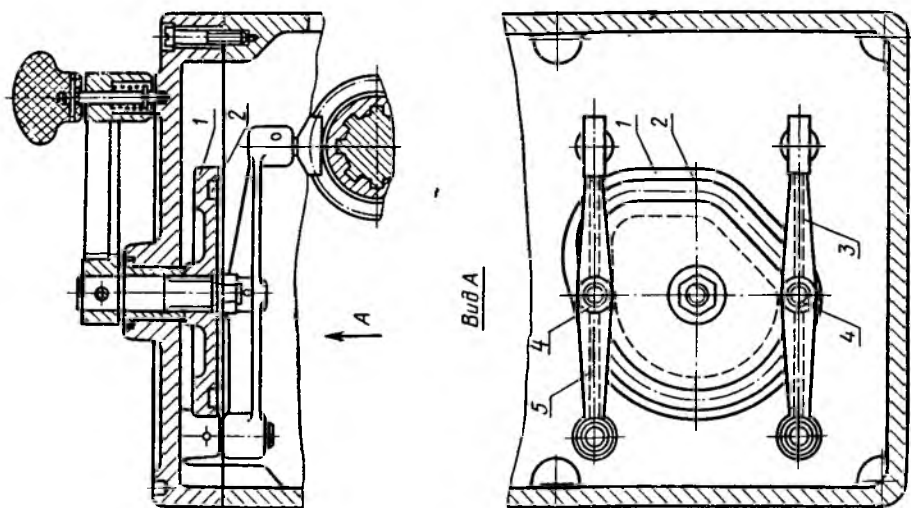


Рис. 10.21

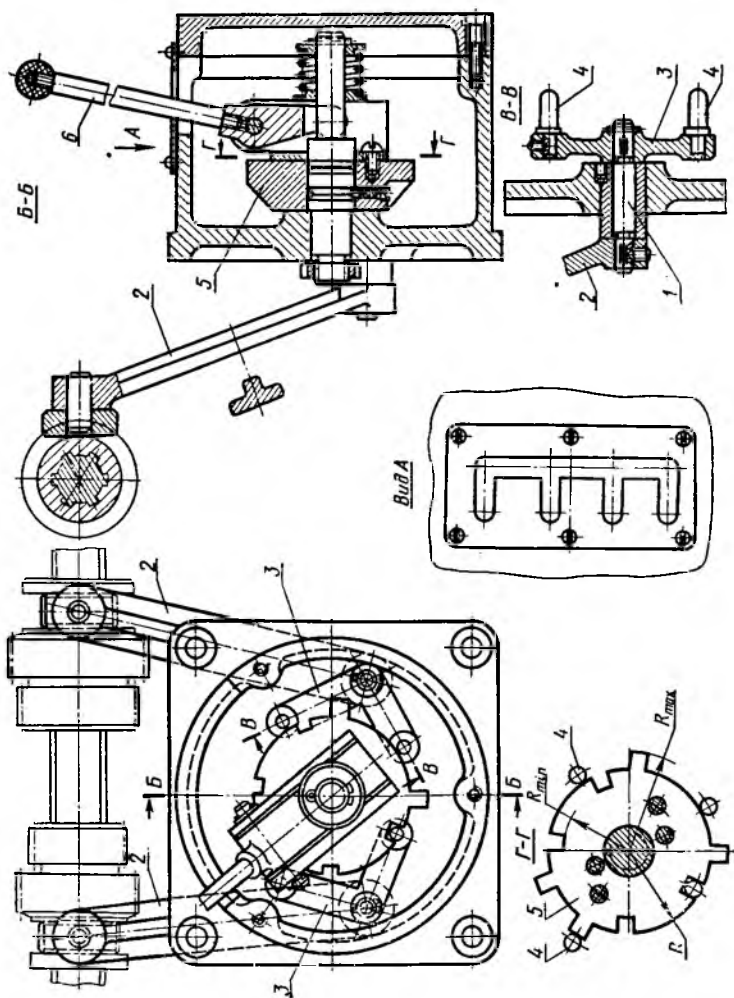


Рис. 10.22

мый угол и подают влево, на стержни реек. Передний диск, упираясь в торец стержня рейки, толкает ее. При движении первой рейки влево вторая рейка будет перемещаться вправо, навстречу дискам. Против другой рейки в обоих дисках (в переднем и заднем) для этого предусмотрено отверстие. Если требуется установить рычаг в нейтральном положении, то отверстия

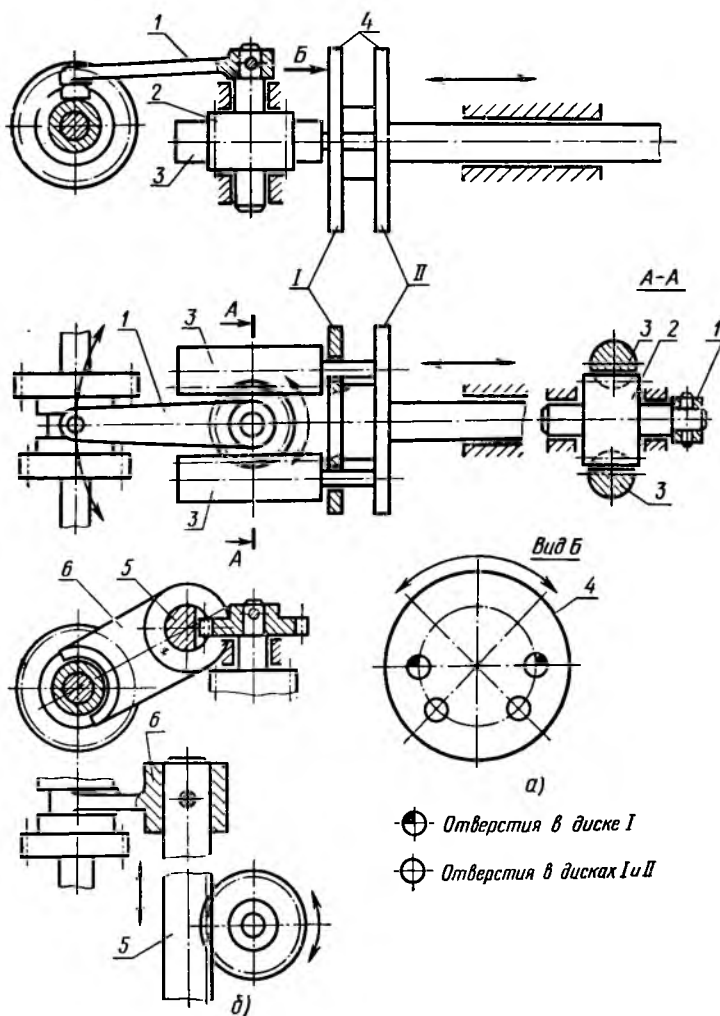


Рис. 10.23

должны быть только в переднем диске против стержней обеих реек; задний же диск отверстий не имеет. На чертеже механизм показан в нейтральном положении.

Иногда на валиках-шестернях крепят не переводные рычаги, а зубчатые колеса (или зубчатые секторы), которые находятся в зацеплении с круглой рейкой 5 (рис. 10.23, б). На конце этой рейки закреплена переводная вилка 6, охватывающая кольцевой паз (или выступ) зубчатого колеса (муфты).

Если требуется передвигать детали в три положения (два крайних и среднее, например для управления трехвенцовыми блоками зубчатых колес), применяют двойные диски. Для перемещения деталей только в два

крайних положения (например, для управления сцепными муфтами и двухвенцовыми блоками зубчатых колес) используют одинарный диск.

При помощи механизмов, изображенных на рис. 10.22 и 10.23, можно перемещать в осевом направлении сцепные муфты, двухвенцовые и трехвенцовые блоки зубчатых колес. Это дает возможность управлять коробками с числом скоростей 2; 3; 4; 6; 8; 12; 18 и более.

Достоинством этих механизмов является также то, что они допускают предварительный выбор скоростей. Не прекращая вращения выходного вала коробки скоростей, можно отвести рычаг управления «на себя», т. е. по чертежу (см. рис. 10.22) вправо, и повернуть его на определенный угол, соответствующий новому числу оборотов выходного вала. В этом положении рычаг управления может находиться до момента переключения скоростей. Тогда движением рычага «от себя», т. е. по чертежу влево, будут приведены в одновременное движение муфты или зубчатые колеса и произойдет переключение скорости вращения выходного вала.

Если на одном валу расположены два подвижных блока зубчатых колес, то при одновременном их движении вдоль вала колесо одного из блоков начнет входить в зацепление с неподвижным колесом, в то время как колесо другого блока полностью еще не выйдет из зацепления со своим колесом. В этом случае переключение скоростей возможно лишь при выключенном приводе. В ответственных узлах в таких случаях применяют блокировочные устройства или видоизмененные конструкции механизмов управления.

Г л а в а X I

КОНСТРУИРОВАНИЕ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ И КРЫШЕК

§ 1. Общие рекомендации

К корпусным относят детали, обеспечивающие правильное взаимное расположение деталей узла и воспринимающие основные силы, действующие в машине.

Корпусные детали обычно имеют довольно сложную форму, поэтому их получают методом литья (в большинстве случаев) или методом сварки (при единичном и мелкосерийном производстве).

Для изготовления корпусных деталей широко используют чугун, сталь, а при срабатывании массы машин — легкие сплавы.

Корпусная деталь состоит из стенок, ребер, бобышек, фланцев и других элементов, соединенных в единое целое.

При конструировании литой корпусной детали стенки следует по возможности выполнять одинаковой толщины. Толщину стенок литых деталей стремятся уменьшить до величины, определяемой условиями хорошего заполнения формы жидким металлом. Поэтому чем больше размеры корпуса, тем толще должны быть его стенки. Рекомендуемая толщина стенок δ для чугунных отливок в зависимости от приведенного габарита корпуса N приведена в табл. 11.1.

N^* , м	0,4	0,75	1,0	1,5	1,8
δ , мм	6	8	10	12	14

* $N = (2L + B + H)/4$, где L , B и H — длина, ширина и высота корпуса, м.

В работе [26], с. 31, толщину стенки, отвечающую требованиям технологии литья и необходимой жесткости корпуса редуктора, рекомендуется определять по формуле

$$\delta = 2 \sqrt[3]{0,1T} \geq 6 \text{ мм},$$

где T — вращающий момент на тихоходном валу, Н·м.

Плоскости стенок, встречающиеся под прямым или тупым углом, сопрягают дугами радиусов r и R (рис. 11.1, а). Если стенки встречаются под острым углом, рекомендуется их соединять вертикальной стенкой (рис. 11.1, б). В обоих случаях принимают: $r \approx 0,5\delta$, $R \approx 1,5\delta$, где δ — толщина стенки.

В отдельных местах детали (например, в местах расположения обработанных пластинок, приливов, бобышек, во фланцах) приходится толщину стенки увеличивать.

Если отношение толщин $\delta_1/\delta \leq 2$ (рис. 1.11, в), то сопряжение стенок производят радиусом

$$R_1 \approx 0,5\delta.$$

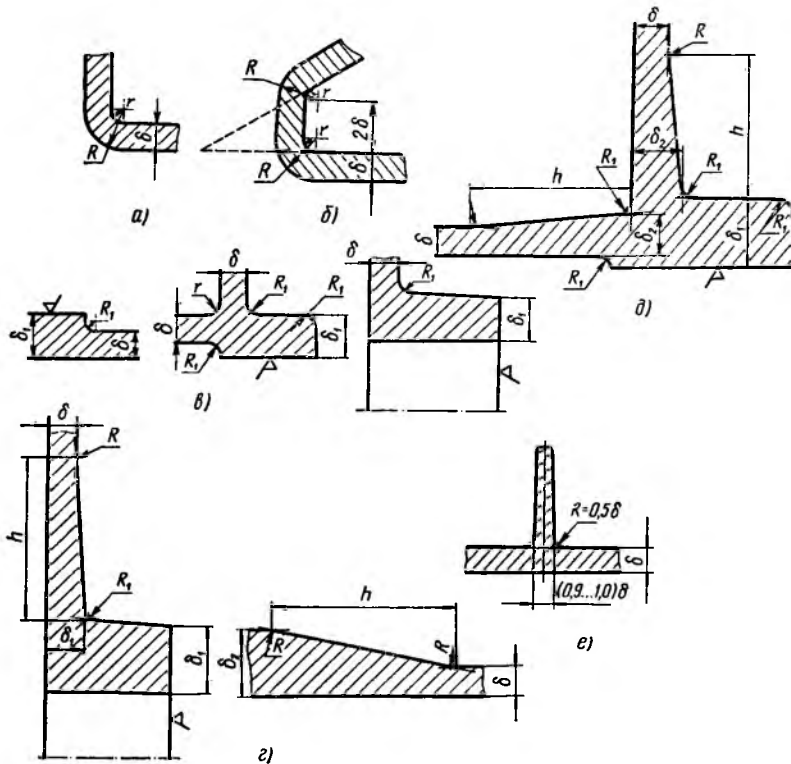


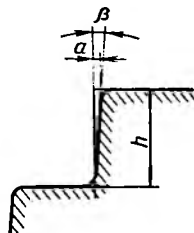
Рис. 11.1

При отношении толщин $\delta_1/\delta > 2$ одно сечение должно переходить в другое плавно (рис. 11.1, з, д). При этом принимают $h \geq 4(\delta_2 - \delta)$, $\delta_2 = 1,5\delta$, $R_1 \approx 0,5\delta$.

Радиусы закруглений принимают из следующего ряда чисел (R_a 20 ГОСТ 6636—69): 4; 5; 6,3; 8; 9; 10; 12; 14; 16; 18; 20 мм.

Формовочные уклоны задают углом β или отношением катетов a/h (h — высота), которое принимают по табл. 11.2.

Таблица 11.2



h, мм		a/h	β, град
До 25		1/10	6
Свыше 25	до 50	1/12	5
»	50 » 100	1/15	4
»	100 » 200	1/20	3
»	200 » 500	1/30	2
»	500	1/50	1

Толщину наружных ребер жесткости у их основания принимают равной 0,9...1,0 толщины основной стенки δ (рис. 11.1, е). Толщина внутренних ребер из-за более медленного охлаждения металла должна быть равна 0,8 толщины стенки.

Поперечное сечение ребер жесткости выполняют с уклоном (табл. 11.2).

Часто к корпусной детали прикрепляют крышки, фланцы, кронштейны. Для их установки и крепления на корпусной детали предусматривают опорные платики. Эти платики могут быть смещены при отливке детали. Учитывая это, размеры сторон опорных платиков должны быть на величину C больше размеров опорных поверхностей прикрепляемых деталей (рис. 11.2). Для литых деталей средних размеров $C = 3...5$ мм.

При конструировании корпусных деталей следует отделять обрабатываемые поверхности от черных (необработанных). Обрабатываемые поверхности выполняют в виде платиков, предусматриваемых при конструировании литой детали (рис. 11.3) Высоту платиков h можно принимать

$$h = (0,4 \dots 0,5) \delta.$$

Во избежание поломки сверл поверхность детали, с которой соприкасается сверло в начале сверления, должна быть перпендикулярна оси сверла (рис. 11.4, а). Поверхность детали на выходе сверла также должна быть перпендикулярна оси сверла (рис. 11.4, б).

Все отверстия (гладкие и резьбовые) для удобства сверления желательно выполнять сквозными. Глухие отверстия требуют точного останова инструмента для выдерживания глубины отверстия, а при нарезании резьбы — применения нескольких метчиков.

На станках резьба нарезается диаметром 6 мм и более. Чтобы не нарезать резьбу в корпусной детали вручную, желательно диаметр нарезки иметь $\geq M6$.

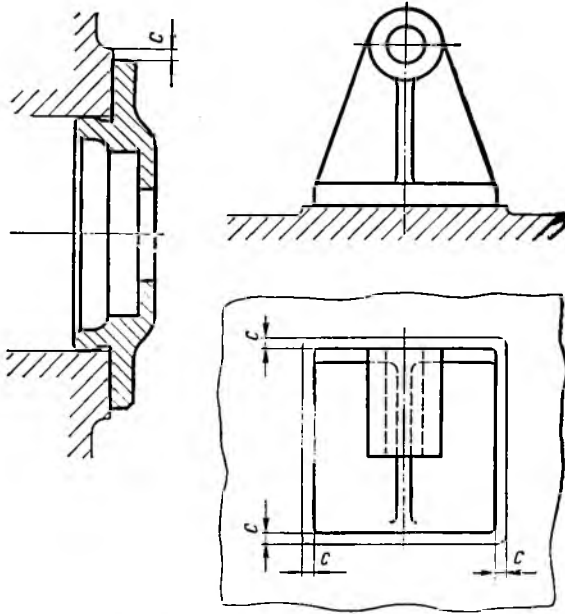


Рис. 11.2

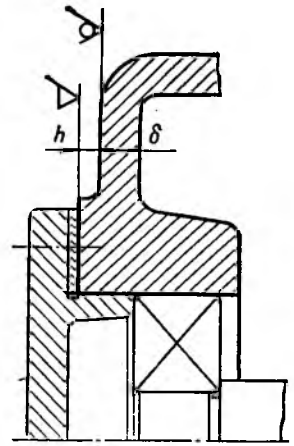


Рис. 11.3

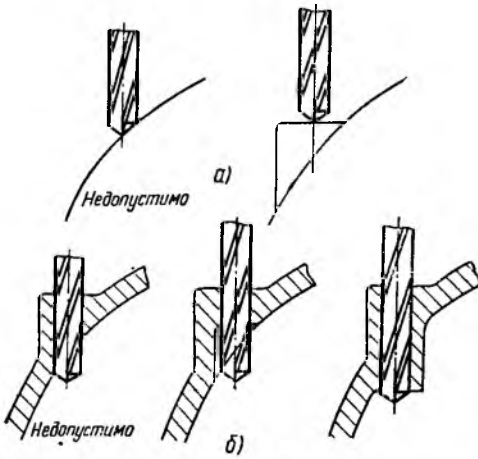


Рис. 11.4

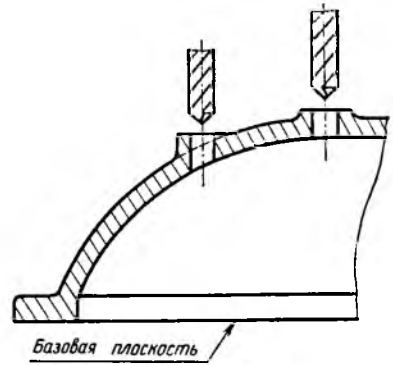


Рис. 11.5

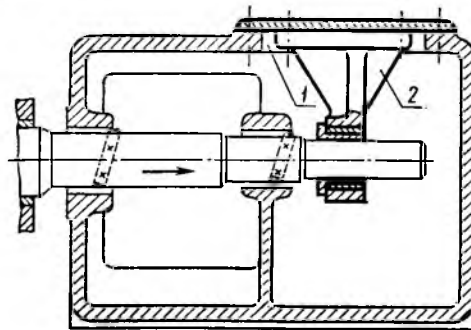


Рис. 11.6

Оси отверстий желательно располагать перпендикулярно базовой плоскости детали (рис. 11.5), поскольку расположение отверстий под углом неудобно для обработки на сверлильном станке.

Длина отверстий должна быть возможно меньшей, так как длинные отверстия помимо увеличения времени на их сверление требуют применения более дорогих сверл и затраты дополнительного времени на повторные выводы сверла для удаления стружки.

Несквозные резьбовые отверстия, нарезаемые резцом, должны оканчиваться канавкой для выхода резца.

Для обеспечения точности обрабатываемых отверстий расточная оправка должна иметь переднее и заднее направления. Для этого в задней стенке детали делают отверстия для прохода оправки, даже когда они конструктивно не требуются. По окончании обработки такие отверстия, в зависимости от размера заглушают пробками или закрывают крышками. Если не удастся создать заднее направление для оправки вне детали, следует предусмотреть окно 1 для ввода в деталь кронштейна 2 с направляющей втулкой (рис. 11.6).

§ 2. Корпуса редукторов

Размеры корпусов редукторов определяются числом и размерами размещенных в них деталей, относительным их расположением в пространстве и величиной зазоров между ними. С увеличением размеров корпуса увеличиваются его масса и стоимость. Поэтому обычно стремятся к созданию корпусов минимальных размеров.

1. Цилиндрические редукторы, выполненные по развернутой схеме

Для оформления внутреннего контура крышки корпуса (рис. 11.7) из центра колес проводят тонкими линиями дуги окружностей радиусами

$$R_1 (R_2) = 0,5d_{a2} + a,$$

где d_{a2} — внешние диаметры зубчатых колес; a — зазор, определяемый по соотношению (1.1) (см. с. 10).

Из центра быстроходного вала проводят дугу радиусом

$$R_6 = 0,5d_{a1} + a,$$

где d_{a1} — внешний диаметр шестерни.

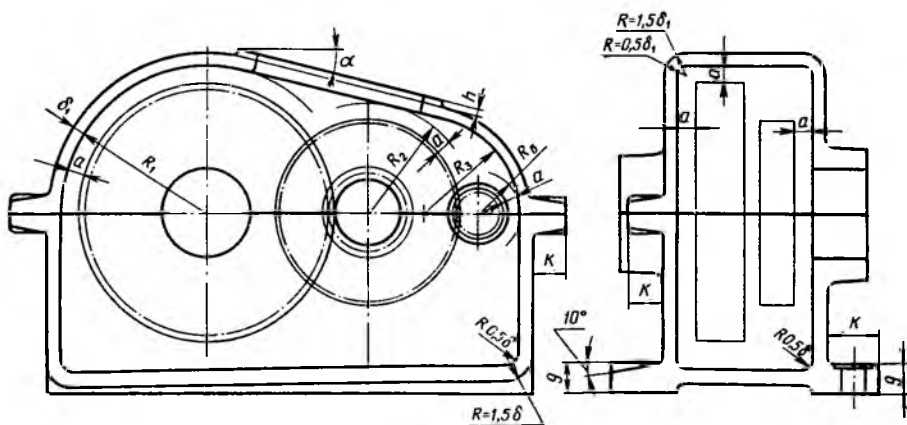


Рис. 11.7

Если диаметр D отверстия в корпусе для опоры быстроходного вала больше, чем d_{a1} , то R_B находят из выражения

$$R_B = 0,5D + a.$$

Прямую, касательную к окружностям радиусов R_1 и R_2 , плавно сопрягают радиусом R_3 с дугой радиуса R_B .

Внешний контур крышки очерчивают двумя дугами радиусов

$$R_1 + \delta_1; \quad R_3 + \delta_1.$$

Здесь δ_1 — толщина стенки крышки корпуса;

$$\delta_1 \approx 0,9\delta,$$

где δ — толщина стенки корпуса. К этим дугам затем проводят касательную и оформляют корпус вертикальными стенками.

Так как диаметры колес всех ступеней передач разные, то верхняя плоскость крышки приобретает наклон, создающий неудобства для ее обработки. Поэтому при относительно малой разности диаметров колес (угол наклона α не более 15°) верхнюю часть крышки лучше выполнять горизонтальной. Внутренний контур такой крышки очерчивают с обеих сторон одинаковым радиусом R_1 .

Для осмотра колес и других деталей редуктора и для заливки масла в крышке корпуса делают окно возможно максимальных размеров.

Крепление крышки к корпусу. По всему контуру корпуса и крышки делают специальные фланцы, в которых размещают крепежные винты. Диаметры винтов d для крепления крышки к корпусу и диаметры отверстий d_v (рис. 11.8) на проход винтов в зависимости от межосевого расстояния a_T тихоходной ступени передачи можно брать из табл. 11.3.

Таблица 11.3

мм				
a_T	До 160	Свыше 160 до 220	Свыше 220 до 280	Свыше 280 до 350
d	M12 ↓	M14	M16	M18
d_c	13	15	18	20

В работе [26], с. 31, диаметры винтов определяют по формуле

$$d = \sqrt[3]{T} \geq 10 \text{ мм},$$

где T — максимальное значение длительно действующего вращающего момента на тихоходном валу, Н·м.

Крышку крепят к корпусу винтами с наружной шестигранной головкой и гайками (рис. 11.8, а), без гаек (рис. 11.8, б) и винтами с цилиндрической головкой и внутренним шестигранником по ГОСТ 11738—72 (рис. 11.8, в).

Винты для крепления крышки редуктора к корпусу располагают по всему периметру корпуса примерно на одинаковом расстоянии один от другого (см. рис. 11.16) с шагом

$$l_B = (12 \dots 15) d.$$

Ширину фланца K выбирают такой, чтобы на нем свободно размещалась гайка или шестигранная головка винта и можно было повернуть гаечный ключ на угол $\geq 60^\circ$.

При креплении болтами (рис. 11.8, а, б) $K \approx 2,7d$;
 при креплении винтами (рис. 11.8, в) $K \approx (2,1 \dots 2,2)d$.
 Оси винтов размещают на расстоянии $C \approx 0,5K$ от кромки (рис. 11.8).
 Толщину фланцев принимают (рис. 11.8, а, б)

$$b = 1,5\delta, \quad b_1 = 1,5\delta_1,$$

где δ и δ_1 — толщины стенок корпуса и крышки. Кроме того, фланцам придают уклон в 10° по направлению к внешней кромке (рис. 11.8, з).

При креплении винтами (рис. 11.8, в) принимают

$$a = (0,8 \dots 1,0) d;$$

$$b = (1,4 \dots 1,6) d;$$

$$b_2 = (1,8 \dots 2,0) d,$$

где d — диаметр винтов.

Подшипниковые гнезда в корпусе должны иметь правильную цилиндрическую форму в долях 7-го квалитета. При сборке редуктора во время затяжки болтов, соединяющих корпус с крышкой, возможно некоторое смещение крышки относительно корпуса, что вызывает деформацию наружных колец подшипников, имеющих малую жесткость. Кроме того, торцы приливов у подшипниковых гнезд на крышке редуктора и корпуса могут не совпасть, что повлечет перекос крышек подшипников и наружных колец самих подшипников. Следовательно, нужно при сборке редуктора точно фиксировать положение крышки относительно корпуса. Точность фиксирования достигается двумя, обычно коническими, штифтами, которые располагают на возможно большем расстоянии друг от друга. Диаметр штифтов

$$d_{шт} = (0,7 \dots 0,8) d,$$

где d — диаметр крепежного винта. Кроме фиксирования штифты предохраняют крышку и корпус от сдвигов при растачивании отверстий.

Иногда по конструктивным условиям штифты устанавливают в глухие отверстия. В этих случаях применяют штифты с наружной или внутренней резьбой для возможности их удаления из корпуса при разборке узла. Размеры штифтов следует брать из справочников и атласов [1, 6, 11] и по табл. I.12 и I.13 приложения I.

Поверхности сопряжения корпуса с крышкой для плотного их прилегания шабруют или шлифуют. При сборке редуктора эти поверхности для лучшего уплотнения смазывают герметиком, так как прокладки в плоскости разъема не ставят из-за возможного нарушения посадки подшипников в корпусе.

Конструктивное оформление приливов для подшипниковых гнезд. Приливы, в которых располагаются подшипники, конструктивно оформляют

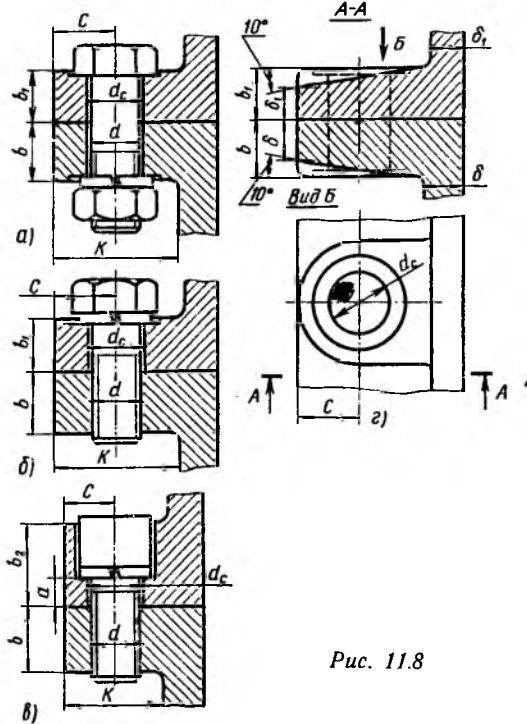


Рис. 11.8

по рис. 11.9. Диаметр прилива D_6 принимают

$$D_6 = D_\phi + (4 \dots 5) \text{ мм},$$

где D_ϕ — диаметр фланца крышки подшипника, определяемый по формуле, приведенной на с. 102.

Диаметры и число винтов для крепления крышек подшипников принимают по табл. 5.2. Отверстия для этих винтов не должны попадать в плоскость стыка крышки с корпусом. Крепежные резьбовые отверстия обычно сверлят на станках при раздельной механической обработке корпуса и крышки. Поэтому отверстия, расположенные в разъеме, могут быть выпол-

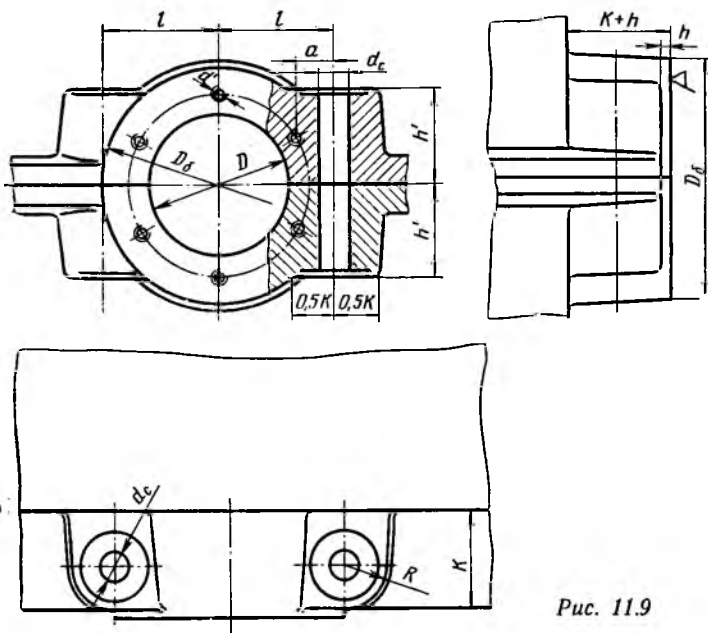


Рис. 11.9

нены только после сборки корпуса с крышкой, что неудобно. Кроме того, при затяжке винтов появляются силы, отжимающие крышку от корпуса.

Винты крепления крышки корпуса, расположенные у подшипниковых гнезд, стремятся максимально приблизить к отверстию D для увеличения жесткости соединения и уменьшения размеров приливов. Расстояние l от оси отверстия d_c до оси отверстия D определяют графически. Чтобы отверстия d' и d_c не пересекались, расстояние между их осями принимают

$$a = (1,1 \dots 1,2) d_c.$$

Полученный прочерчиванием размер l округляют в большую сторону до стандартного (см. табл. 1.20 приложения I).

Приливы для размещения винтов обычно скругляют радиусом R .

Высоту h' также определяют прочерчиванием. Ее принимают такой, чтобы создались опорные поверхности $2 \times 0,5K$, достаточные для размещения головок винтов и гаек.

Для удобства обработки наружные торцы приливов всех подшипниковых гнезд должны лежать в одной плоскости. Поэтому размер $K + h$ (рис. 11.9) выполняют одинаковым для всех приливов, расположенных на одной стенке детали (K см. на рис. 11.8).

Конструктивное оформление нижней части корпуса. Для крепления корпуса к плите или раме в опорной поверхности его делают фланцы, в которых размещают крепежные винты (см. рис. 11.7). Толщина фланца у стенки

$$g = 2\delta.$$

Фланец выполняют с уклоном 10° по направлению к внешней кромке.

Диаметр d_ϕ (мм) и число винтов n для крепления корпуса к плите (раме) можно принимать по табл. 11.4 в зависимости от суммарного межосевого расстояния Σa (мм).

Таблица 11.4

Редукторы								
одноступенчатые			двухступенчатые			трехступенчатые		
a	d_ϕ	n	Σa	d_ϕ	n	Σa	d_ϕ	n
100	M14	4	250	M16	4	400	M20	6
150			300					
200	M16		400	M20	6	600	M24	8
250			350					

В работе [26], с. 31, рекомендуется d_ϕ определять в зависимости от величины вращающего момента T (Н·м) на тихоходном валу

$$d_\phi \approx \sqrt[3]{2T} \geq 12 \text{ мм},$$

а толщину фланца g — в зависимости от диаметра винта

$$g \approx 1,5d_\phi.$$

Ширину фланца K определяют по соотношению, приведенному на с. 159.

Опорную поверхность корпуса следует выполнять в виде двух длинных параллельно расположенных или нескольких небольших пластинок (рис. 11.10). Такое расположение снижает расход металла и уменьшает время обработки опорной поверхности корпуса.

Фланцы для крепления корпуса к фундаментной плите, хотя и выполняют более толстыми, чем стенки, обычно недостаточно прочны. Для упрочнения к фланцам приливают ребра жесткости l (рис. 11.11), которые одновременно увеличивают общую жесткость корпуса.

Корпус редуктора часто используют в качестве резервуара для смазочного масла. При работе передачи масло постепенно загрязняется продуктами износа. С течением времени оно стареет, свойства его ухудшаются. Поэтому масло, налитое в корпус редуктора, периодически меняют.

Отработанное масло нужно слить таким образом, чтобы не производить разборку установки. Для этой цели в корпусе редуктора предусматривают сливное отверстие, закрываемое пробкой.

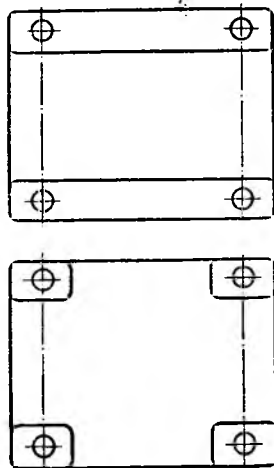


Рис. 11.10

Дно корпуса желательнс делать с уклоном $1...1,5^\circ$ в сторону спускного отверстия. Кроме того, у самого отверстия нужно делать местное углубление (рис. 11.12,а). При таком исполнении масло почти без остатка может быть елито из корпуса. Однако часть его будет стекать по стенке корпуса и попадать на плиту или фундамент. Поэтому лучше спускное отверстие располагать (если это удобно для пользования) в дне корпуса (рис. 11.12,б).

Иногда оказывается удобным в отверстие корпуса вернуть угольник, а последний закрыть пробкой (рис. 11.12,в). В отдельных конструкциях

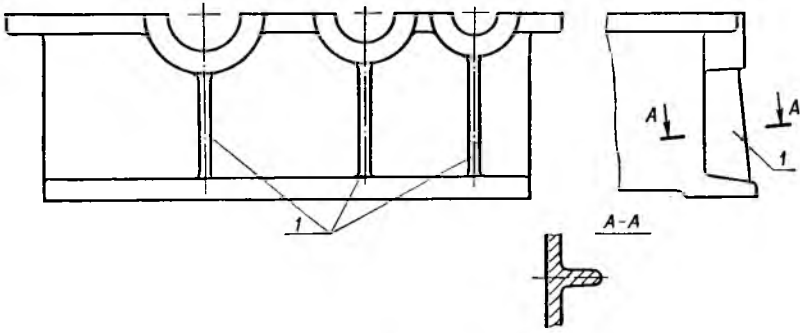


Рис. 11.11

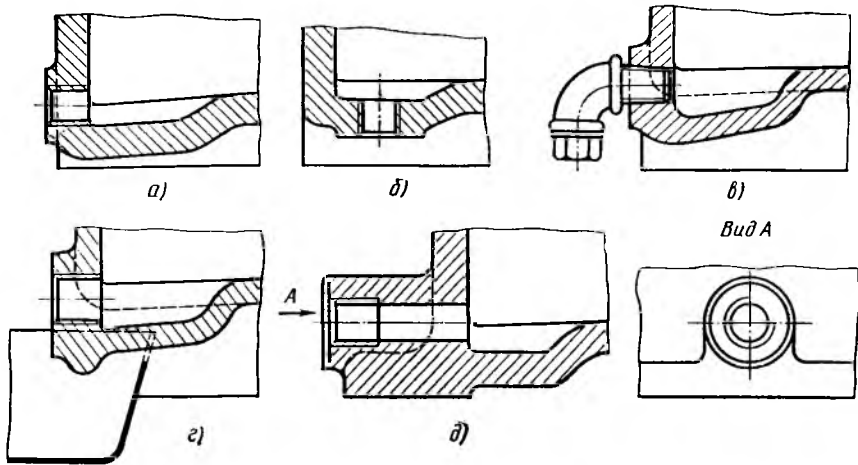
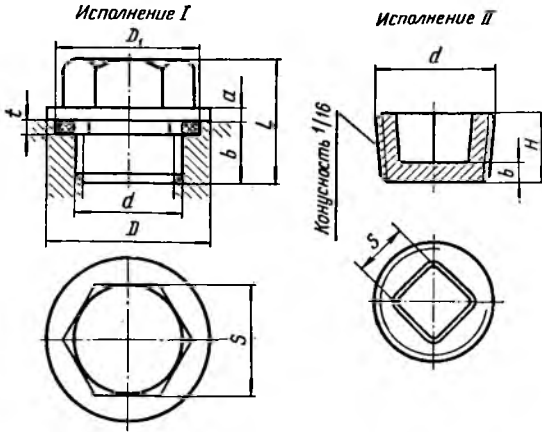


Рис. 11.12

машин встречаются отверстия с «бородой» (рис. 11.12,в), не позволяющие маслу растекаться по наружной поверхности корпуса. Нередко спускное отверстие приходится располагать на стороне опорного фланца корпуса. В этом случае его выполняют в приливе, как показано на рис. 11.12,д.

Отверстие для выпуска масла закрывают пробкой с цилиндрической или конической резьбой (табл. 11.5).

Таблица 11.5

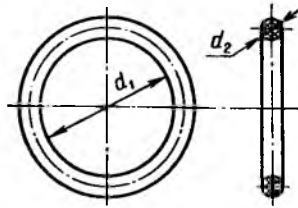


М М

Исполнение I						Исполнение II			
d	b	a	L	D	S	d , мм	H	b	S
M16×1,5	13	3	24	25	19	1/2" (20,9)	15	4	8
M20×1,5	15	4	28	30	22	3/4" (26,4)	16	4,5	12
M27×2,0	18	4	34	39	27	1" (33,2)	19	5	14

Цилиндрическая резьба не создает надежного уплотнения. Поэтому под пробку с цилиндрической резьбой ставят уплотняющие прокладки: 1) из промасленного технического картона марки А (см. ГОСТ 9347—74) толщиной 1 и 1,5 мм; 2) из паронита марки УВ (см. ГОСТ 481—71) толщиной 1,0; 1,5 и 2,0 мм; 3) из маслобензостойкой резины (см. ГОСТ 9833—73) в виде кольца, которое помещают в углубление. Размеры кольца и углубления приведены в табл. 11.6.

Таблица 11.6



М М

Резьба	Кольцо		Углубление*	
	d_1	d_2	D_1	t
M16×1,5	16	2,5	22	1,9
M20×1,5	20	3,0	27	2,2
M27×2	27	3,6	35	2,6

* По рис. к табл. 11.5.

Надежное уплотнение создают также алюминиевыми и медными прокладками.

Коническая резьба создает герметичное соединение, и пробки с этой резьбой дополнительного уплотнения не требуют. Поэтому в последнее время их часто применяют вместо пробок с цилиндрической резьбой.

Оформление прочих конструктивных элементов корпусных деталей. Поверхность под головкой винта и гайки должна быть перпендикулярна оси отверстия, для чего обычно производят ее зенкование. У корпусов, не имеющих ребер жесткости, места под гайки и головки винтов можно фрезеровать или строгать одновременно с обработкой основных плоскостей. В этом случае следует предусматривать платики по рис. 11.13.

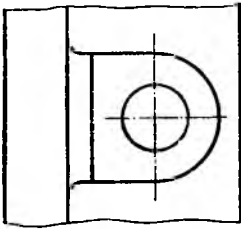
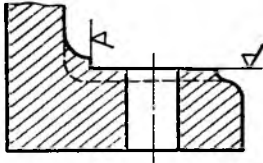


Рис. 11.13

Для подъема и транспортировки крышки корпуса и собранного редуктора применяют проушины (рис. 11.14). Размеры проушины принимают в зависимости от толщины стенки δ_1 :

$$S \approx 1,5\delta_1; \quad d \approx 2,0\delta_1; \quad a = (1,6 \dots 1,8) \delta_1; \\ b \approx 3\delta_1.$$

Для подъема и транспортировки корпуса предусматривают крючья или проушины (рис. 11.15). Размеры проушин принимают такими же, как и в крышке, размеры крючьев — в зависимости от толщины стенки δ :

$$R = (1,5 \dots 2,0) \delta; \quad b = (2 \dots 3) \delta.$$

Корпус редуктора, сконструированный по приведенным рекомендациям, из-за выступающих частей (фланцы, приливы, ребра жесткости и др.) неудобен в обслуживании и выглядит неэстетично. Поэтому в последнее время корпуса выполняют прямоугольной формы, с гладкими стенками и с малыми радиусами закруглений. В этом случае фланец по всему контуру корпуса и крышки направляют внутрь (рис. 11.16). Периметр стенок и масса корпуса из-за этого несколько возрастают, а литейная оснастка усложняется. Ширина фланца K определяется, как известно, условием размещения на нем гаек и головок болтов (см. с. 158). Здесь это условие отсутствует и ширина фланца поэтому может быть взята меньшей:

$$K = (2,0 \dots 2,2) \delta.$$

В тех местах, где размещены винты для крепления крышки к корпусу, предусматривают при необходимости местное увеличение ширины фланца. Размеры фланца в этих местах даны на рис. 11.16.

Расстояния a и b_0 между колесами и внутренними поверхностями стенок принимают по соотношениям, приведенным на с. 10.

Контур корпуса и крышки оформляют радиусами закруглений, указанными на рис. 11.16. Верхнюю плоскость крышки корпуса выполняют параллельно плоскости разъема корпуса. Вертикальная и горизонтальная стенки крышки образуют прямой угол с малыми радиусами закруглений. Возможно соединение их наклонной стенкой, показанной на рис. 11.16 штриховыми линиями. Вследствие погрешностей при изготовлении моделей крышки и корпуса, при формовке и во время удаления их из формы размеры отливок получаются с отклонениями от номинальных значений. Это при-

водит к несовпадению контуров крышки и корпуса. Поэтому полезно крышки корпуса конструировать с некоторым напуском, который скрывает возможное несовпадение контуров (рис. 11.17).

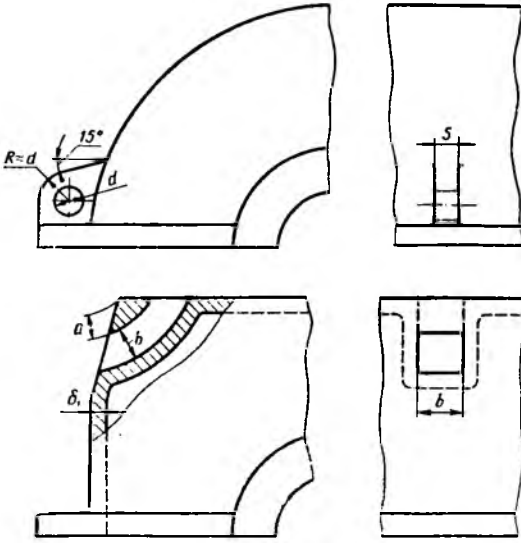


Рис. 11.14

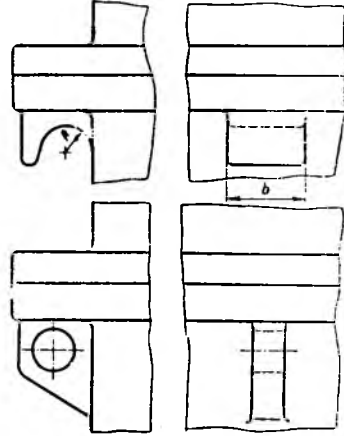


Рис. 11.15

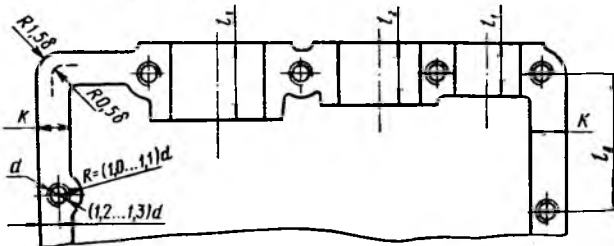
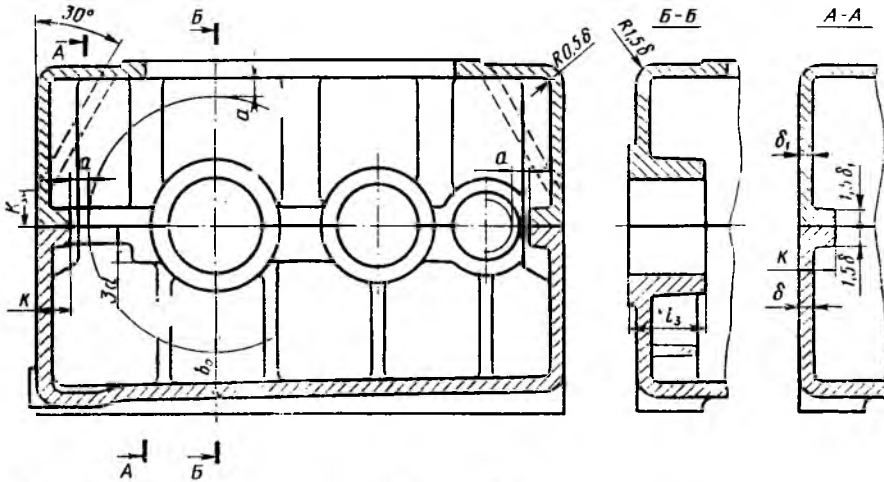


Рис. 11.16

Крышки крепят к корпусу винтами с цилиндрической головкой и внутренним шестигранником (рис. 11.18). В стенках крышки иногда делают углубления (ниши) для размещения коротких крепежных винтов (рис. 11.19). Конструкция крышки и внешний вид ее при этом несколько ухудшаются.

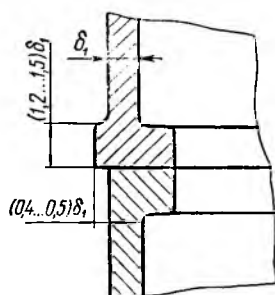


Рис. 11.17

Фиксирующие конические штифты располагают наклонно (рис. 11.20,а). Там, где невозможно применение конических штифтов, в стык деталей ставят со стороны каждой стенки корпуса по одному (всего четыре) цилиндрическому штифту (рис. 11.20,б).

В конструкции редукторов рассматриваемого типа длина отверстия подшипникового гнезда l определяется: шириной подшипника l_1 , высотой крышки 2 , толщиной кольца 3 и осевыми размерами шайбы 4 (рис. 11.21). Так как осевые размеры деталей и конструкций опор различны, то и отверстия их выполняют разной длины (l_1 , l_2 и l_3 , рис. 11.16).

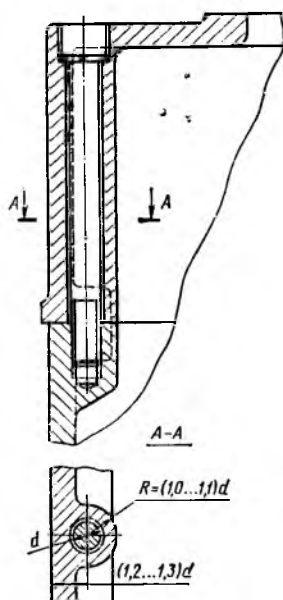


Рис. 11.18

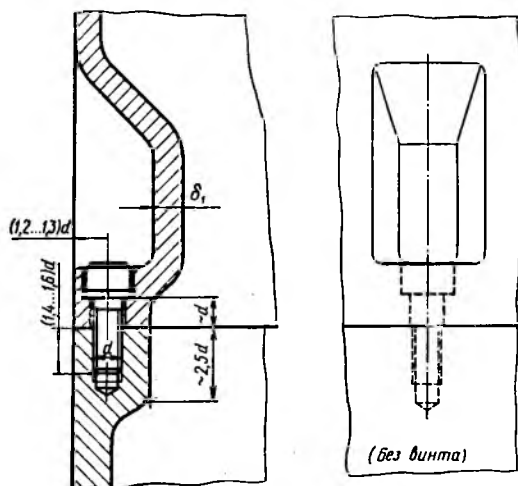


Рис. 11.19

Диаметры приливов D_{II} подшипниковых гнезд принимают:

$$D_{II} = 1,25D + 10 \text{ мм},$$

где D — диаметр отверстия под подшипник, мм.

Жесткость приливов при необходимости усиливают ребрами (см. рис. 11.16).

Для крепления привертных крышек подшипников предусматривают обработанные пластики высотой h (рис. 11.21,а,в,г), которую принимают по соотношению, приведенному на с. 155.

В случае применения закладных крышек (рис. 11.21,б,д) пластики не делают и наружная поверхность стенки корпуса гладкая.

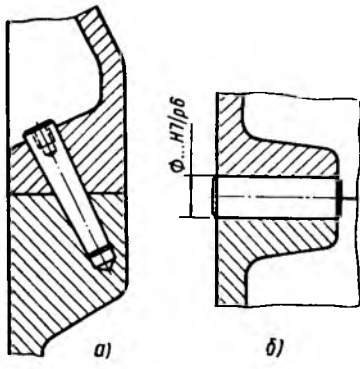


Рис. 11.20

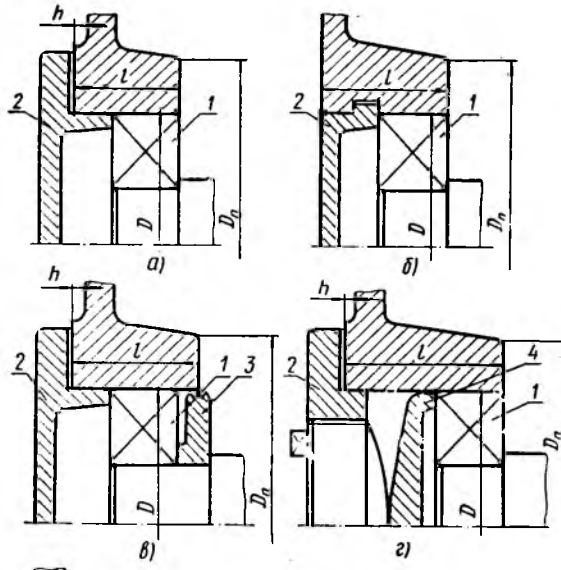


Рис. 11.21

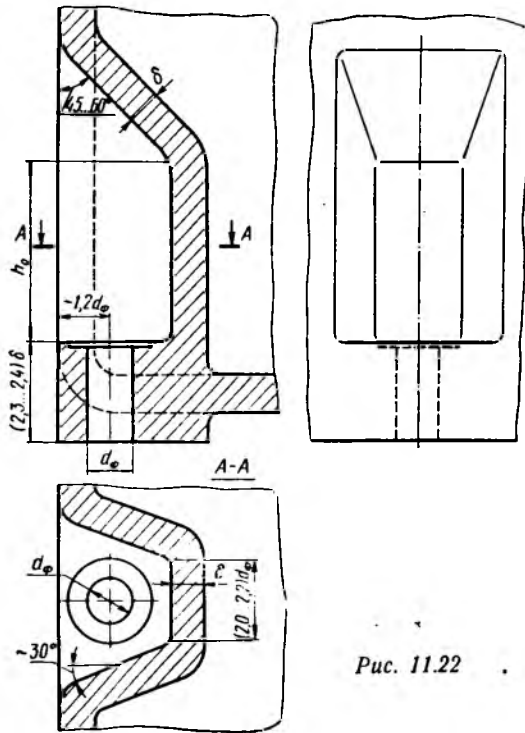
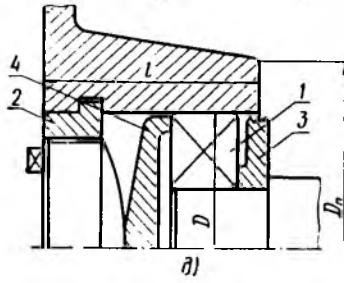


Рис. 11.22

Крепление редуктора к плите или раме производят винтами с шестигранной или цилиндрической головкой или шпильками с гайками. Диаметр d_ϕ и число винтов n определяют по табл. 11.4.

Винты размещают в нишах (рис. 11.22) или на высоких приливах (рис. 11.23). Высоту ниши h_0 принимают при креплении редуктора к раме:

винтами $h_0 \approx 2,5(d_\phi + \delta)$,
шпильками $h_0 = (2,0 \dots 2,5)d_\phi$.

Когда это возможно, редуктор крепят к раме снизу (рис. 11.24). Такой

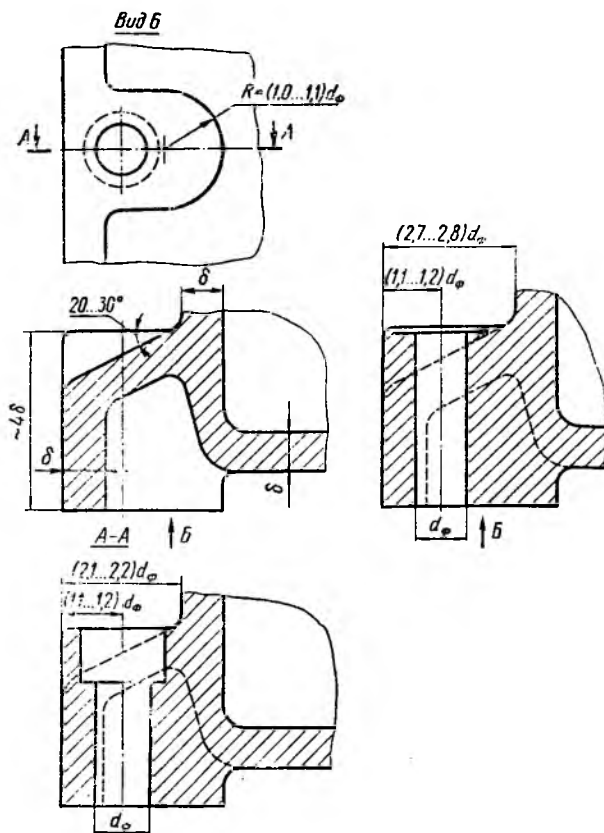


Рис. 11.23

способ крепления не портит внешний вид редуктора и его можно признать лучшим из описанных.

Конструктивные формы корпусов редукторов, описанные выше, не являются единственно возможными. В случае необходимости можно создавать другие конструкции.

В редукторах других типов выбор толщины стенок корпусов, зазоров, радиусов закруглений и другие общие

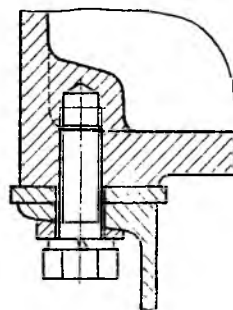


Рис. 11.24

вопросы конструирования не отличаются от рассмотренных ранее. Поэтому в дальнейшем даны указания по конструированию только специфических элементов корпусов этих типов редукторов.

2. Цилиндрические соосные редукторы

Корпуса соосных редукторов отличает наличие дополнительной стенки, расположенной внутри корпуса и предназначенной для размещения опор валов (рис. 11.25)

Ширину прилива для подшипников, расположенного в верхней части этой стенки, принимают (см. рис. 1.3,а)

$$b_k = B_1 + B_2 + q.$$

Отверстия для подшипников в зависимости от принятой схемы исполнения (см. с. 93) конструируют с уступами (рис. 11.25, разрез по А—А)

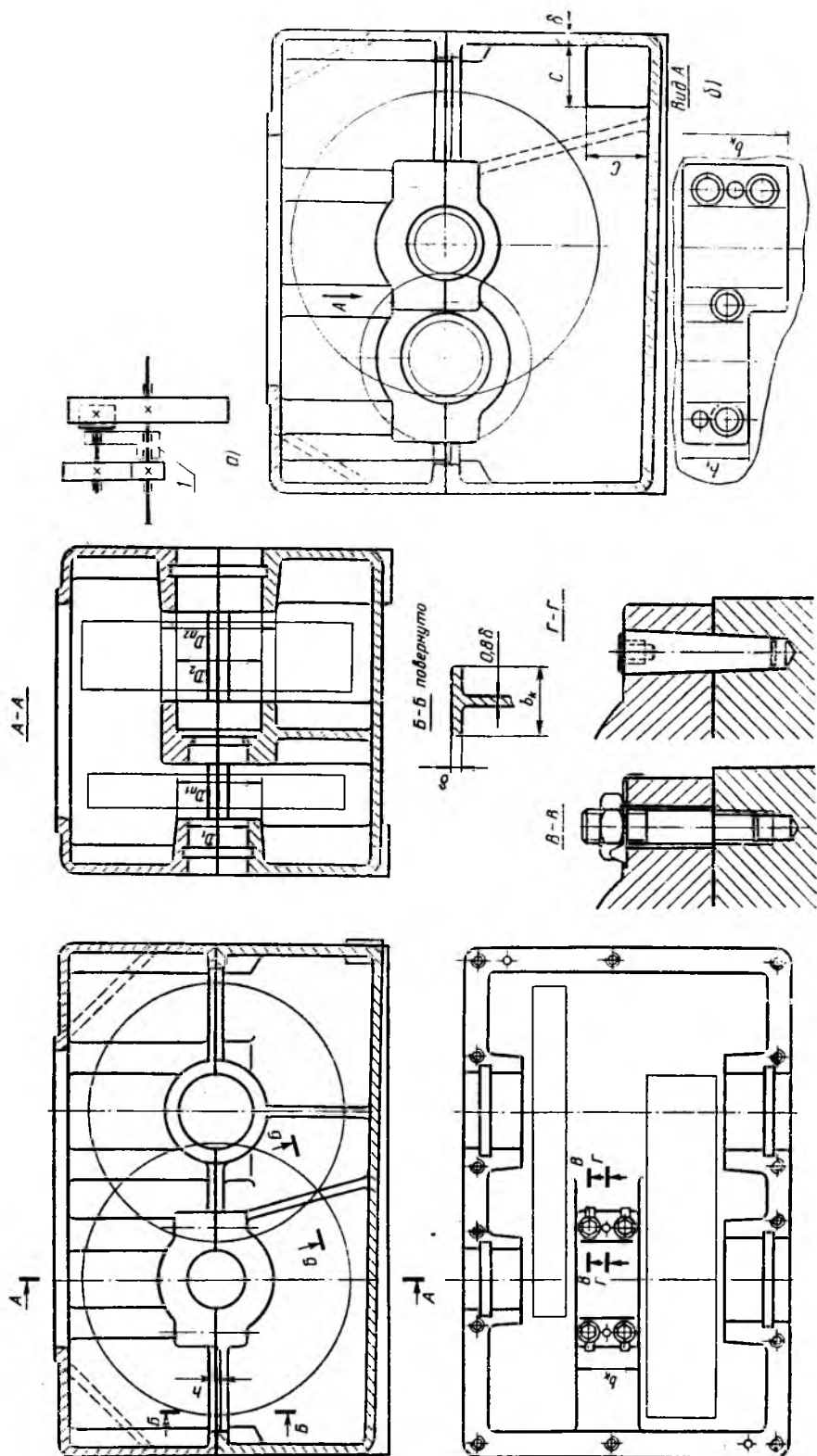


Рис. 11.26

Рис. 11.25

или гладкими. Внешний диаметр прилива $D_{\text{п}}$ для подшипников принимают по формуле, приведенной на с. 166. Крышку подшипников крепят к корпусу винтами или шпильками (сеч. $B-B$) и фиксируют двумя коническими штифтами (сеч. $\Gamma-\Gamma$). Для увеличения жесткости верхний край стенки имеет ребро.

Расстояние h от плоскости разъема до ребра стенки принимают по соотношению, приведенному на с. 155.

Корпус соосного редуктора, в котором тихоходная ступень имеет внутреннее зацепление (рис. 11.26,а), отличается тем, что в приливе на внутренней стенке 1 размещают опоры трех валов.

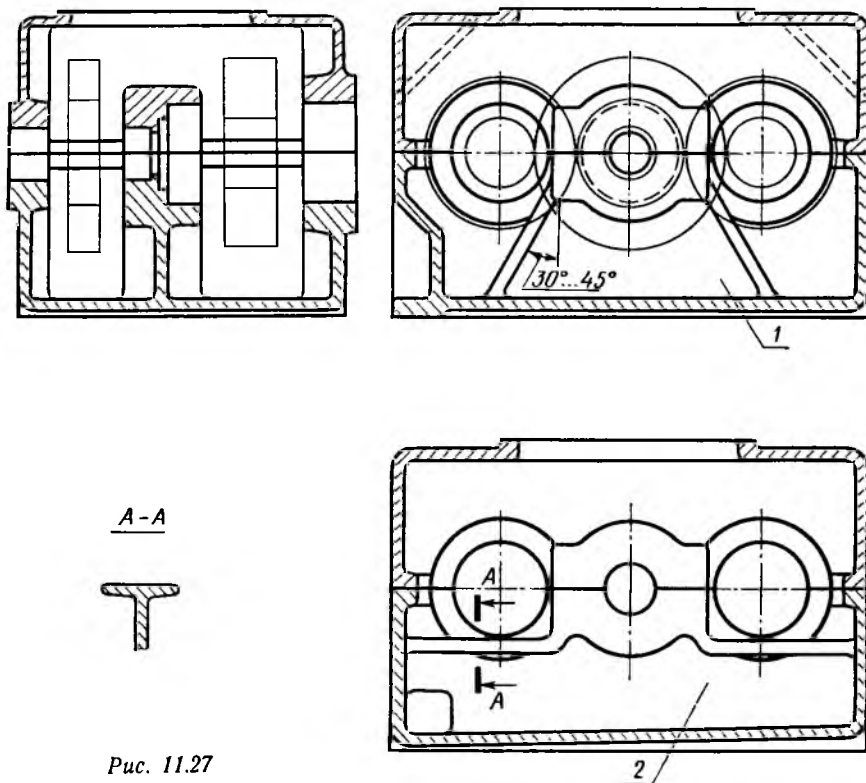


Рис. 11.27

Ширину крышки $b_{\text{к}}$ (рис. 11.26,б), закрывающей прилив для опор, определяют по формуле, приведенной выше; ширину b_1 принимают равной $(1, 0 \dots 1,2)B$, где B — ширина подшипника промежуточного вала.

Если внутренняя стенка полностью перекрывает корпус, то, чтобы обе части корпуса сообщались, в ней делают окна, чаще всего прямоугольной формы, с размерами сторон

$$C = (8 \dots 10) \delta.$$

Возможны и другие конструктивные решения, при которых корпуса редукторов будут отличаться от приведенных.

Корпуса двухпоточных соосных редукторов симметричны относительно осей быстроходного и тихоходного валов. Для размещения внутренних опор этих валов в середине корпуса отливают стойку 1 или стенку 2 с приливом (рис. 11.27)

Корпуса трехпоточных соосных редукторов для удобства сборки лучше выполнять составными из трех частей: собственно корпуса и двух крышек

(рис. 11.28). По всему контуру корпуса и крышек предусматривают фланцы а в местах расположения винтов — местные приливы.

Крышки крепят к корпусу винтами (разрез по А—А) и фиксируют двумя штифтами (сеч. Г—Г). Диаметры винтов принимают по табл. 11.3. Расстояние между винтами

$$l_b \approx 10d.$$

Диаметры штифтов определяют по соотношению, приведенному на с. 159. Высоту H крышек принимают

$$H = l + h,$$

где h — расстояние между обработанной и необработанной поверхностями крышки, принимаемое по соотношению, приведенному на с. 155; l — длина отверстия подшипникового гнезда, которая определяется: шириной подшипника 1, высотой крышки 2, толщиной кольца 3 и осевыми размерами шайбы 4 (см. рис. 11.21).

Крепление редуктора к плите или раме производят винтами или шпильками. Головки винтов или гайки удобно размещать в нишах (см. рис. 11.22). Высоту ниши h_0 принимают по соотношениям, приведенным на с. 168. Очень удобно такой редуктор крепить к раме снизу (см. рис. 11.24). Возможно крепление редуктора к раме и по-другому (см.рис. 11.23).

3. Конические и коническо-цилиндрические редукторы

Корпуса редукторов этих типов отличаются от цилиндрических участком, в котором размещен комплект вала конической шестерни с опорами и

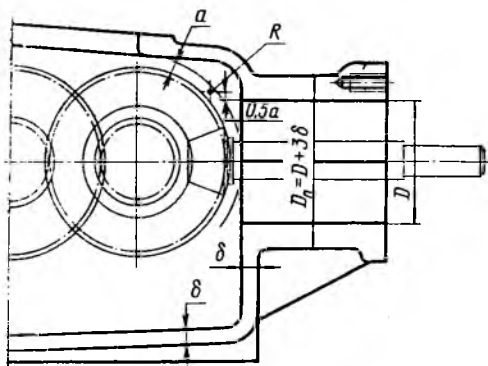


Рис. 11.29

другими деталями. Прилив для опор вала конической шестерни конструируют, как показано на рис. 11.29. Для выхода расточного инструмента должна быть образована плоскость, перпендикулярная оси отверстия. Поэтому при оформлении внутренней поверхности стенки центр радиуса закругления R относят от края отверстия D на расстояние не менее $0,5a$.

Более современная форма корпуса редуктора показана на рис. 11.30. В крышке корпуса делают большое окно для конт-

роля при сборке за правильностью зацепления конических колес.

Платик под фланец стакана (рис. 11.30, вид А) исходя из требования экономии металла и эстетических соображений лучше выполнять квадратным. Соответствующую форму придают фланцам стакана и крышке подшипника.

4. Червячные редукторы

Корпуса червячных редукторов конструируют двух исполнений: первое (при $a_w \leq 200$ мм) с двумя окнами на боковых стенках, через которые в корпус вводят при сборке комплект вала с червячным колесом; второе — с плоскостью разъема по оси вала червячного колеса.

В первом исполнении боковые крышки центрируют по поверхности D

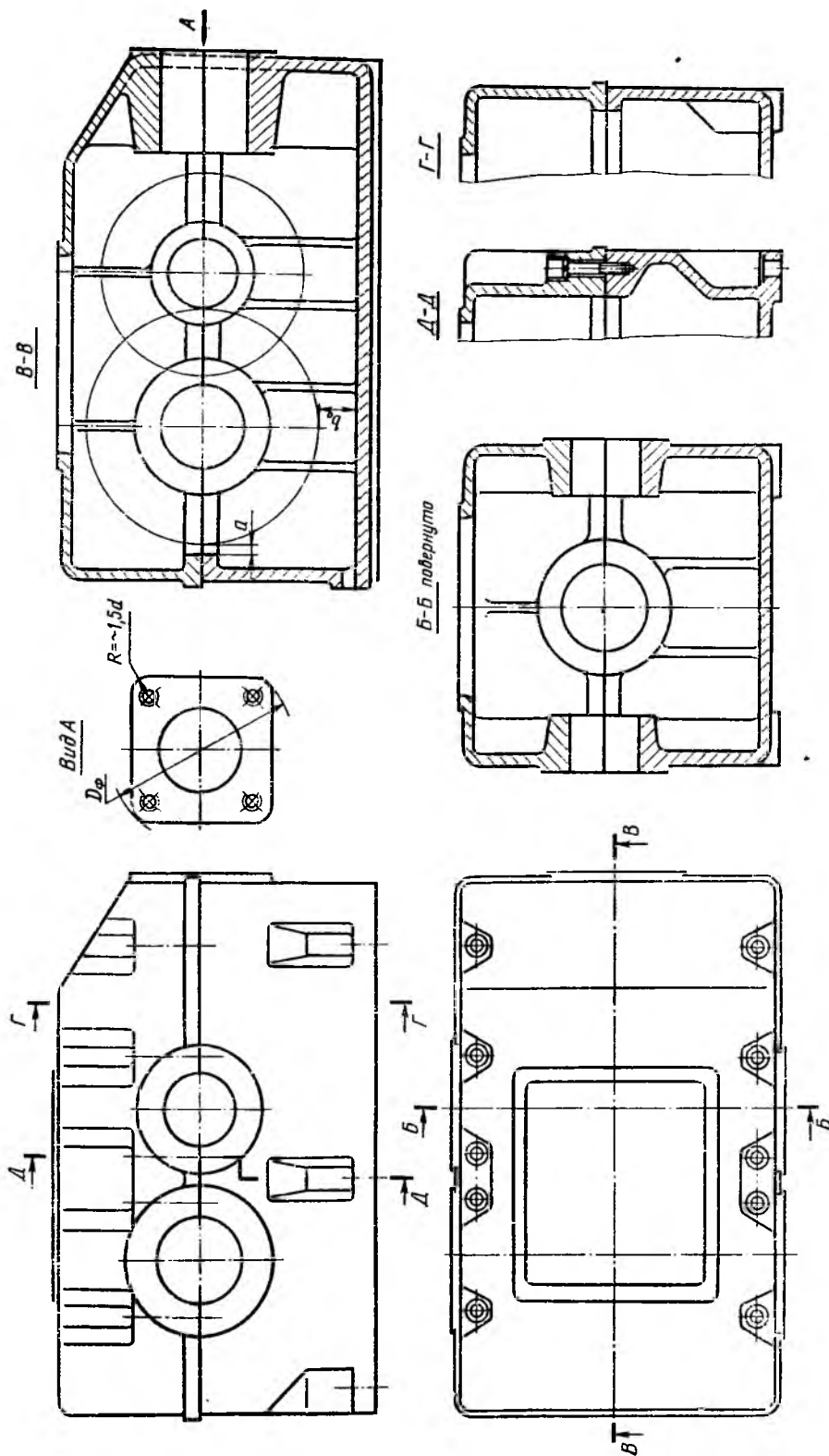


Рис. 11.80

с посадкой $H8/j_5$ и крепят к корпусу винтами (рис. 11.31, сеч. Б—Б).

Диаметры d винтов принимают по табл. 11.3 или определяют по соотношению, приведенному на с. 158. Расстояние между винтами находят по соотношению, данному на с. 172.

Соединение крышек с корпусом уплотняют резиновыми кольцами круглого сечения (рис. 11.31, элемент I).

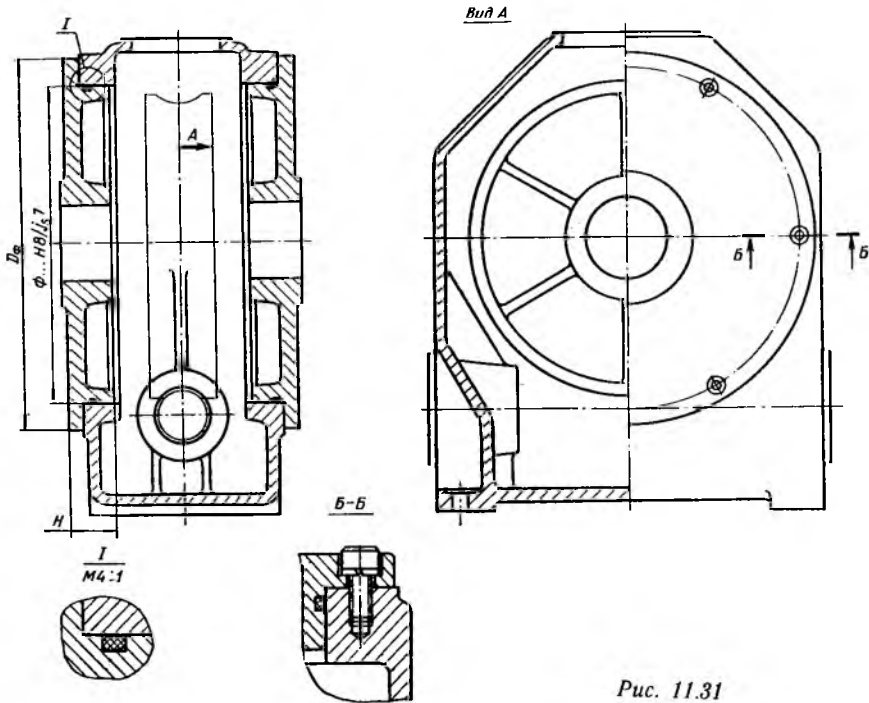


Рис. 11.31

Для создания необходимой жесткости боковые крышки выполняют с высокими центрирующими буртиками и с шестью радиально расположенными ребрами жесткости (рис. 11.31, вид А). Высота крышки должна быть

$$H \geq 0,1D_\phi.$$

Конструкция корпуса червячного редуктора с разъемом по оси колеса с нижним расположением червяка показана на рис. 11.32. Для увеличения жесткости червяка его опоры максимально сближают. Места расположения приливов определяют прочерчиванием. Для этого из центра колеса проводят тонкой линией дугу окружности радиуса $R_1 = 0,5d_{ам2} + a$. Затем проводят тонкой линией образующую отверстия D . Толщину внутренней части прилива под опоры вала-червяка принимают

$$s_1 \approx 0,15 D; \quad s_2 \approx 0,15 D + 5 \text{ мм.}$$

Расстояние b_0 от поверхности наружного цилиндра червяка (рис. 11.32) или колеса (рис. 11.33) до дна корпуса зависит от соотношения размеров h_p в редукторе и в сопряженных узлах (электродвигатель и др.). При малом b_0 происходит перемешивание осевшей на дно грязи с маслом. Поэтому оно должно быть

$$b_0 \geq 6m,$$

где m — модуль зацепления.

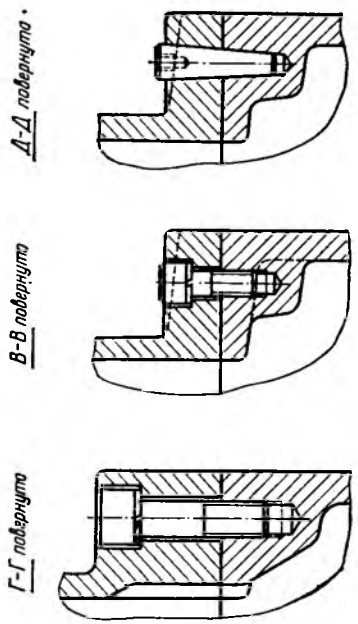
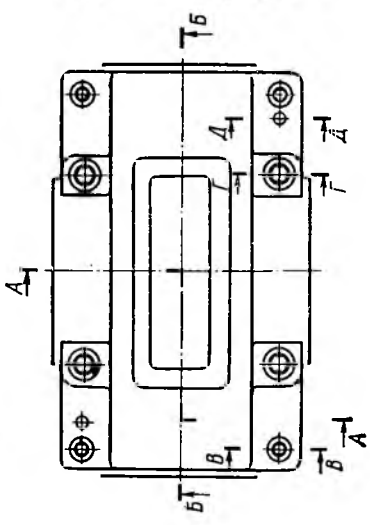
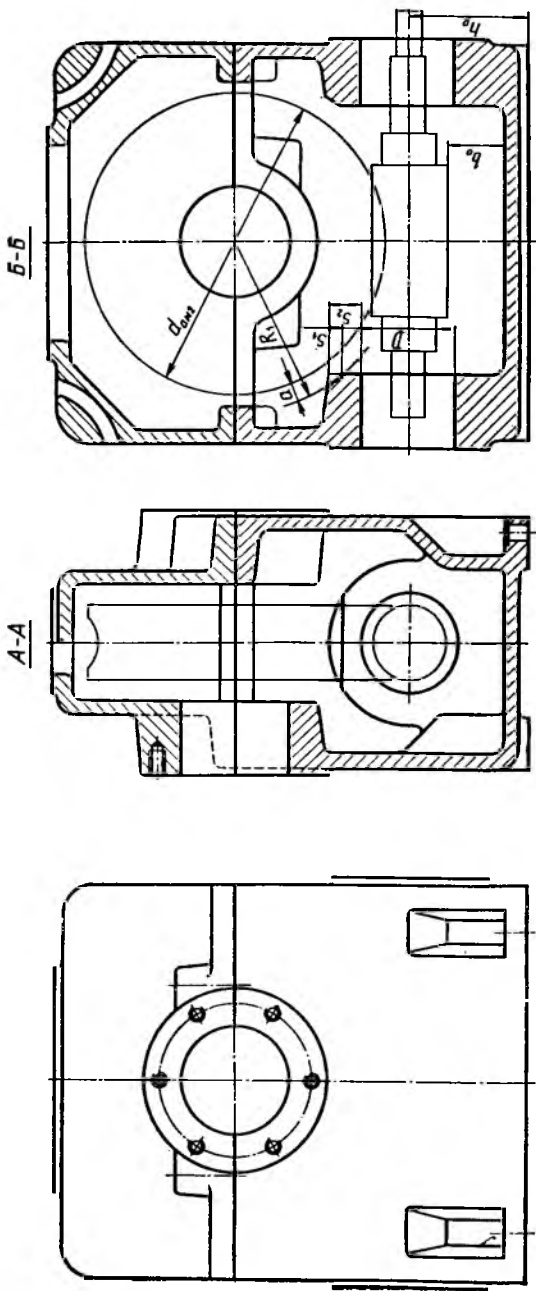


Рис. 11.32

Размер b_0 также зависит от объема заправки масла.

Для контроля за правильностью зацепления и расположением пятна контакта, а также для заливки масла в крышке корпуса предусматривают люк.

Для подъема редуктора в корпусе выполняют проушины.

Крепление крышки к корпусу производят винтами с цилиндрической головкой, утопленной в гнезде (рис. 11.32; 11.33, сеч. В—В; Г—Г). Два конических штифта ставят, как показано в сечении Д—Д.

Болты для крепления редуктора к плите или раме располагают в нишах.

Опоры вала-червяка при верхнем его расположении размещают в крышке корпуса (рис. 11.33). Здесь также из условий достижения максимальной изгибной жесткости опоры червяка предельно сближают.

Через люк 1, расположенный в крышке корпуса, невозможно наблюдать за зубьями колеса, так как их закрывает червяк. Поэтому в корпусе делают окно 2. Через это окно следят за расположением пятна контакта на зубьях колеса при регулировке зацепления во время сборки редуктора.

Остальные конструктивные элементы корпуса (ниши для размещения винтов, приливы для подшипников, ребра жесткости и др.) выполняют по рекомендациям, приведенным выше для зубчатых редукторов.

§ 3. Корпуса коробок скоростей

Корпуса коробок скоростей не имеют плоскостей разъема по осям валов, что повышает жесткость, но усложняет сборку. Их конструируют коробчатого типа прямоугольной формы, с гладкими наружными поверхностями стенок (рис. 11.34). На этих стенках выступают лишь платики высотой h для крепления крышек. Близко расположенные друг к другу платики иногда объединяют.

Приливы для размещения опор валов направляют внутрь корпуса. Длины l отверстий в приливах определяют конструкциями подшипниковых узлов (см. рис. 11.21).

Для крепления коробки скоростей предусматривают высокие приливы (см. рис. 11.23) или ниши (см. рис. 11.22), расположенные вдоль стенок, параллельных осям валов. Часто коробки скоростей крепят винтами снизу (см. рис. 11.24 и 11.34).

Корпуса коробки скоростей сверху закрывают крышкой коробчатой формы. Требуемой жесткости крышки достигают применением ребер и обеспечением ее высоты

$$H \geq 0,1 L,$$

где L — длина крышки.

Крышки крепят к корпусу винтами с цилиндрическими головками, утопленными в гнездах (рис. 11.34, сеч. Г—Г).

Диаметр винтов принимают

$$d \approx \delta,$$

где δ — толщина стенки корпуса

Расстояние между винтами принимают

$$l_v = (15 \dots 20) d.$$

Контуры крышки должны совпадать с контурами корпуса. Несовпадение контуров резко ухудшает внешний вид коробки скоростей. Поэтому иногда в крышке делают прилив или в корпусе углубление, скрадывающие возможное несовпадение контуров деталей и упрощающие съем крышки (соотношения размеров см. на рис. 11.34, элемент 1).

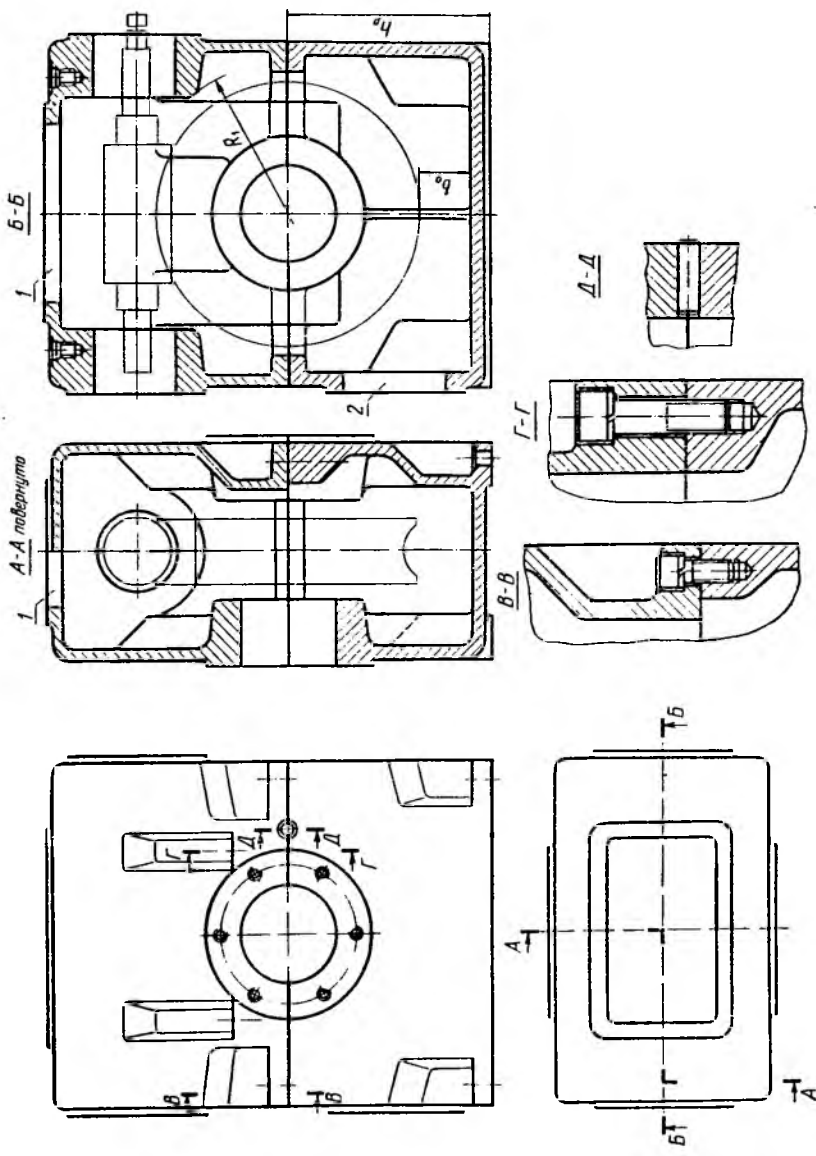
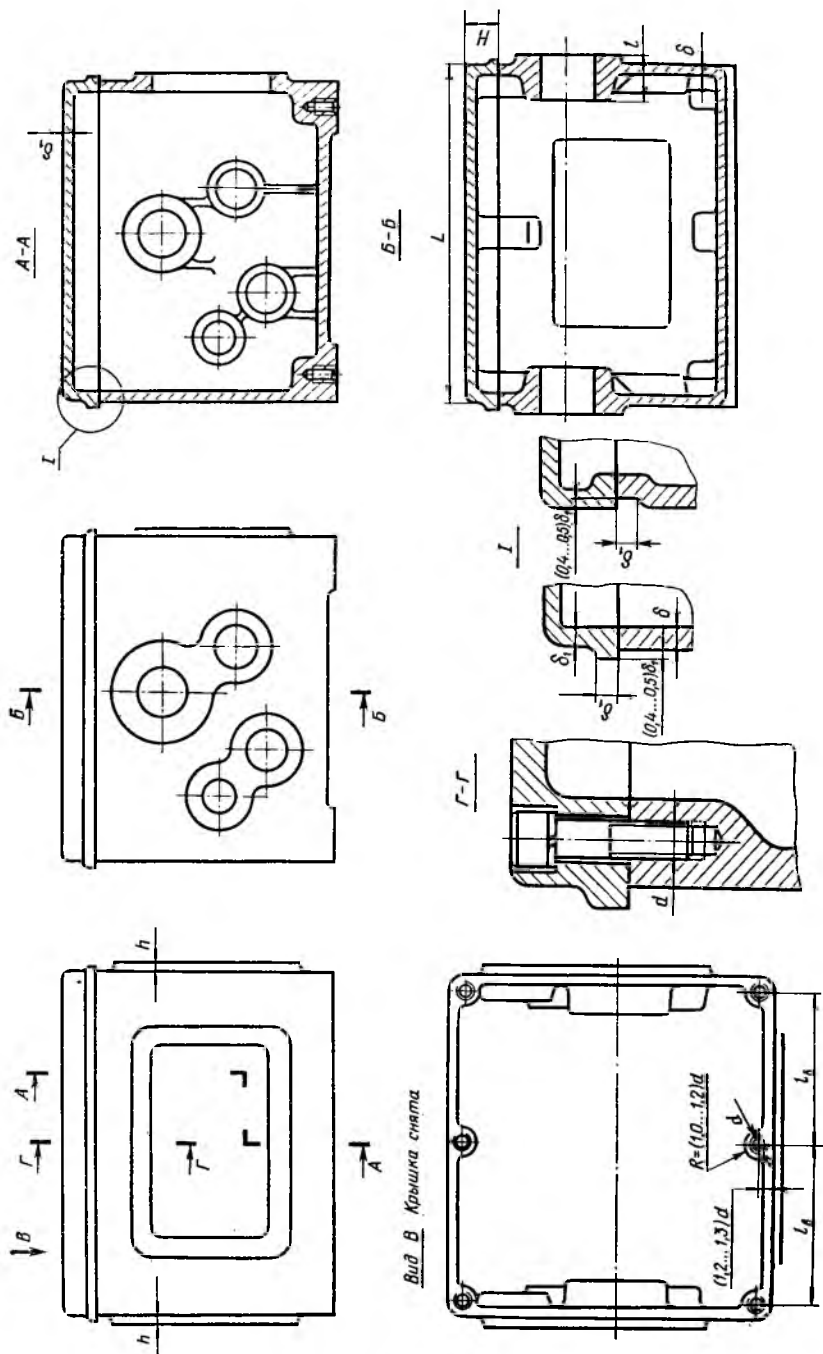


Рис. 11.33



Вид В Крышка снята

Рис. 11.34

§ 4. Оформление мест соединения корпуса с фланцем электродвигателя

Для присоединения фланцевого электродвигателя на корпусе конструируют опорный фланец. Предварительно вычерчивают конец вала и фланец электродвигателя, оставляя между торцами валов зазор $2...3$ мм или больше в зависимости от типа муфты (рис. 11.35,а). После этого к фланцу электродвигателя подводят опорный фланец толщиной S , который соединяют затем с корпусом стенкой толщиной δ_0 , равной толщине стенки корпуса δ или его крышки δ_1 .

Толщину опорного фланца принимают

$$S = (1,4 \dots 2) d,$$

где d — диаметр винта или шпильки для крепления электродвигателя. При креплении шпилькой S принимают равной длине нарезанной части шпильки.

Способ соединения опорного фланца с корпусом (рис. 11.35,а,б) зависит от соотношений размеров фланцев электродвигателя и корпуса. Иногда для упрощения конструкции корпусной детали электродвигатель крепят не непосредственно к корпусу, а к крышке подшипника, которую конструируют, как показано на рис. 11.35,в. Обычно вал электродвигателя соединяют с валом узла компенсирующей муфтой. В этом случае центрирующий буртик

фланца электродвигателя сопрягают с центрирующим отверстием опорного фланца по посадке $H8/h8$. Соединение валов глухими муфтами (втулочной и др.) нежелательно, так как приводной вал и вал электродвигателя образуют в этом случае один многоопорный вал (статически неопределимая система). Для нормальной работы такого соединения требуется строжайшая соосность валов, которая достигается ручной пригонкой опорного фланца корпуса и точным совмещением осей при сборке.

Иногда диаметр приводного вала бывает значительно больше диаметра вала электродвигателя. Тогда для уменьшения вылета электродвигателя его вал вставляют в отверстие приводного вала, как показано на рис. 11.36. Недостатком такого соединения, так же как и в предыдущем случае, является необходимость применения очень сложной и дорогой операции пригонки для достижения соосности соединяемых валов. В этом случае между цент-

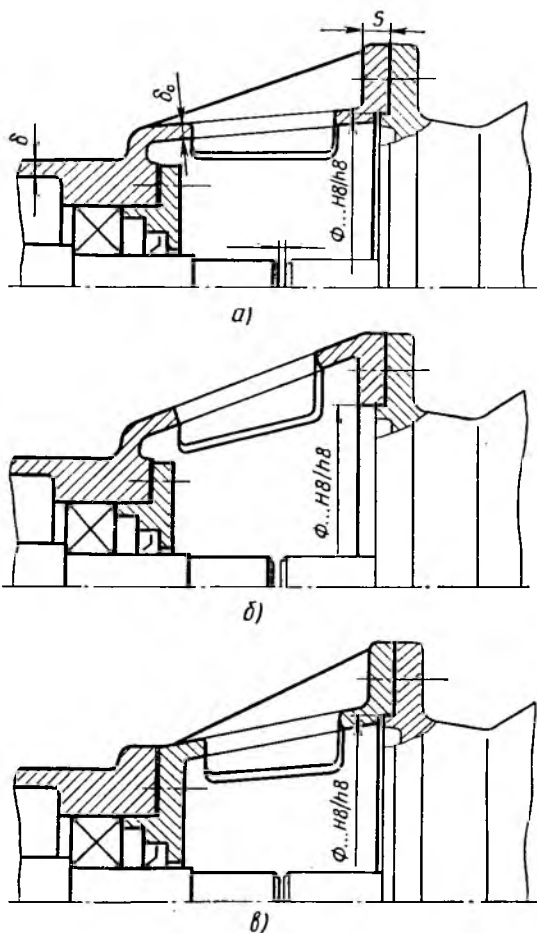


Рис. 11.35

рирующим буртиком электродвигателя и корпусом должен быть предусмотрен зазор.

Крепление электродвигателя к корпусу производят шпильками или винтами с гайками. Диаметр шпилек (винтов) определяют по отверстиям во фланце электродвигателя.

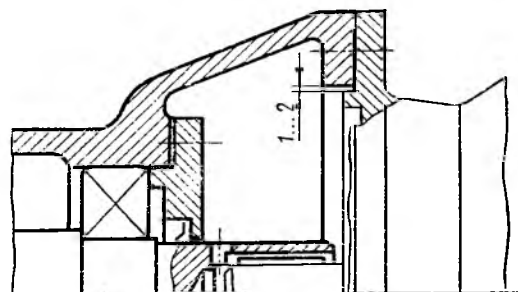


Рис. 11.36

§ 5. Крышки люков

Для заливки масла в редуктор и контроля правильности зацепления делают люки. Чтобы удобнее было заливать масло и наблюдать за зубчатыми (червячными) колесами при сборке и эксплуатации, размеры люков должны быть максимально возможными. Люки делают прямоугольной или (реже)

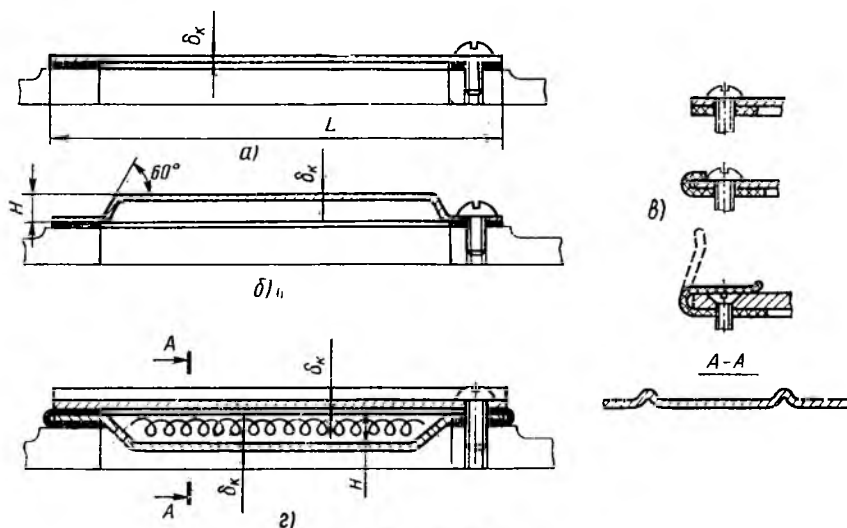


Рис. 11.37

круглой формы и закрывают крышками, изготовленными из стального листа, литыми из чугуна, алюминия или прессованными из пластмассы.

Широко применяют стальные крышки (рис. 11.37) из листов толщиной

$$\delta_k = (0,010 \dots 0,012) L \geq 2 \text{ мм},$$

где L — длина крышки, мм.

При единичном и мелкосерийном производстве применяют простейшую стальную крышку (рис. 11.37,а), а при средне- и крупносерийном — штам-

псванную (рис. 11.37,б). Высоту крышки H принимают

$$H \approx 0,1 L.$$

Для того чтобы внутрь корпуса извне не засасывалась пыль, под крышку ставят уплотняющие прокладки. Материал прокладок — технический картон марки А по ГОСТ 9347—74 толщиной 1,0...1,5 мм. В последнее время вместо картона для прокладок стали применять полосы из резины марки МБ по ГОСТ 7338—77 толщиной 2,0...3,0 мм, привулканизированные к крышке. На рис. 11.37,в показаны три исполнения прокладок: два исполнения — простая полоса (верхний рисунок) и полоса с отбортовкой, закрывающей грани крышки (средний рисунок), крепятся к корпусу винтами с полукруглой головкой; в третьем исполнении (нижний рисунок) применены винты с потайной головкой, которые по соображениям эстетики полностью закрыты резиновой полосой. В этом исполнении резина привулканизирована только к нижней стороне крышки. Поэтому верхнюю часть прокладки можно отгибать при завинчивании или отвинчивании винтов.

На рис. 11.37,г приведена крышка, совмещенная с отдушиной. Во внутренней штампованной крышке высота $H \approx 0,1L$. В ней пробиты 2...4 отверстия диаметром 4...5 мм. Эта крышка окантована с двух сторон привулканизированной резиной. Наружная крышка плоская. Вдоль длинной ее стороны выдавлены 2...3 гребня (сеч. А—А, рис. 11.37,з), через которые внутренняя полость редуктора соединена с внешней средой. Пространство между внутренней и внешней крышками заполнено фильтром из тонкой медной проволоки или из другого материала

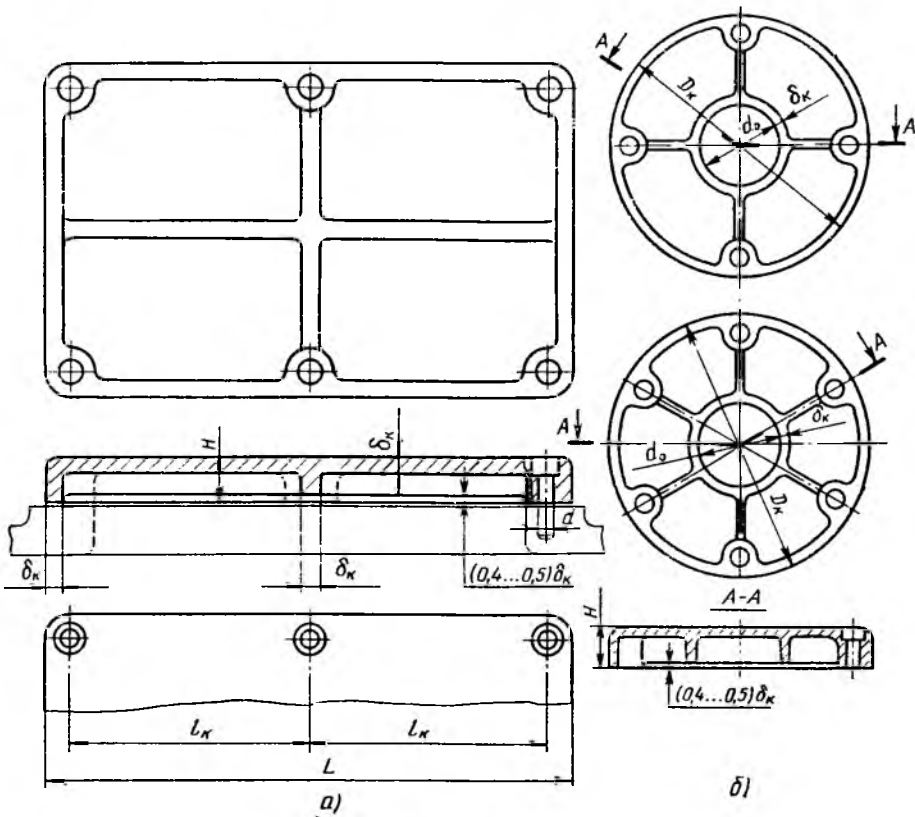


Рис. 11.38

На рис. 11.38 даны конструкции литых крышек из чугуна марки СЧ 15—32 по ГОСТ 1412—70 и из алюминия марки АЛ9 по ГОСТ 2685—75 прямоугольной (а) и круглой (б) формы. Аналогична конструкция крышек, прессованных из пластмассы.

Толщина стенок крышек, изготовленных из:

чугуна $\delta_k = (0,7 \dots 0,8)\delta$;

алюминия и пластмассы $\delta_k = (0,5 \dots 0,6)\delta$,

где δ — толщина стенки корпуса редуктора (коробки скоростей).

Высота крышек, изготовленных из:

чугуна $H \geq 0,1 L (D_k)$;

алюминия и пластмассы $H \geq 0,05 L (D_k)$.

Толщина δ_k стенок в любом сечении крышки должна быть по возможности одинаковой.

Крышки усиливают ребрами жесткости. В круглых крышках (рис. 11.38, б) ребра жесткости направлены радиально. В центре таких крышек, чтобы ребра не соединялись в общий узел, выполняют кольцевое ребро с диаметром

$$d_0 \geq 5 \delta_k.$$

Диаметры d винтов для крепления крышек к корпусу принимают равными толщине стенки корпуса. Расстояние между винтами

$$l_k \leq 12 d.$$

§ 6. Сварные корпуса

При единичном производстве экономически выгоднее корпусные детали выполнять сварными. Толщину стенок сварного корпуса принимают

$$\delta_{св} \approx 0,8 \delta,$$

где δ — толщина стенок литого чугунного корпуса (см. табл. 11.1).

Корпус и крышку редуктора сваривают из элементов, изготовленных из проката (лист, полоса, прутки круглого сечения и др.). После сварки корпус и крышку отжигают и иногда правят (рихтуют). Затем производят механическую обработку плоскостей и отверстий детали.

Конструкции сварных корпусов редукторов очень разнообразны. Возможный вариант конструктивного оформления сварного корпуса цилиндрического одноступенчатого редуктора показан на рис. 11.39. Для размещения подшипников качения и крепления крышек предусмотрены сварные элементы прямоугольной формы с размерами:

высота $H = 1,25D + 10$ мм;

ширина $B = 2(l + 1,1 d_c)$,

где d_c — диаметр отверстия для крепления крышки к корпусу; l — расстояние между осями отверстий, определяемое графически.

Размер фланца K определяют по соотношению, приведенному на с. 159. Сварные корпуса редукторов других типов конструируют аналогично.

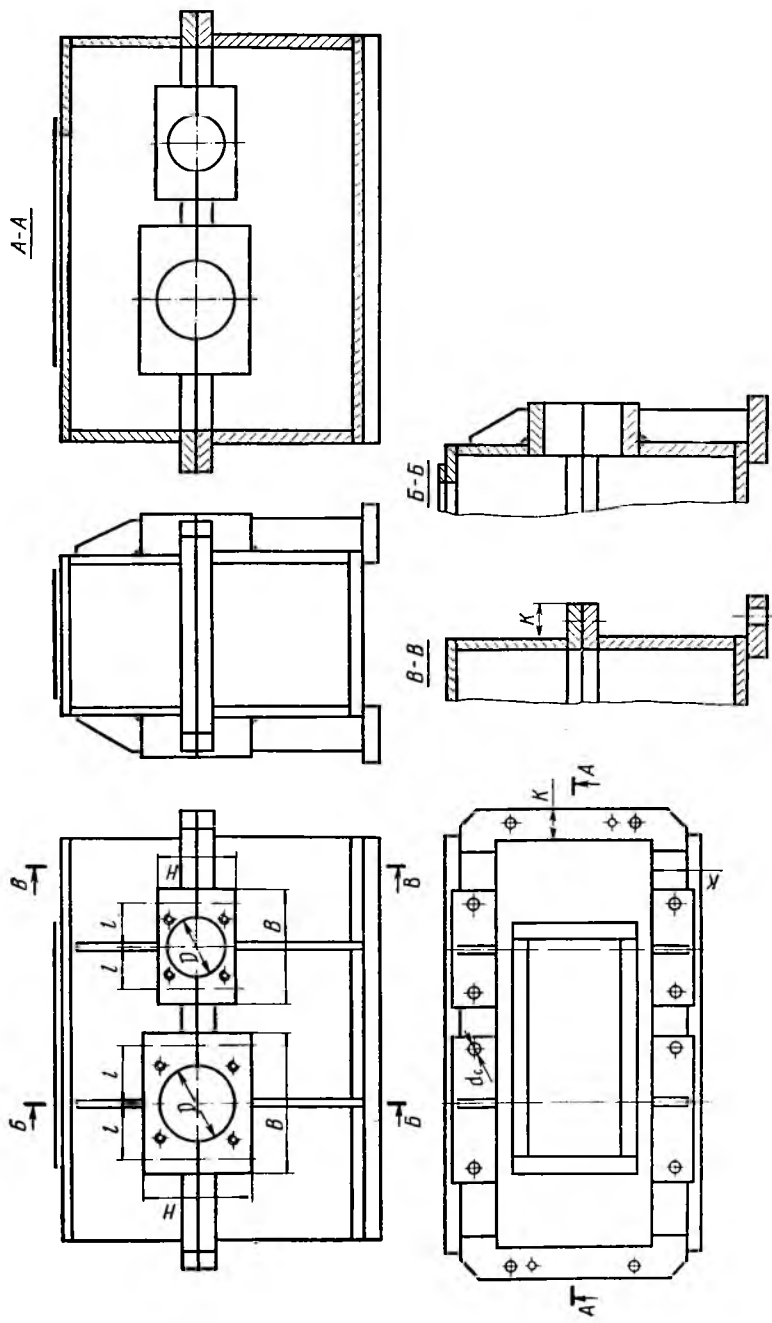


Рис. 11.39

Глава XII

КОНСТРУИРОВАНИЕ ШКИВОВ И НАТЯЖНЫХ УСТРОЙСТВ

§ 1. Выбор типа и основных параметров ременной передачи

При выборе типа ременной передачи следует учитывать, что передачи с многоклиновыми и зубчатыми ремнями (рис. 12.1) компактнее обычных клиноременных и тем более плоскоременных передач. Так как клиновые ремни бесконечные, то для замены пришедшего в негодность ремня придется производить разборку узла. Поэтому шкивы клиноременной передачи должны быть расположены на валах консольно.

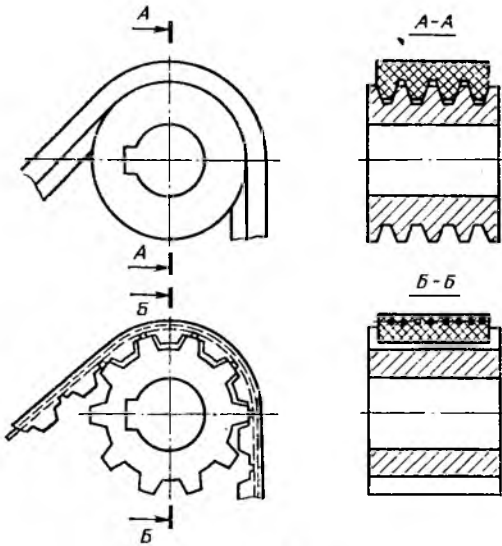


Рис. 12.1

Диаметры шкивов плоскоременных передач принимают по ГОСТ 17383—73 или из следующего ряда чисел: 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630 мм.

Ширину шкива B принимают по ГОСТ 17383—73 или из следующего ряда чисел: 20; 25; 32; 40; 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250 мм.

Расчетные диаметры d_p шкивов для различных сечений клиновых ремней выбирают в пре-

делах, указанных в табл. 12.1.

Таблица 12.1

Сечения ремня . . .	0	А	Б	В
d_p , мм	63 ... 180	90 ... 450	125...500	200 ... 630

Конкретные значения расчетных диаметров следует брать из того же ряда чисел, что и для плоскоременных передач.

§ 2. Конструкции шкивов

Шкивы изготовляют литыми из чугуна марки СЧ 15—32 или легких сплавов, сварными из стали, а также из пластмасс. Чугунные литые шкивы из-за опасности разрыва от действия центробежных сил применяют при окружной скорости до 30 м/с. При более высокой скорости шкивы должны

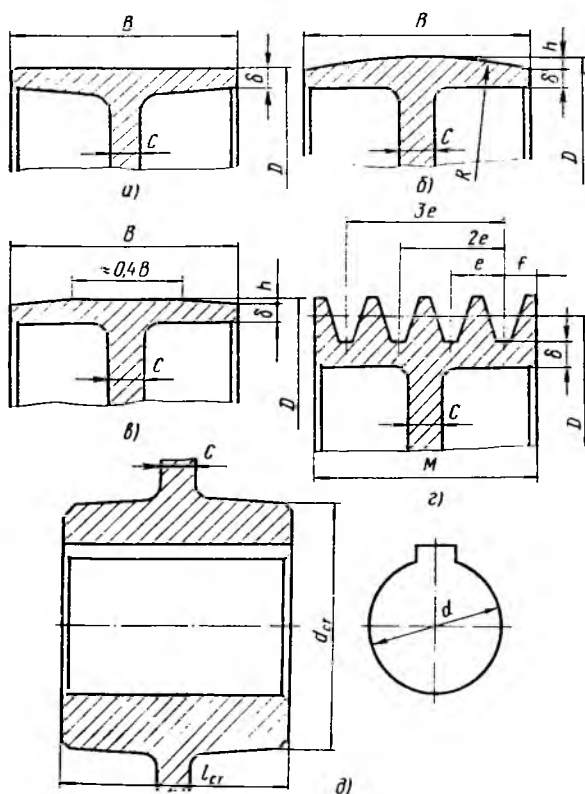
быть стальными. Для снижения инерционных нагрузок, особенно в передачах с большими скоростями, применяют шкивы из легких сплавов.

Таблица 12.2

мм

D	40...112	125...140	160...180	200...224	250...280	315...355
h	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0

Внешняя поверхность обода шкива плоскоременной передачи имеет форму кругового цилиндра (рис. 12.2,а). В быстроходных передачах, а также в случаях, когда оси валов, на которых установлены шкивы, могут иметь большие отклонения от параллельности, внешнюю поверхность обода одного из двух шкивов следует выполнять сферической (рис. 12.2,б) или с двумя конусами (рис. 12.2,в). При этом ремень лучше фиксируется на шкивах и не сбегает с них во время работы передачи. Величину выпуклости h принимают по табл. 12.2 (см. ГОСТ 17383—73).



При диаметре шкива $D \geq 400$ мм величину выпуклости h принимают в зависимости от размеров D и B шкива по ГОСТ 17383—73.

Размеры основных конструктивных элементов шкивов (рис. 12.2,а—д) принимают по табл. 12.3.

Рис. 12.2

Таблица 12.3

Конструктивный элемент	Расчетная формула
Ширина шкива передач:	
плоскоременных	$B = (1,10 \dots 1,15)b$
клиноременных	$M = (n - 1)e + 2f$
Толщина обода чугунных шкивов передач:	
плоскоременных	$\delta_{\text{чуг}} = 0,05(D + 2B) + 3 \text{ мм}$
клиноременных	$\delta_{\text{чуг}} = (0,65 \dots 0,75)e$
Толщина обода стальных шкивов	$\delta_{\text{ст}} \approx 0,8\delta_{\text{чуг}}$
Толщина диска	$C = (1,2 \dots 1,3)\delta$
Диаметр ступицы шкивов:	
чугунных	$d_{\text{ст}} = 1,6d + 10 \text{ мм}$
стальных	$d_{\text{ст}} = 1,5d + 10 \text{ мм}$
Длина ступицы	$l_{\text{ст}} = (1,2 \dots 1,5)d$

В таблице обозначены: b — ширина ремня; n — число клиновых ремней.

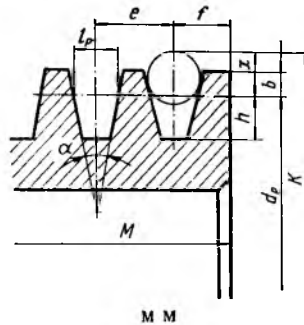
Балансировку шкивов производят обычно путем сверления отверстий на торцах обода. Поэтому в шкивах, подвергающихся балансировке, толщину обода увеличивают по сравнению с толщиной, определенной по табл. 12.3.

После определения размеров δ , $d_{ст}$ и $l_{ст}$ их округляют в ближайшую сторону до значений из ряда предпочтительных чисел по ГОСТ 6636—69 (см. табл. 1.20 приложения 1).

Окончательно длину $l_{ст}$ принимают с учетом результатов расчета шпоночного или шлицевого соединения.

Размеры профиля канавок, расстояния между канавками и остальные размеры обода клиноременных шкивов принимают по табл. 12.4.

Таблица 12.4



Сечение ремня	0	A	B	B
f	8 ± 1	10^{+2}_{-1}	$12,5^{+2}_{-1}$	17^{+2}_{-1}
e	$12 \pm 0,3$	$15 \pm 0,3$	$19 \pm 0,4$	$25,5 \pm 0,5$
l_p	8,5	11	14	19
b	2,5	3,3	4,2	5,7
h	7	8,7	10,8	14,3
x	6,0	7,6	9,6	13,1

$\alpha = 34^\circ$ при $d_p = 63 \dots 71$	90...112	125...160	—
$\alpha = 36^\circ$ » $d_p = 80 \dots 110$	125...160	180...224	200...315
$\alpha = 38^\circ$ » $d_p = 112 \dots 160$	190...400	250...500	355...630
$\alpha = 40^\circ$ » $d_p = 180$	450	—	—

Шкивы плоскоремённых и клиноременных передач (рис. 12.3) диаметром $D \leq 350$ мм выполняют со сплошным диском или с диском, имеющим отверстия для уменьшения массы и удобства транспортировки. В шкивах с диаметром $D > 200$ мм диск следует конструировать в виде конуса, что способствует лучшему отводу газов при заливке формы металлом. Иногда диск выполняют конусным по конструктивным соображениям (рис. 12.4). Шкивы диаметром $D > 350$ мм выполняют с 4...6 спицами, чаще всего эллиптического сечения. У медленно вращающихся шкивов малого размера ($D < 350$ мм) обрабатывают только рабочую поверхность и торцы обода, а также отверстие и торцы ступицы. Необработанные нерабочие поверхности для удобства удаления модели шкива из формы выполняют на конус.

Быстровращающиеся шкивы малого размера для лучшей балансировки обрабатывают кругом. В этом случае внутреннюю поверхность обода и наружную поверхность ступицы выполняют цилиндрическими.

Шкивы сажают на цилиндрические или конические посадочные поверхности вала. Для передачи вращающего момента используют шпоночное или шлицевое соединение. При шпоночном соединении шкивы устанавливают на валах по следующим посадкам: 1) при неререверсивной работе без толчков и ударов $H7/k6$; 2) при неререверсивной работе с умеренными толчками $H7/m6(n6)$; 3) при реверсивной работе с большими толчками и ударами $H7/n6(p6)$.

Осевую фиксацию и осевое крепление шкивов на валах производят так же, как зубчатых и червячных колес (см. рис. 3.26) или муфт (см. рис. 13.1 и 13.2).

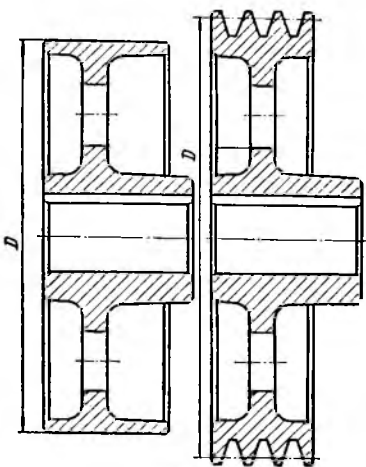


Рис. 12.3

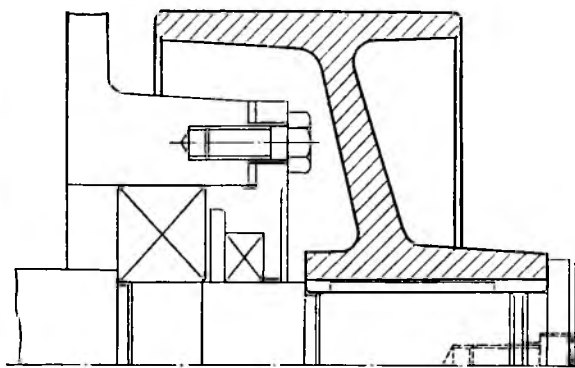


Рис. 12.4

Так как для удобства надевания и замены ремней шкивы обычно устанавливают консольно, их удобно устанавливать на конусные концы валов.

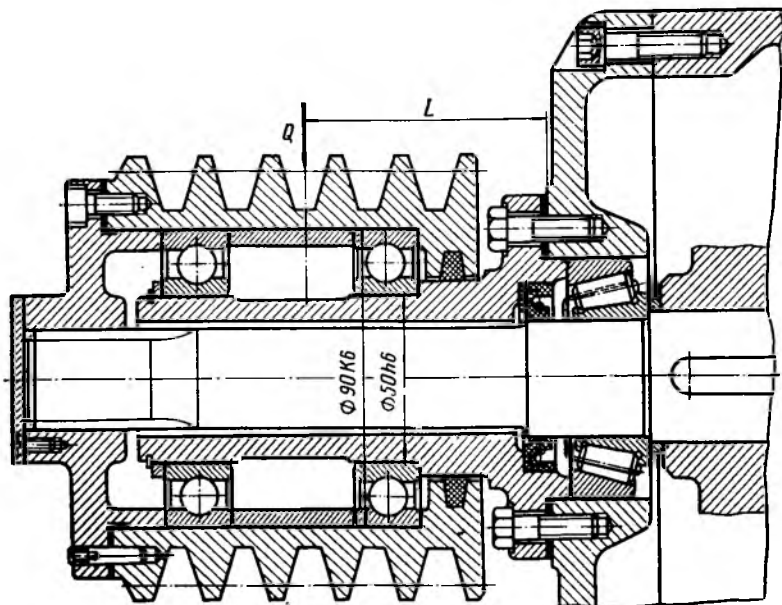


Рис. 12.5

Обод шкива, установленного на консольном участке вала, для уменьшения изгибающего момента следует располагать как можно ближе к опоре (рис. 12.4).

Когда изгибающие моменты от натяжения ремня приводят к нежелательным деформациям вала, шкивы конструируют так, чтобы сила натяжения ремней не передавалась на вал. Для этого их располагают на собственных подшипниках, установленных на специальном кронштейне (рис. 12.5). Сила натяжения ремней при этом нагружает кронштейн, который нужно рассчитывать на изгиб в опасном сечении. Винты крепления кронштейна к корпусу следует проверять на нераскрытие стыка от опрокидывающего момента $M = QL$.

§ 3. Натяжные устройства

При конструировании ременной передачи обязательно предусматривают специальные натяжные устройства, позволяющие периодически восстанавливать начальное натяжение или непрерывно поддерживать его по мере вытягивания ремней. По ГОСТ 20898—75 для компенсации отклонений длины клинового ремня и компенсации вытяжки, а также для обеспечения возможности свободного надевания новых клиновых ремней должна предусматриваться возможность изменения межосевого расстояния в сторону уменьшения на $1,5\%L$ и в сторону увеличения на $3,0\%L$, где L —расчетная длина ремня. Выбор того или другого способа натяжения определяется конструктивной схемой привода, возможностью размещения деталей натяжного устройства и сравнительной сложностью его конструкции.

Для плоскоремной передачи большое значение имеет угол обхвата ремня на малом шкиве. Поэтому при относительно большом передаточном числе и малом межосевом расстоянии целесообразно натяжение ремня осуществлять роликом.

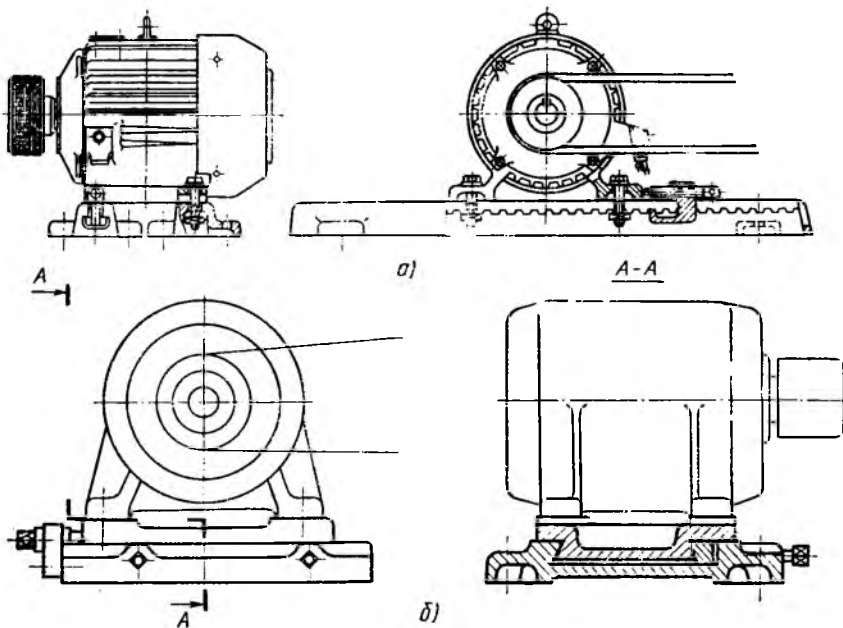


Рис. 12.6

Для передач клиновыми ремнями угол обхвата ремня имеет меньшее значение. Поэтому ролик можно располагать с внутренней стороны ремня. При этом ролик не изгибает ремень в противоположную сторону, вследствие чего долговечность ремня снижается меньше.

Наиболее простым является натяжение ремня передвижением одного из узлов на салазках. Обычно этот способ используют при передаче движения от электродвигателя. Если допускают условия размещения привода в

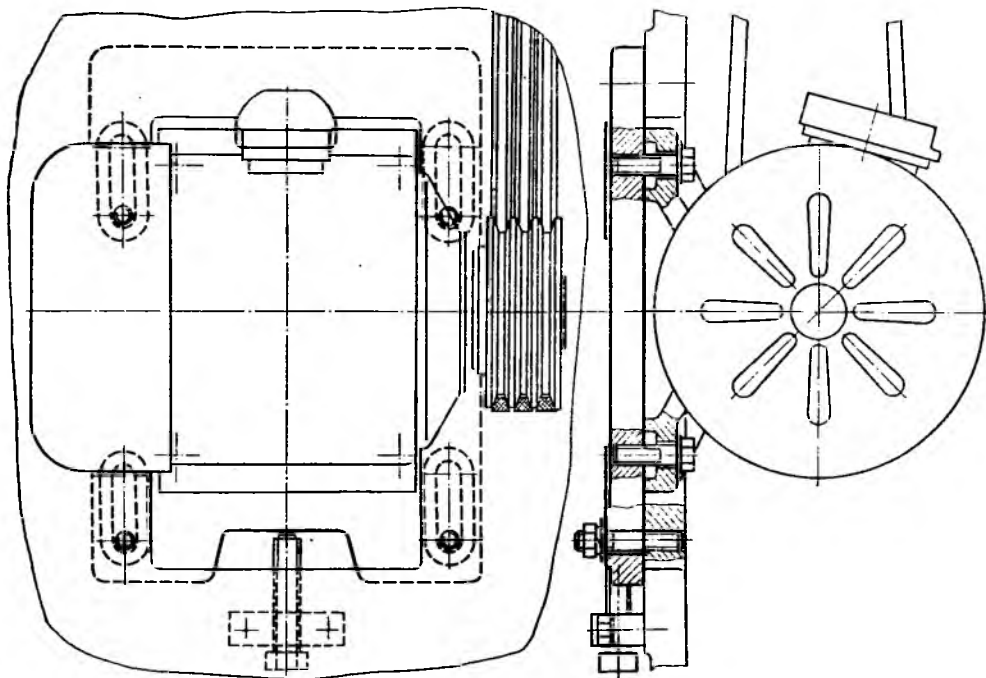


Рис. 12.7

цехе, то применяют стандартные салазки (рис. 12.6,а). Иногда оказывается более удобным вместо стандартных салазок сконструировать плиту с направляющими (рис. 12.6,б).

При вертикальном или наклонном расположении передачи салазки закрепляют на стенках тумбы, станины, колонны (рис. 12.7).

Широко используют натяжение ремней с помощью качающейся плиты. На такую плиту устанавливают электродвигатель или любой другой узел ременной передачи. При конструировании качающейся плиты необходимо ось качания располагать так, чтобы угол β (рис. 12.8) был близок к прямому. Если этот угол будет близок к 180° (угол β'), то межосевое расстояние изменится мало (рис. 12.8).

Оси 1 и 2 (рис. 12.8), относительно которых происходит поворот плиты или узла, выполняются по ГОСТ 9650—71. От выпадения оси удерживают шайбой или шплинтом. На изготовление шайб ШЕЗ по нормали МН 787—60 (рис. 12.9) расходуется меньше металла, а надежность осевой фиксации шайбами ШЕЗ выше, чем шплинтами, поэтому их применение предпочтительно.

Следует отметить, что шайбы ШЕЗ по этой нормали можно с успехом применять не только в качающихся плитах, но и в других случаях, когда необходимо создать шарнир для периодического поворота детали.

В натяжном устройстве на рис. 12.10 натяжение ремней осуществляется силой тяжести электродвигателя и плиты. Сам электродвигатель смонтирован внутри станины.

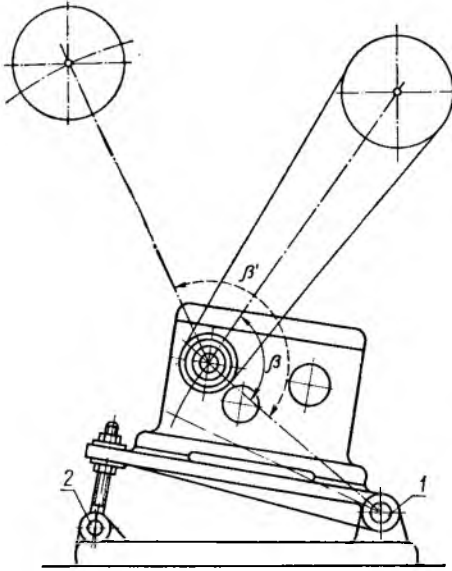


Рис. 12.8

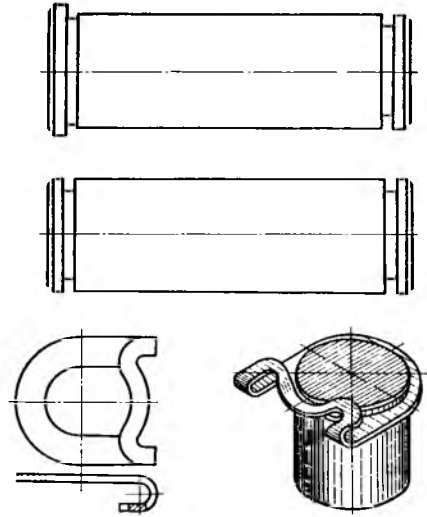


Рис. 12.9

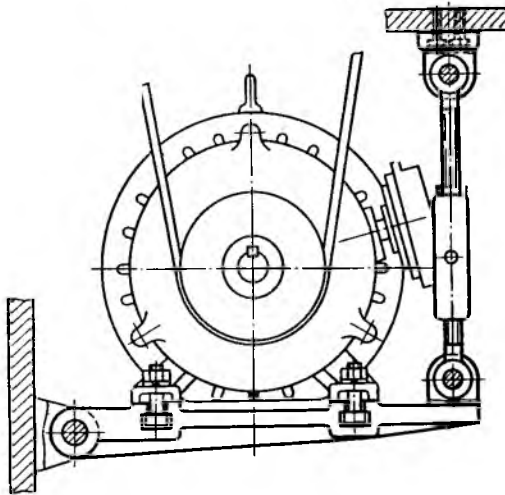


Рис. 12.10

Для натяжения ремней в ременной передаче можно также использовать универсальные конструкции натяжных роликов [6, 7]. В некоторых машинах для той же цели применяют устройства, в которых используют силы и моменты, возникающие во время работы передачи [6].

Глава XIII

КОНСТРУИРОВАНИЕ МУФТ*

Конструкция, расчет и свойства муфт для соединения валов описаны в работах [18, 19, 23]. Ряд муфт стандартизован. В атласах «Детали машин» [6], а также в специальной литературе [18, 19] приведены конструкции муфт с таблицами их размеров. Следовательно, имеется довольно исчерпывающая информация, позволяющая подобрать наиболее подходящий для данных условий тип муфты и ее размеры. Поэтому ниже даны рекомендации лишь по конструированию некоторых типов механических муфт.

Для приближенного расчета нагрузок, действующих на муфту в приводе, пользуются выражением для вращающего момента

$$T_k = T_n + T_d = KT_n,$$

где T_n — номинальный длительно действующий момент; T_d — динамическая составляющая момента; K — коэффициент динамичности, зависящий от типа двигателя и рабочей машины (см. [23], с. 547).

§ 1. Установка полумуфт на валах

Полумуфты устанавливают на цилиндрические или конусные концы валов.

При постоянном направлении вращения и умеренно нагруженных валах ($\tau \leq 15$ МПа) полумуфты сажают на гладкие цилиндрические концы валов по переходным посадкам типа $H7/m6$, $H7/k6$. При реверсивной работе, а также при сильно нагруженных валах ($\tau > 15$ МПа) применяют посадки с натягом.

Установку полумуфт на цилиндрические шлицевые концы валов применяют, если при расчете шпоночного соединения длина посадочного отверстия получается более $1,5d$.

Установка полумуфт на цилиндрические концы валов с натягом и снятие их вызывают затруднения, которые не возникают при конусных концах. Затяжкой полумуфт на конусные концы можно создать значительный натяг в соединении и обеспечить точное радиальное и угловое положение полумуфты относительно вала. Поэтому при больших нагрузках, работе с толчками, ударами и при реверсивной работе предпочтительно полумуфты устанавливать на конусные концы валов, несмотря на большую сложность их изготовления.

Полумуфта должна быть закреплена на конце вала или зафиксирована от осевых смещений.

Посадку полумуфты на конусный конец вала производят с обязательным приложением осевой силы, например с помощью болта 1 через торцовую шайбу 2 (рис. 13.1,а). Стопорная шайба 3 фиксирует болт относительно шайбы, а цилиндрический штифт 4 фиксирует шайбу относительно вала. Очень надежно закрепление полумуфты двумя болтами, которые затем стопорят проволокой или планкой (рис. 13.1,б).

Надежно также крепление полумуфты гайкой 1 (рис. 13.1,в,г). Гайку после затяжки стопорят шайбой 3.

* Глава написана совместно с Л. П. Варламовой и О. П. Леликовым.

Для достижения точного базирования при относительно коротком отверстии ($l_{сг}/d < 0,8$) полушестерни, посаженные на гладкий или шлицевой цилиндрический конец вала, поджимают гайкой к торцу заплечика вала (рис. 13.1,а). Часто между подшипником и полушестерней ставят распорную втулку 4 (рис. 13.1,е), которая охватывается манжетным уплотнением 2.

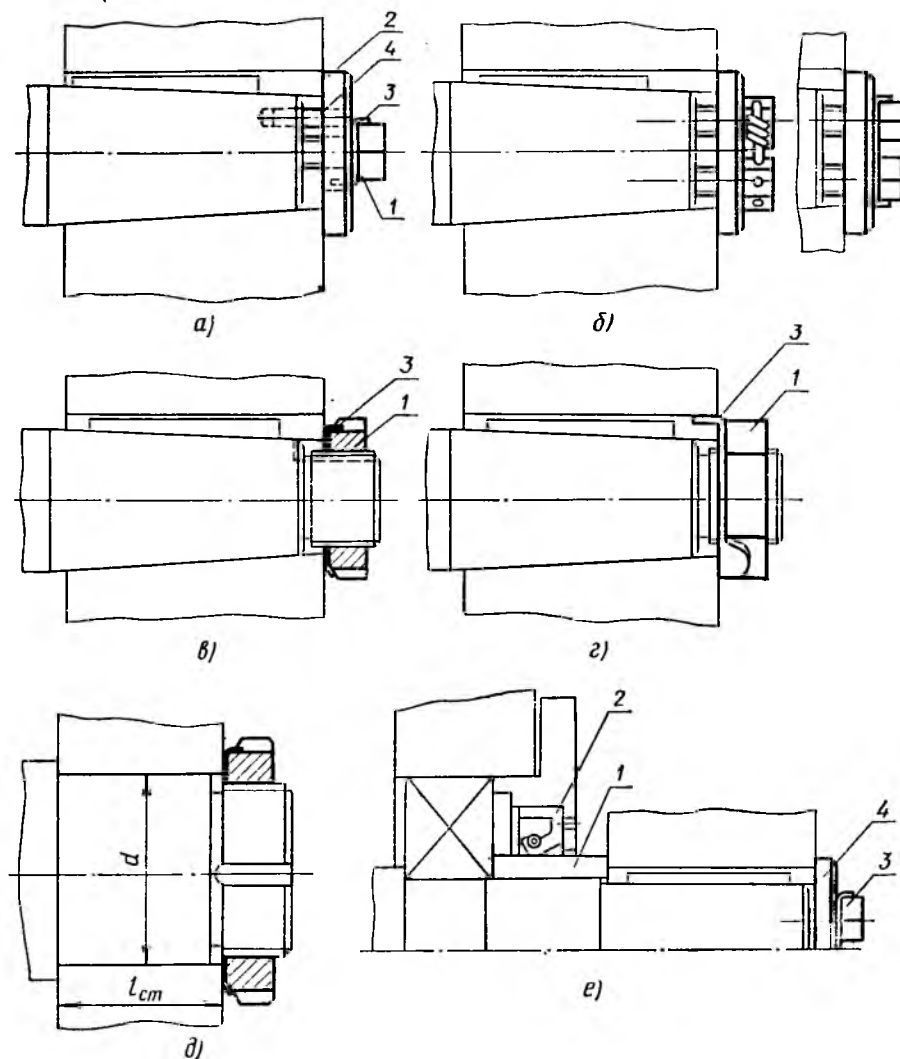


Рис. 13.1

Тогда во избежание проворачивания втулки относительно вала полушестерню обязательно поджимают к торцу втулки болтом 3 через торцовую шайбу 4 или гайкой.

При относительно длинном отверстии в случае базирования по цилиндрической поверхности полушестерни фиксируют на валах способами, приведенными на рис. 13.2.

На рис. 13.2,а полушестерню фиксируют установочным винтом 1, застопоренным пружинным кольцом 2. Если отверстие для винта сверлят не в шпон-

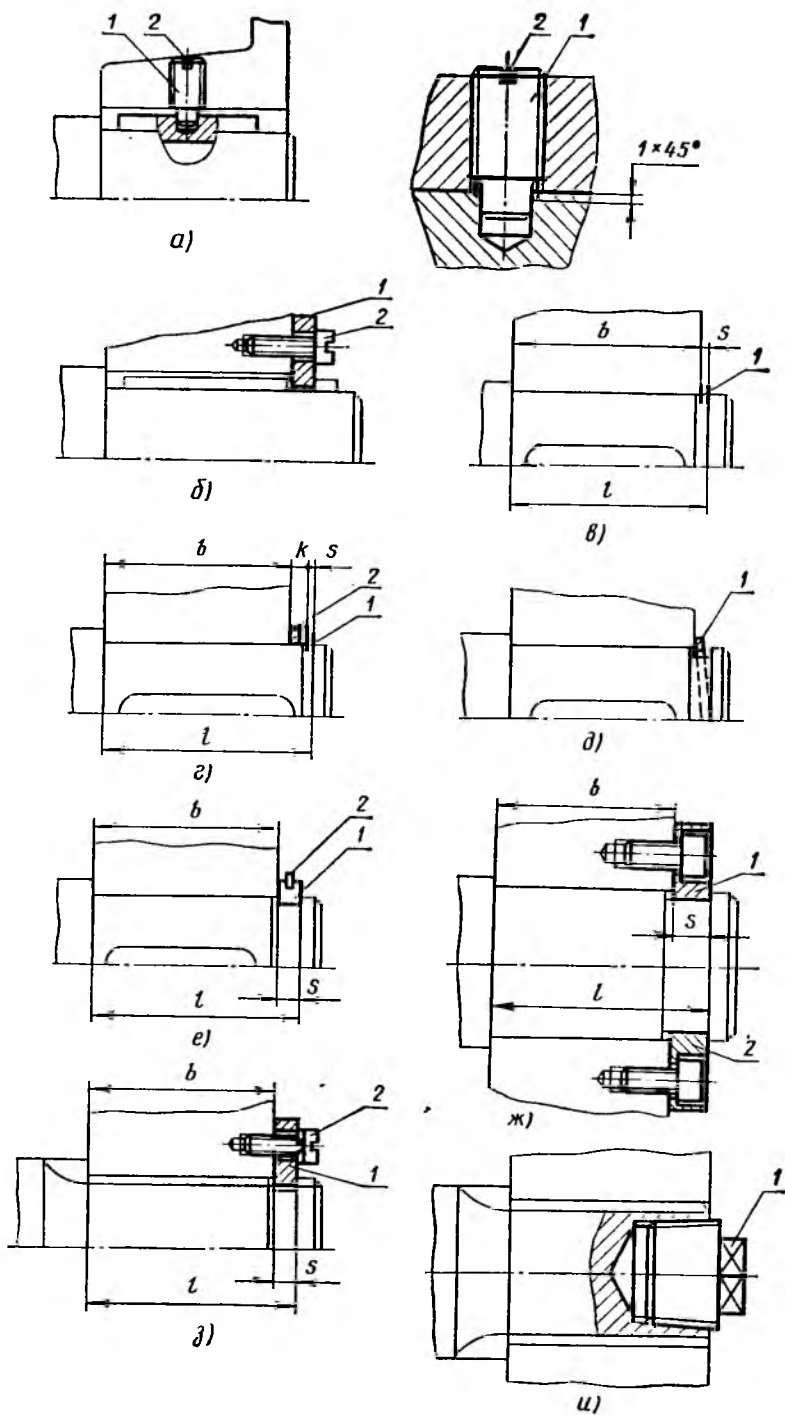


Рис. 13.2

ке, а на валу, то, чтобы устранить выпучившийся металл при засверловке, кромку отверстия притупляют фаской.

На рис. 13.2,б полумуфту фиксирует шайба 1, входящая в паз, выполненный в шпонке. Шайбу крепят винтом 2 к торцу полумуфты. Шпонка в этом случае должна быть точно пригнана по длине паза.

На рис. 13.2,в полумуфту фиксируют на валу стопорным пружинным кольцом 1. Вследствие погрешностей размеров l , b и s между торцами кольца и полумуфты может возникнуть зазор. Если такой зазор нежелателен, между полумуфтой и кольцом 1 ставят компенсаторное кольцо 2 (рис. 13.2, г), толщину k которого подбирают или получают подшлифовкой торцов по результатам измерений при сборке.

Для той же цели вместо компенсаторного кольца 2 полумуфту фиксируют изогнутой пружинной шайбой 1 (рис. 13.2,д).

На рис. 13.2,е полумуфту на валу фиксируют два полукольца 1, поставленных в канавку вала. От выпадания полукольца удерживает пружинное кольцо 2. Возможный зазор между торцами полумуфты и кольца 1, вызванный погрешностями размеров l , b и s , устраняют тем, что толщину s кольца подбирают или подшлифовывают торцы по результатам измерений при сборке.

На рис. 13.2,ж фиксирующие полукольца 1 и 2 крепят винтами к торцу полумуфты.

Полумуфту, посаженную на шлицевой конец вала, кроме способов, описанных выше, фиксируют на валу шлицевым кольцом (рис. 13.2, з). Кольцо 1 доводят до канавки вала, поворачивают на $1/2$ углового шага зубьев и крепят одним-двумя винтами 2 к торцу полумуфты.

В способах, приведенных на рис. 13.2,ж,з, толщину s колец, так же как и в способе по рис. 13.2,е, подбирают или подшлифовывают торцы по результатам измерений при сборке.

При завинчивании конической пробки 1 (рис. 13.2,и) шлицевый конец вала деформируется, увеличиваясь в диаметре, и надежно удерживает полумуфту от осевых смещений.

§ 2. Несоосность валов

Вследствие погрешностей изготовления деталей и погрешностей сборки валы, соединяемые муфтой, как правило, имеют смещения: радиальное Δ_{Σ} , угловое (перекос) γ_{Σ} и осевое ω_{Σ} .

Контроль радиального и углового смещений осей валов осуществляют по дискам полумуфт (например, в муфтах МУВП, с торообразным упругим элементом и др.) или по контрольным пояскам, специально в них предусмотренным (зубчатые муфты и др.).

Радиальное смещение осей Δ в этих случаях измеряют щупом и контрольной линейкой (рис. 13.3,а). Щупом измеряют также зазоры c_1 и c_2 . Непараллельность осей на длине D при этом будет

$$\gamma = (c_2 - c_1)/D,$$

где D — диаметр диска полумуфт или контрольных поясков.

Если в выбранной муфте нет дисков и не предусмотрены контрольные пояски, то на плите (раме) узлы устанавливают предварительно, без полумуфт. Контроль совпадения и параллельности осей валов осуществляют в этих случаях по одному из следующих способов:

1. По выступающим цилиндрическим концам валов. На рис. 13.3,б показана схема контроля при помощи линейки и щупа.

Радиальное смещение осей валов по их концам

$$\Delta = \Delta_1 - 0,5(d_1 - d_2),$$

где d_1 и d_2 — диаметры концов валов.

Непараллельность осей валов

$$\gamma = (\Delta_2 - \Delta_1)/l.$$

2. По измерительным дискам. На конусные или цилиндрические концы валов устанавливают точно изготовленные измерительные диски. Смещение Δ и непараллельность γ осей валов определяют контрольной линейкой и щупами (рис. 13.3, а). Для этой схемы непараллельность γ определяют по соотношению, приведенному на с. 193.

Контроль по концам валов и по измерительным дискам менее удобен. Поэтому при конструировании муфт следует предусматривать поверхности для контроля соосности валов.

Возможные смещения определим на типовом примере соединения муфтой электродвигателя I и редуктора II, установленных на общей плите (раме) III (рис. 13.4, а). Результаты справедливы и для двух других узлов, установленных на общей плите (раме).

На схеме обозначены: h_i ; β_i — размеры, определяющие радиальное (h_i) и угловое (β_i) смещения валов в вертикальной плоскости; ω_i — размеры, определяющие осевое смещение между торцами полумуфт (или валов).

Предельные отклонения размеров h_p и h_o установлены ГОСТ 16162—70 и 8592—71 при номинальном значении:

$$h_p(h_o) \text{ до } 250 \text{ мм} — 0,5 \text{ мм}, \\ \text{свыше } 250 \text{ до } 630 \text{ мм} — 1,0 \text{ мм}.$$

Предельные отклонения размера β_p по ГОСТ 16162—70 установлены 0,1/100 мм/мм, а размера β_o по ГОСТ 8592—71 для электродвигателей нормальной точности 0,15/100 мм/мм.

Соосность валов в вертикальной плоскости определяется погрешностями размеров h_p , h_o и h_o , а также β_p , β_o и β_o .

Соосность валов в горизонтальной плоскости обеспечивают при сборке перемещением и поворотом узлов.

Вероятностное суммирование предельных отклонений размеров, определяющих радиальное положение валов в вертикальной и горизонтальной плоскостях, дает суммарное радиальное смещение Δ_{Σ} , равное:

$$\text{при } h_p(h_o) \text{ свыше } 50 \text{ до } 250 \text{ мм} — 0,7 \text{ мм}, \\ \text{» } h_p(h_o) \text{ » } 250 : 630 — 1,4 \text{ мм}.$$

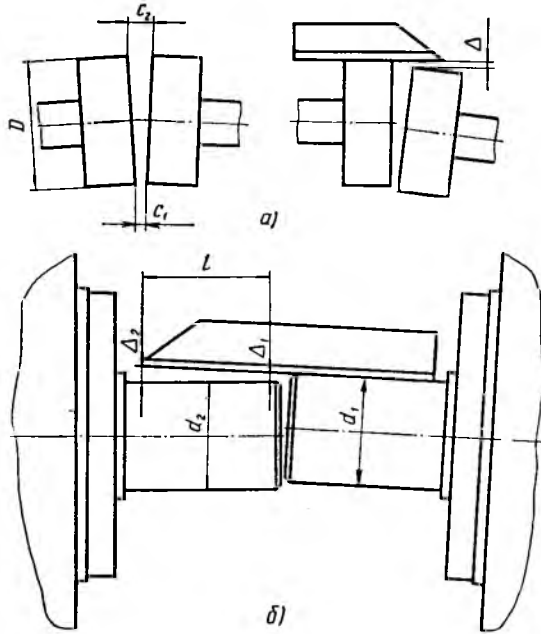


Рис. 13.3

Величину радиальных смещений в вертикальной плоскости при необходимости уменьшают применением компенсаторных подкладок IV (рис. 13.4,б). Под каждую лапу электродвигателя ставят по одной подкладке толщиной ≥ 8 мм, которые затем фрезеруют или шлифуют до требуемого размера, или набор из двух-трех прокладок, выбранных из ряда толщин: 0,1; 0,2; 0,4 и 0,8 мм.

Радиальные смещения в горизонтальной плоскости уменьшают выверкой положения узлов на базовых плоскостях. В этом случае возможное сум-

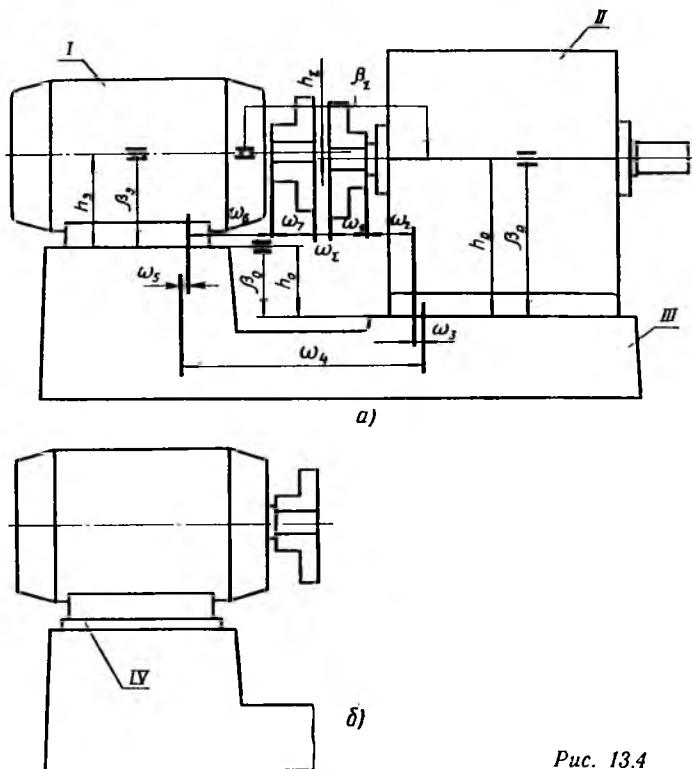


Рис. 13.4

марное радиальное смещение осей Δ_{Σ} зависит от квалификации сборщиков и от точности контрольно-измерительных средств и может быть обеспечено при точности сборки:

нормальной — от 0,7 до 0,3 мм.

повышенной и высокой — от 0,15 до 0,05 мм.

Вероятностное суммирование предельных отклонений размеров, определяющих угловое положение валов в вертикальной и горизонтальной плоскостях, дает суммарное угловое смещение осей γ_{Σ} , равное 0,6 мм на 100 мм.

Применение подкладок одинаковой толщины не компенсирует непараллельность осей валов в вертикальной плоскости. Поэтому при повышенной точности сборки под каждую лапу электродвигателя ставят подкладки разной толщины или при одинаковой толщине шлифуют с уклоном, а при высокой точности сборки шабруют.

Параллельность осей валов в горизонтальной плоскости повышают выверкой положения узлов на базовых плоскостях. В этом случае возможное суммарное угловое смещение осей может быть обеспечено при точности сборки повышенной и высокой в пределах от 0,25/100 до 0,05/100 мм/мм.

Вероятностное суммирование предельных отклонений размеров ω_i дает суммарное значение осевого смещения $\omega_{\Sigma} = \pm 3$ мм. Величину ω_{Σ} уменьшают при необходимости выверкой осевого положения узлов. В этом случае в зависимости от требуемой точности сборки суммарное осевое смещение ω_{Σ} может быть обеспечено в пределах от $\pm 0,5$ до $\pm 0,1$ мм.

Приведенные выше смещения валов для наглядности даны в табл. 13.1.

Т а б л и ц а 13.1

Параметр точности	Сборка без подкладок		Сборка с подкладками при точности сборки		
			нормальной		повышенной и высокой, от...до
Δ_{Σ} , мм	0,7*	1,4**	0,3*	0,7**	0,15...0,05
γ_{Σ} , мм/мм	0,6/100			0,25/100...0,05/100	
ω_{Σ} , мм	Без выверки осевого положения узлов			С выверкой осевого положения узлов	
	± 3			$\pm 0,5... \pm 0,1$	

* При размере h_p (h_z) до 250 мм.

** При размере h_p (h_z) свыше 250 до 630 мм.

Для удобства контроля перекос осей валов γ_{Σ} в технических условиях на монтаж задают линейным смещением Δ_{γ} на длине l (например, при $\Delta_{\gamma} = 0,6$ мм и $l = 100$ мм пишут $\gamma_{\Sigma} = 0,6/100$ мм/мм). В литературе допустимые угловые смещения валов для разных типов муфт задают в градусах (минутах). Перевод производят по соотношению

$$\Delta_{\gamma} / l \text{ мм/мм} = \gamma_{\Sigma} \text{ мин}/3440.$$

Например, в работе [19] задано допустимое угловое смещение $\gamma_{\Sigma} = 15'$. Линейное смещение Δ_{γ} на длине $l = 100$ мм, после подстановки получим

$$\Delta_{\gamma} / 100 = 15/3440 \approx 0,4/100 \text{ мм/мм}.$$

При работе приводов под действием возникающих нагрузок происходят деформации корпусов узлов (редукторов, электродвигателей и др.), а также плит и рам. Особенно значительны деформации кручения высоких рам.

Эти деформации приводят к дополнительному, главным образом радиальному, смещению валов и, как следствие, к дополнительной нагрузке упругих элементов муфт.

Учитывая это, в технических требованиях на монтаж приводов следует задавать радиальное Δ_{Σ} смещение валов уменьшенным по сравнению с расчетным значением. Уменьшение рекомендуется принимать при монтаже узлов:

на высоких рамах в 1,5 ... 2,0 раза,
 » низких » 1,2 ... 1,4 раза,
 » » литых плитах » 1,0 ... 1,2 раза.

Выверка точности относительного положения узлов — трудоемкая операция, которую выполняют квалифицированные сборщики. Чтобы не повторять ее при последующих демонтаже и монтаже, положение узлов на плите (раме) желательно фиксировать. На рис. 13.5,а после крепления к плите (раме) каждый из узлов зафиксирован двумя контрольными коническими штифтами.

К сожалению, не во всех узлах предусмотрены места для установки штифтов. При отсутствии таких мест фрезеруют наклонные площадки и конические штифты ставят под углом (рис. 13.5, б). Если штифты ставят в глухие отверстия или нет доступа для их выколачивания, то они должны иметь резьбу (внутреннюю или наружную) для удаления при демонтаже привода. Применяют также для этой цели четыре горизонтально расположенных цилиндрических штифта, поставленных в стык базовых плоскостей (рис. 13.5, в). В этом случае оси каждой пары штифтов располагают в плане под углом 90° друг к другу.

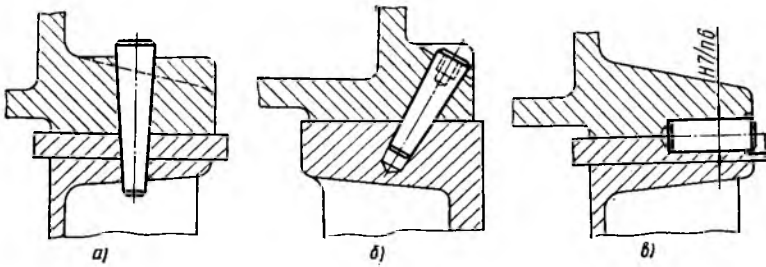


Рис. 13.5

§ 3. Компенсирующие муфты

Из числа компенсирующих муфт в машиностроении наиболее часто применяют зубчатые, цепные и кулачково-дисковые муфты.

Расчет компенсирующих муфт производят по формулам, приведенным в учебниках и специальной литературе [18, 19, 23].

1. Зубчатые муфты

Зубчатые муфты (рис. 13.6) широко применяют для соединения валов, особенно в тяжелом машиностроении, где передаются большие моменты и затруднена точная установка узлов.

Компенсирующая способность муфты достигается созданием зазоров между зубьями и приданием бочкообразной формы зубьям втулки.

Смещение и непараллельность осей и поворот обоймы относительно втулки при известном расстоянии A (рис. 13.7) между серединами венцов обеих втулок связаны между собой зависимостью, представленной на рис. 13.8. Графики на этом рисунке построены при угле поворота обоймы относительно одной втулки $\psi = 30'$ и позволяют определять при заданном ра-

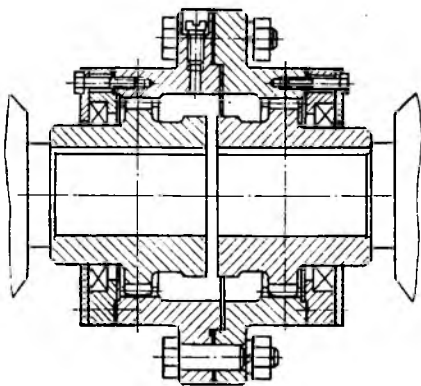


Рис. 13.6

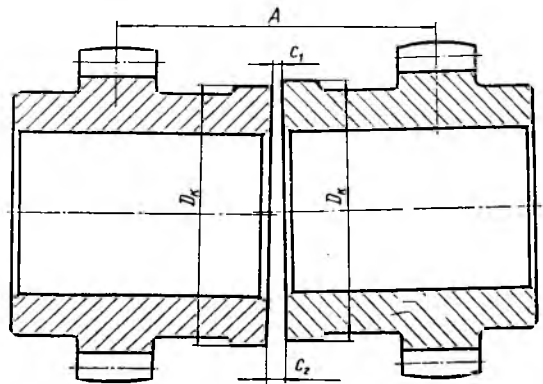


Рис. 13.7

диальном смещении Δ_{Σ} допустимую предельную непараллельность γ'_{Σ} осей валов в минутах и, наоборот, при заданном γ'_{Σ} определять Δ_{Σ} [17].

Контроль углового смещения осей валов производят по разности зазоров $\Delta'' = c_2 - c_1$ (мм) (см. рис. 13.7), которая должна быть

$$\Delta'' \leq \gamma'_{\Sigma} D_h / 3440.$$

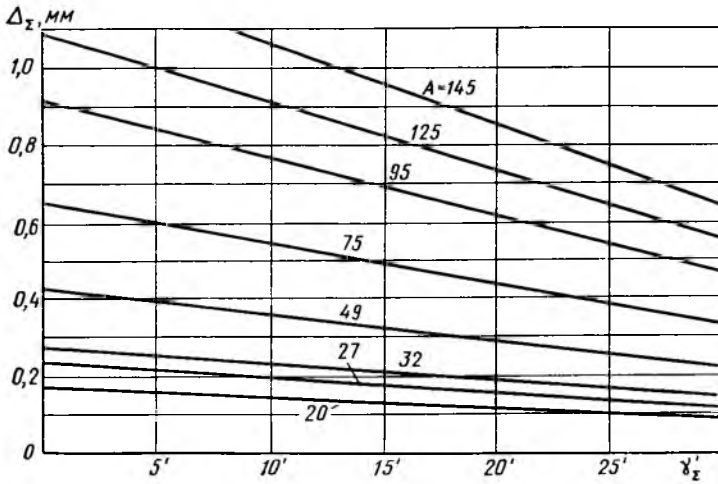


Рис. 13.8

Зубчатые муфты выбирают по ГОСТ 5006—55 или по нормали машиностроения МН 5023—63 [8, 27].

2. Цепные муфты

В цепных муфтах в качестве соединительного элемента применяют цепи роликовые однорядные по ГОСТ 20742—75 (рис. 13.9), двухрядные, а также зубчатые [6, 18, 19].

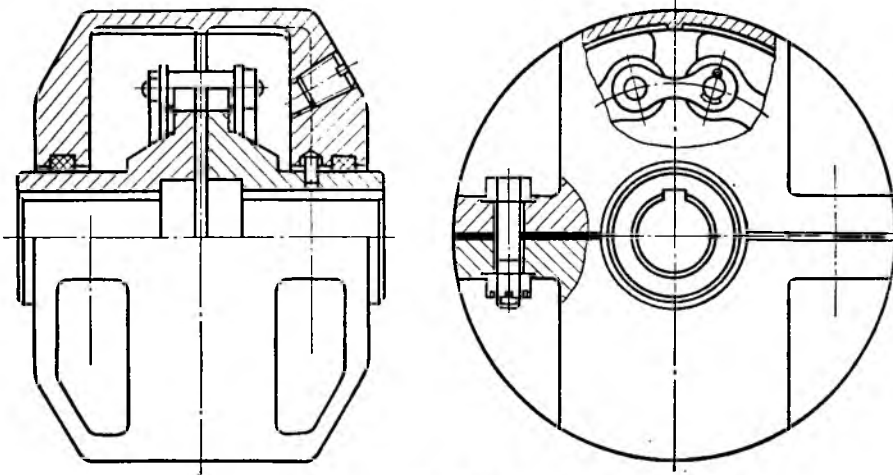


Рис. 13.9

Достоинства цепных муфт: для соединительного элемента применяют стандартные цепи, изготавливаемые централизованно; при монтаже и демонтаже не требуется осевого смещения узлов.

Для удержания смазки муфту закрывают кожухом, разъемным в осевой плоскости. Чтобы предотвратить утечку масла, в кожух встраивают уплотнения. Кожух обычно выполняют литым из легких сплавов. При сборке его между плоскостями разъема ставят уплотняющую прокладку. Так как вследствие несоосности валов звездочки имеют радиальные и угловые смещения, кожух надевают на ступицы звездочек с некоторым зазором. Для того чтобы кожух вращался вместе со звездочками, его фиксируют на корпусе установочным винтом или штифтом, который одновременно удерживает его от смещения в осевом направлении.

Так как в шарнирах самой цепи и в сопряжении ее со звездочками имеются зазоры, эти муфты не применяют в реверсивных приводах, а также в приводах с большими динамическими нагрузками.

За счет выбора зазоров цепные муфты допускают перекося валов до 1° , а также радиальные смещения, зависящие от передаваемого момента:

при T_k свыше 0,63 до 2,5 Н·м $\Delta_\Sigma = 0,2$ мм,

» » » 2,5 » 10 Н·м $\Delta_\Sigma = 0,4$ мм,

» » » 10 » 40 Н·м $\Delta_\Sigma = 0,6$ мм.

Так как Δ_Σ малы (см. табл. 13.1), то для достижения требуемой соосности валов, соединяемых цепными муфтами, должны быть применены компенсирующие подкладки.

Силу, с которой муфта воздействует на вал, можно принимать

$$R \approx 0,25 P_0,$$

где P_0 — окружная сила на делительном диаметре звездочки.

3. Кулачково-дисковые муфты

Кулачково-дисковые муфты (рис. 13.10, ГОСТ 20720—75) допускают радиальное смещение валов

$$\Delta_\Sigma \approx 0,02 d,$$

где d — диаметр посадочного отверстия муфты.

За счет выбора зазоров эти муфты также допускают перекося валов

$$\gamma'_\Sigma \approx 15'.$$

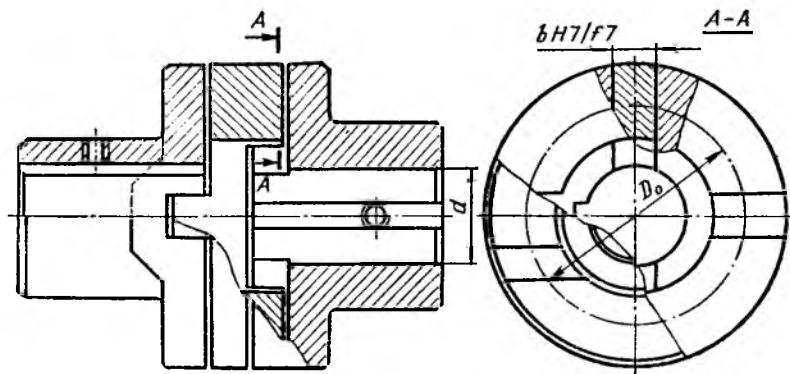


Рис. 13.10

При предельно допускаемых смещениях валов муфта создает дополнительную нагрузку на валы (Н):

$$R \approx 0,3 P_0,$$

где

$$P_0 = 2 T_K / D_0$$

— окружная сила на среднем радиусе кулачков $D_0/2$, м; T_K — вращающий момент, Н·м.

Кулачково-дисковые муфты применяют при невысоких частотах вращения вала (см. ГОСТ 20720—75).

Муфта конструкции УЗТМ (рис. 13.11) с плавающим сухарем из текстолита допускает смещение и перекус валов:

$$\Delta_{\Sigma} \approx 0,04 d, \quad \gamma_{\Sigma}' \approx 30'.$$

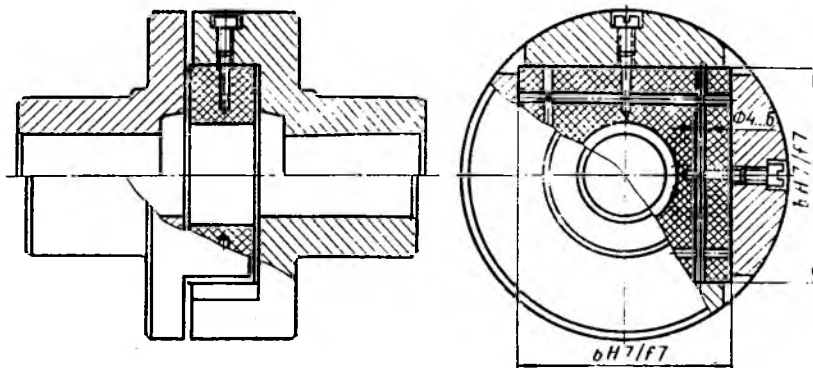


Рис. 13.11

При предельно допускаемых смещениях валов эта муфта за счет уменьшения сил трения на рабочих поверхностях создает несколько меньшую дополнительную нагрузку на валы:

$$R \approx 0,2 P_0,$$

где $P_0 = 400 T_K / b$; T_K — в Н·м; b — ширина сухаря, см.

Муфты с текстолитовым сухарем применяют при более высоких частотах вращения вала.

Размеры кулачково-дисковых муфт приведены в работах [6, 19]. Об условиях работы кулачково-дисковых муфт см. в работах [8, 18, 19].

§ 4. Упругие муфты

Упругие муфты состоят из двух полумуфт, соединенных упругими элементами, которые выполняют из стали или резины.

При конструировании упругих муфт решают две основные задачи:

1. Повышение нагрузочной способности муфты, т. е. повышение T_K при неизменных габаритах.

2. Обеспечение необходимой крутильной податливости, определяемой динамическими параметрами системы, в которую встраивается муфта.

Предельное значение T_K можно повысить:

а) применением более прочных материалов упругих элементов (большие значения $[\sigma]$ и $[\tau]$);

б) увеличением размеров упругих элементов в габаритах муфты;
в) более равномерным распределением напряжений во всех точках упругих элементов (лучшее использование материала упругих элементов).

Крутильную жесткость муфты варьируют изменением размеров и числа упругих элементов, подбором марки резины с соответствующим модулем упругости и другими приемами, указанными ниже при рассмотрении отдельных типов муфт.

При периодическом изменении вращающего момента в машине возникают крутильные колебания, представляющие большую опасность в зоне резонанса. Правильно подобранная муфта существенно снижает амплитуды крутильных колебаний.

Несоосность валов приводит к дополнительной нагрузке на упругие элементы муфты, а также на валы и их опоры. Дополнительные нагрузки на упругие элементы при радиальном и угловом смещении валов являются циклическими, что вызывает снижение ресурса муфты.

1. Муфты с металлическими упругими элементами

Для металлических упругих элементов в обычных условиях применяют углеродистые пружинные стали марок 60, 65, 70 и 85 и легированные стали марок 4Х13, 50ХГА, 60С2, 50ХГФА, 60С2ХФА и др.

В машиностроении наиболее часто для витых цилиндрических пружин растяжения-сжатия используют стальную углеродистую холоднокатаную проволоку круглого сечения диаметром от 0,2 до 8 мм по ГОСТ 9389—75. Механические свойства проволоки классов I, II и III зависят от ее диаметра (см. [7], т. 2, с. 12).

Для изготовления плоских пружин (пластин) используют стальную пружинную холоднокатаную термообработанную ленту групп прочности IП, 2П, 3П с механическими свойствами по ГОСТ 21996—76. В соответствии со стандартом лента имеет ширину от 3 до 100 мм, толщину от 0,05 до 1,2 мм. Ее изготавливают из стали марок У7А, 65Г, 60С2А, 70С2ХА, 13Х.

Допускаемые напряжения в зависимости от вида упругого элемента и марки материала можно принимать по табл. 13.2.

Как отмечалось, несоосность валов приводит к дополнительному нагружению деталей муфты, валов и их опор. Конструкция некоторых муфт с металлическими упругими элементами такова, что позволяет компенсировать перекосы γ_{Σ} и осевые смещения ω_{Σ} валов (см. табл. 13.1) за счет выбора имеющихся зазоров или возможности свободы смещения упругих элементов в осевом направлении. Поэтому эти виды несоосности для рассмотренных ниже муфт при нормальных условиях сборки не приводят к заметному дополнительному нагружению стальных упругих элементов и при расчетах их можно не учитывать.

Для муфт с металлическими упругими элементами радиальное смещение Δ_{Σ} является основным видом несоосности, вызывающим тем большую радиальную силу R , чем больше Δ_{Σ} . Величина этой силы зависит также от конструкции муфты. Сила, действующая на наиболее нагруженный упругий элемент, в K_{Δ} раз больше, чем при соосных валах. Значение K_{Δ} определяют по формулам:

$K_{\Delta} = 1 + m$ — для муфт с цилиндрическими витыми пружинами сжатия и муфт со стальными стержнями;

$K_{\Delta} = 1 + 2m$ — для муфт с пакетами аксиально расположенных плоских пружин ($m = R/P_{\kappa}$).

При проектировочном расчете величиной m задаются (обычно $m \leq 0,3$).
Окружная сила на муфте (Н)

$$P_{\kappa} = 200 T_{\kappa} / D_0,$$

Таблица 13.2

Вид упругого элемента	Марка материала	Диаметр проволоки или проката, мм	Допускаемое напряжение, МПа			
			при кручении $[\tau]_{\text{пред}}$	изгиба $[\sigma]_{\text{н}}$		
Пружина растяжения — сжатия	Стальная углеродистая пружинная проволока (по ГОСТ 9389—75)	3,2...3,6 4	Класс проволоки		—	
			I	II		
		4,5...5,0	990	930		—
		5,6...6,0	960	900		—
		6,3...8,0	900	840		—
			870	810	—	
			—	750	—	
	60С2, 50ХФА	5...42		900	—	
	60С2Н2А	8...42		900	—	
	4Х13	1...42		450	—	
Стержень круглого сечения	60С2А	—			1120	
	60С2ХА	—			1260	
	65С2ВА	—			1330	
Пластина	Стальная пружинная термообработанная холоднокатаная лента (по ГОСТ 21996—76)	—	Группа ленты по прочности			
			1П	2П	3П	
			910	1130	1130	

где $T_{\text{к}}$ — вращающий момент, (Н·м), из выражения, приведенного на с. 191; D_0 — средний диаметр, (см), на котором расположены упругие элементы муфты (см. рис. 13.12, 13.14 и 13.16).

В практических расчетах дополнительное нагружение упругих элементов, вызванное радиальным смещением валов, удобнее учитывать при определении расчетного вращающего момента.

Расчетный вращающий момент для муфт с металлическими упругими элементами

$$T = K_{\Delta} T_{\text{к}},$$

где K_{Δ} — коэффициент, учитывающий дополнительную нагрузку на упругий элемент при радиальном смещении валов; $T_{\text{к}}$ — вращающий момент из выражения, приведенного на с. 191.

Ниже рассмотрены несколько муфт с металлическими упругими элементами. Более подробно о муфтах см. в работах [6, 18, 19].

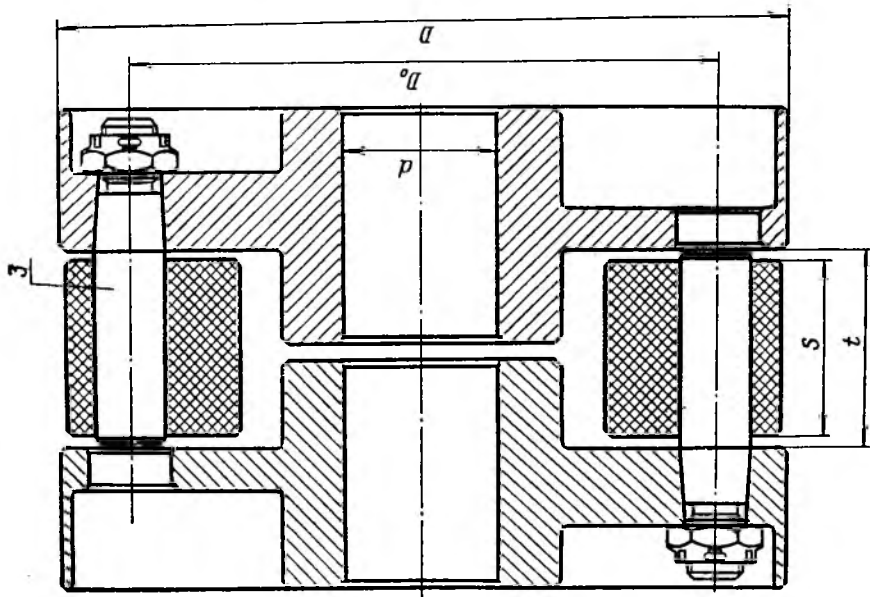
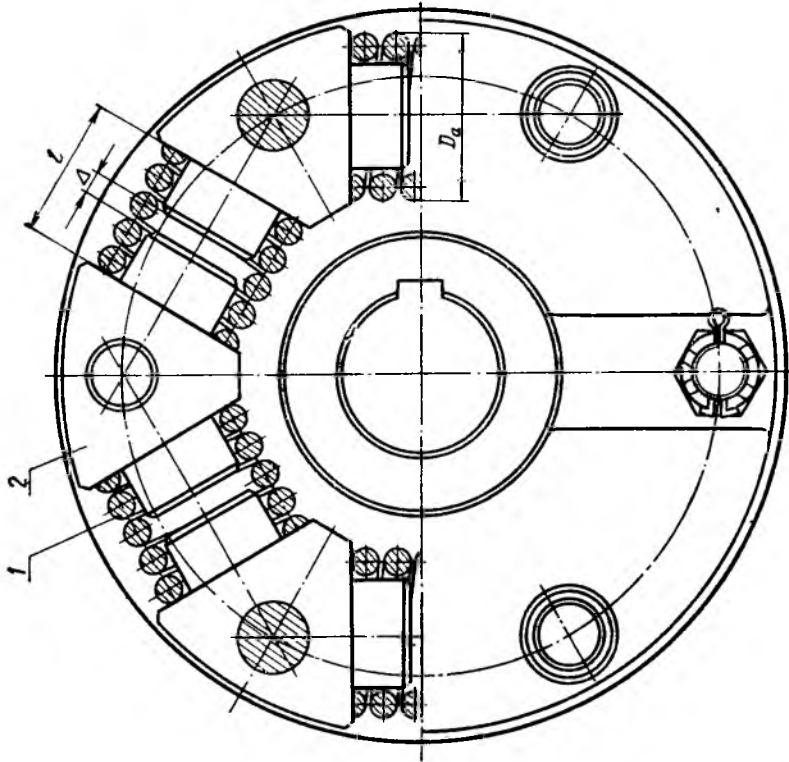


Рис. 13.12

Муфта с цилиндрическими пружинами сжатия

На рис. 13.12 дана конструкция муфты «Карделис» (ФРГ) с цилиндрическими витыми пружинами сжатия 1. Пружины посажены на несущие сегменты 2, имеющие возможность качательного движения на пальцах 3. Сегменты изготовляют из износостойких пластмасс при централизованном производстве или из чугуна при мелкосерийном и единичном производстве. Пружины ставят с предварительным сжатием. При передаче момента осадка половины от общего числа пружин увеличивается, остальных — уменьшается. Пальцы закрепляют коническими хвостовиками попеременно в ведущей и ведомой полумуфтах. Поверхность контакта сегмента с пальцем смазывают графитной смазкой.

Муфта допускает сборку соединяемых узлов без их осевого перемещения. При этом пальцы устанавливают через соответствующие отверстия второй половины муфты.

При перегрузке пружины сжимаются до соприкосновения витков и муфта становится практически жесткой.

При конструировании муфт принимают:

$$D_0 = (1,9 \dots 2,2) \sqrt[3]{T}; \quad D = (1,2 \dots 1,3) D_0; \quad S = 1,15 D_a; \quad t = 1,2 D_a;$$

$$l = H_0 - \lambda_0; \quad \Delta = 0,5 \lambda_{\text{пред}},$$

где T — расчетный вращающий момент, Н·м; D_a — наружный диаметр пружины, см; H_0 — длина пружины в ненагруженном состоянии; $\lambda_0 = \lambda/2$ — предварительная деформация пружины, равная половине общей деформации под нагрузкой; Δ — зазор между цилиндрическими направляющими на сегментах; $\lambda_{\text{пред}}$ — предельная деформация пружины.

Пружины сжатия рассчитывают по силе $P_{\text{п}}$ (Н), действующей на одну пружину, и необходимой деформации сжатия λ :

$$P_{\text{п}} = 200 e T / (D_0 z); \quad \lambda = \varphi D_0,$$

где D_0 — в см; T — в Н·м; $z = n/2$ — число ведущих пальцев на одной полумуфте, n — общее число пружин; e — коэффициент, зависящий от n (см. табл. 9.1, с. 137), φ — угол относительного поворота полумуфт, рад. Обычно угол закручивания допускают до 0,0873 рад (5°).

По силе $P_{\text{п}}$ выбирают диаметр проволоки, а по необходимой деформации — число витков. Допускаемые напряжения $[\tau]_{\text{пред}}$ для расчета пружин на прочность при полном сжатии витков принимают по табл. 13.2, а допускаемые рабочие напряжения назначают

$$[\tau] = (0,7 \dots 0,8) [\tau]_{\text{пред}}.$$

При перекосах и радиальном смещении полумуфт пружины работают также на изгиб вследствие смещения верхней опорной плоскости пружины относительно нижней. Витки пружины при этом дополнительно закручиваются и изгибаются. Однако для рассматриваемой точности сборки, характе-

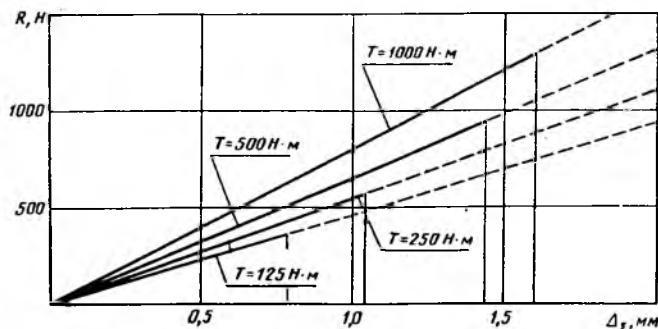


Рис. 13.13

ризуемой возможными величинами γ_{Σ} и Δ_{Σ} (см. табл. 13.1), угол относительного поворота торцов пружины мал. Для упрощения расчетов дополнительные напряжения в витках пружины вследствие ее изгиба можно не учитывать (погрешность расчетов при этом не превышает 3%).

При расчете пружин основные параметры их желательно принимать по ГОСТ 13764—68...13776—68.

На рис. 13.13 представлены графики зависимостей между силой R (при $R = 0,15 P_0$) и допускаримым смещением валов Δ_{Σ} для муфт с различными величинами расчетных моментов.

По приведенным графикам для каждой муфты можно определить силу R при конкретном значении радиального смещения или по задаваемой величине силы R найти допускаримое радиальное смещение валов и выбрать метод сборки (см. табл. 13.1).

Муфта со стальными стержнями

На рис. 13.14 представлена муфта, в которой упругими элементами являются аксиально расположенные цилиндрические стержни. Стержни устанавливают в отверстия полу муфт по посадке $H8/h9$, которая допускает определенную подвижность стержней. Монтаж и демонтаж муфты со стержнями можно производить без осевого смещения соединяемых узлов.

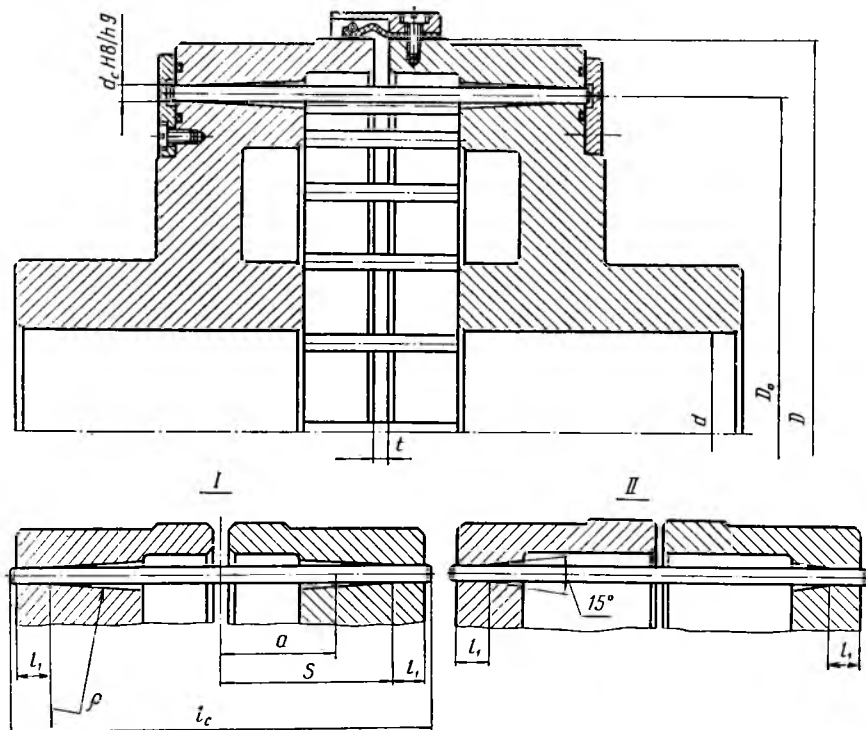


Рис. 13.14

При передаче муфтой вращающего момента в местах контакта стержней с отверстиями возникают высокие напряжения смятия. Поэтому стержни изготовляют из рессорно-пружинных сталей, полу муфты — из углеродистых конструкционных сталей. Вследствие деформации упругих элементов под нагрузкой, а также из-за несоосности валов стержни перемещаются в отверстиях полу муфт. Для уменьшения износа муфту заполняют при сборке пластичной смазкой, для удержания которой применяют уплотнения.

При необходимости стержни могут быть установлены в отверстиях, расположенных на окружностях разных диаметров (в два ряда).

В зависимости от формы отверстия муфты могут быть переменной (исполнение I) или постоянной (исполнение II) жесткости.

В муфте исполнения I длина свободного участка стержня, а вместе с ней и крутильная жесткость муфты изменяются с изменением величины передаваемого момента. В муфте исполнения II длина свободного участка стержня постоянна.

При конструировании и расчете муфты принимают

$$D_0 = (1,5 \dots 1,8) \sqrt[3]{T},$$

где T — расчетный момент, Н·м.

Меньшие значения коэффициента — для муфт переменной жесткости.

$$D = (1,15 \dots 1,20) D_0; \quad S = \xi D_0 = (0,26 \dots 0,27) D_0; \quad t = 0,1 S; \quad l_c \approx 2,4 S;$$

$$l_1 \approx 0,075 l_c.$$

Угол относительного поворота полумуфт — до $\varphi \approx 0,0524$ рад (3°).

При расчете муфты определяют (см. [19], с. 87):

а) диаметр стержней

$$d_c = 4[\sigma_n] D_0 \xi^2 (3 - \psi^2) / (3E\varphi),$$

где $[\sigma_n]$ — допускаемое напряжение изгиба материала стержня, МПа (см. табл. 13.2); $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа — модуль упругости стали; D_0 — в см; $\psi = a/S$ [a — расстояние от средней плоскости муфты до начала контакта стержня с полумуфтой при передаче расчетного вращающего момента; S — то же, при отсутствии нагрузки на муфту (см. рис. 13.14)].

Для муфт постоянной жесткости $\psi = 1,0$, для муфт переменной жесткости $\psi = 0,6 \dots 0,7$;

б) число стержней

$$z = 64 \xi \psi T / (\pi [\sigma_n] d_c^3);$$

в) радиус кривизны гнезда в осевом сечении (для муфт переменной жесткости)

$$\rho = E d_c / (2[\sigma_n]).$$

Здесь $[\sigma_n]$ — в МПа; d_c — в см; T — в Н·м; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

Муфты постоянной жесткости (исполнение II, рис. 13.14) характеризуются меньшей жесткостью при одинаковой с исполнением I величине S и допускают примерно в три раза большие радиальные смещения валов при одинаковой силе R .

На рис. 13.15 приведены графики зависимостей между силой $R = 0,15 P_0$, действующей со стороны муфты на валы, и допускаемым радиаль-

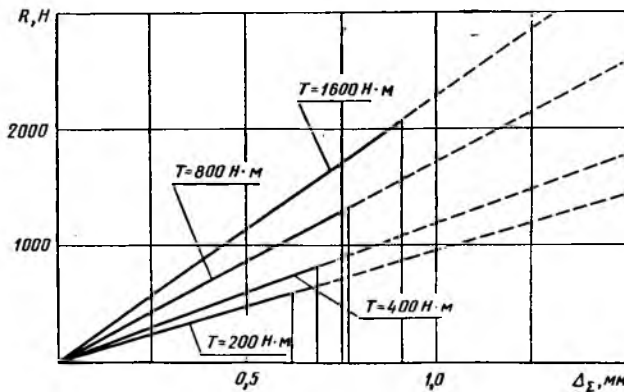


Рис. 13.15

мещением валов Δ_2 для муфт с различными расчетными моментами. Если требуется ограничить величину силы R , то по графикам находят допускаемое радиальное смещение валов и назначают способ сборки (см. табл. 13.1).

Муфта с пакетами плоских пружин

На рис. 13.16 показана муфта с пакетами пластинчатых пружин, расположенных параллельно оси вала. Пакеты пружин 1 вставлены в хвостовики 2 и 3 и удерживаются в них штифтами 4. Плоские пружины, собранные с хвостовиками, образуют кассеты. Кассета одним концом связана с полумуфтой 5 пружинным разжимным кольцом 6, а другим свободно вставлена в отверстие полумуфты 7.

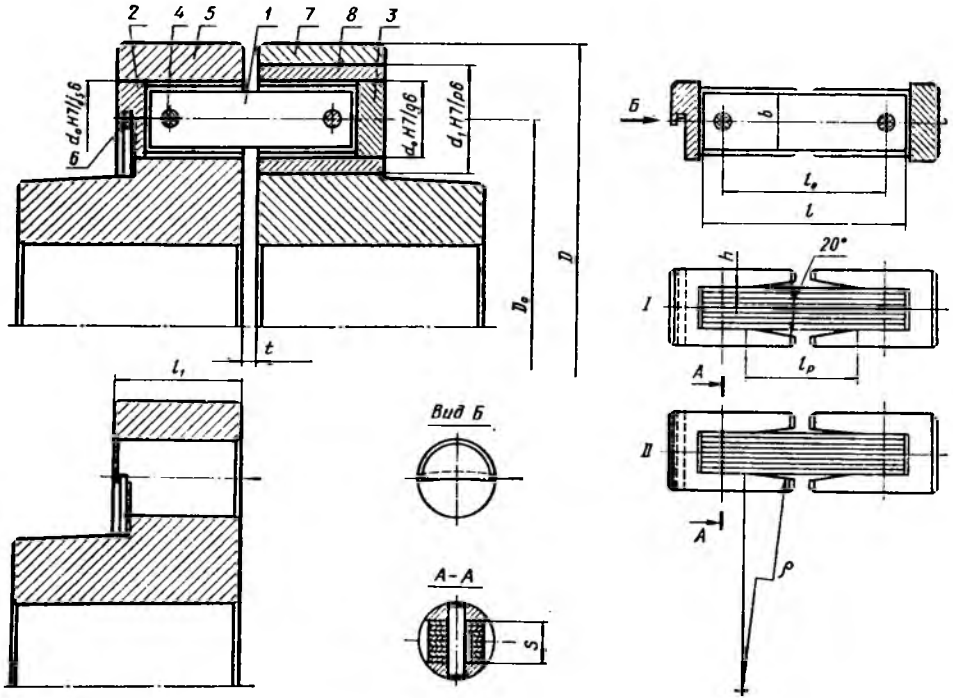


Рис. 13.16

При несоосности соединяемых валов и деформации пружин под нагрузкой свободные концы кассет перемещаются по отверстиям полумуфты. Для уменьшения износа в отверстия запрессованы втулки 8 из антифрикционного материала. При сборке поверхности отверстий и хвостовиков натирают графитной смазкой.

Дополнительная нагрузка на упругие элементы, возникающая при несоосности соединяемых валов, распределяется неравномерно между отдельными пакетами пластин. Большая нагрузка приходится на элементы, расположенные в плоскости, перпендикулярной радиальному смещению осей валов. Поэтому коэффициент K_Δ для муфт с пакетами пластинчатых пружин отличается большими значениями, чем для муфт с пружинами сжатия или со стальными стержнями.

Необходимая жесткость при кручении достигается изменением количества пакетов, толщины пружин и подбором их материала. При исполнении I паза хвостовика муфта имеет линейную характеристику изменения жесткости при кручении. Для получения нелинейной характеристики пазу придают криволинейный профиль (исполнение II).

Муфта допускает монтаж и демонтаж без осевого смещения соединяемых узлов.

При конструировании муфт принимают

$$D_0 = (1,32 \dots 1,42) \sqrt[3]{T},$$

где T — расчетный момент, Н·м; D_0 — в см;

$$D = (1,3 \dots 1,4) D_0; \quad l_1 \approx 0,3 D_0; \quad t = 4 \dots 6 \text{ мм.}$$

Число плоских пружин в одном пакете

$$i = \frac{12 T l_p}{D_0 [\sigma_n] b z} \cdot \frac{1}{h^2} = A \frac{1}{h^2},$$

где l_p — расчетная длина пружины, см; D_0 — диаметр, мм, на котором расположены пакеты пружин; $[\sigma_n]$ — допускаемые напряжения материала пружин на изгиб, МПа (см. табл. 13.2); b и h — ширина и толщина пружины, см; z — число пакетов пружин; $z = 10 \dots 12$.

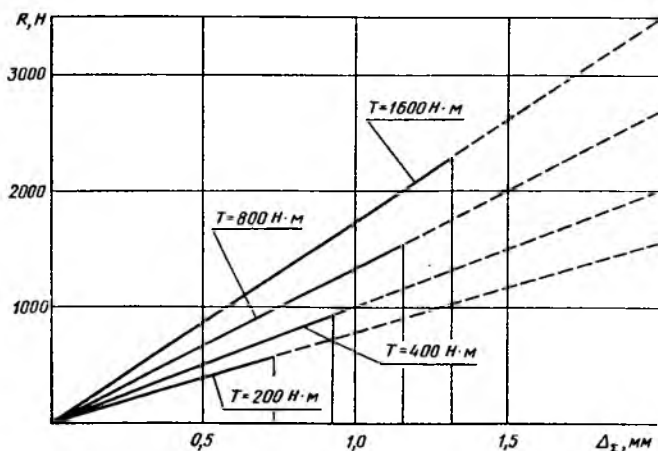


Рис. 13.17

Рекомендуется принимать:

$$b = (0,125 \dots 0,135) D_0; \quad l_0 = 0,4 D_0; \quad l_p = 0,7 l_0; \quad S = (0,72 \dots 0,74) b.$$

Толщина пружины

$$h = A / (ih) = A / S,$$

где $ih = S$ — толщина пакета пружин.

Для изготовления плоских пружин используют стальную пружинную холоднокатаную термообработанную ленту (см. ГОСТ 21966—76).

Для закрепления пакета пружин в полумуфтах принимают:

$$d_0 = (1,3 \dots 1,4) b; \quad d_1 = (1,35 \dots 1,45) d_0.$$

Радиус кривизны паза хвостовика (для муфт переменной жесткости)

$$\rho = Eh / (2 [\sigma_n]),$$

где E — модуль упругости.

На рис. 13.17 представлены зависимости изменения силы R , действующей со стороны муфты на валы (при $R = 0,15 P_0$), от величины радиального смещения Δz для муфт с различными расчетными моментами. Для ограничения величины силы R по графикам находят допускаемое радиальное смещение валов и назначают способ сборки (см. табл. 13.1, с подкладками или без них).

2. Муфты с резиновыми упругими элементами

Приведенные ниже зависимости для расчета упругих элементов получены с применением закона Гука.

Известно, что закон Гука остается справедливым для резины как при малых, так и при больших деформациях сдвига, но при деформации другого вида этот закон справедлив только при небольшой ее величине. Однако для обеспечения достаточной долговечности допускаемые напряжения при длительной работе резиновых упругих элементов муфт устанавливаются, исходя из малых деформаций. Поэтому при выполнении условия $\sigma \ll [\sigma]$ можно считать закон Гука приближенно справедливым для резины и при деформациях изгиба, растяжения и сжатия (см. [21], с. 42).

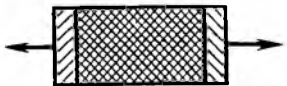
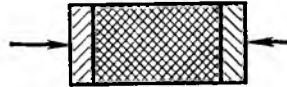
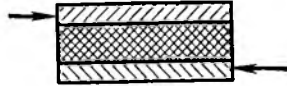
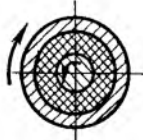
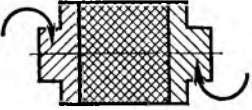
При расчете и конструировании резиновых упругих элементов, работающих на растяжение или сжатие, учитывают, что объем резины практически не меняется.

Упругие свойства резины характеризуются модулями упругости первого E и второго G рода, между которыми в силу постоянства объема резины при деформации существует зависимость

$$G = E/3.$$

Так как прочность технической резины сильно зависит от ее состава и имеет большое рассеивание, то допускаемые напряжения, приведенные в табл. 13.3, являются приближенными. Меньшие значения величин в каждом интервале принимают для резин с меньшими значениями модуля упругости E . Прочность привулканизации резины к металлу близка (при хорошем ее качестве) к прочности самой резины [21].

Таблица 13.3

Схема нагружения	Допускаемые напряжения, МПа, при нагрузке		
	статической	ударной	циклической
Растяжение 	1...2	1,0...1,5	0,5...1,0
Сжатие 	3...5	2,5...5,0	1,0...1,5
Параллельный сдвиг 	1...2	1...2	0,3...0,5
Крутильный сдвиг 	2	2	0,3...1,0
Кручение 	2	2	0,3...0,5

Напряжения в упругих элементах муфты, вызываемые радиальными и угловыми смещениями валов, являются циклическими. Нагрузку на упругие элементы, вызванную несоосностью валов и особенностями напряженного состояния, зависящего от конструкции муфты, учитывают понижением допускаемых напряжений по сравнению с указанными в табл. 13.3. Рекомендуемые значения этих величин для каждого типа муфты оговорены особо.

Муфты упругие втулочно-пальцевые

Муфты упругие втулочно-пальцевые (МУВП) (рис. 13.18) получили широкое распространение благодаря относительной простоте конструкции и удобству замены упругих элементов. Однако они имеют небольшую компенсирующую способность и при соединении несоосных валов оказывают достаточно большое силовое воздействие на валы и опоры, при этом резиновые втулки быстро выходят из строя.

Муфты МУВП нормализованы в диапазоне моментов от 32 Н·м до 15 кН·м. На них имеется также ГОСТ 21424—75.

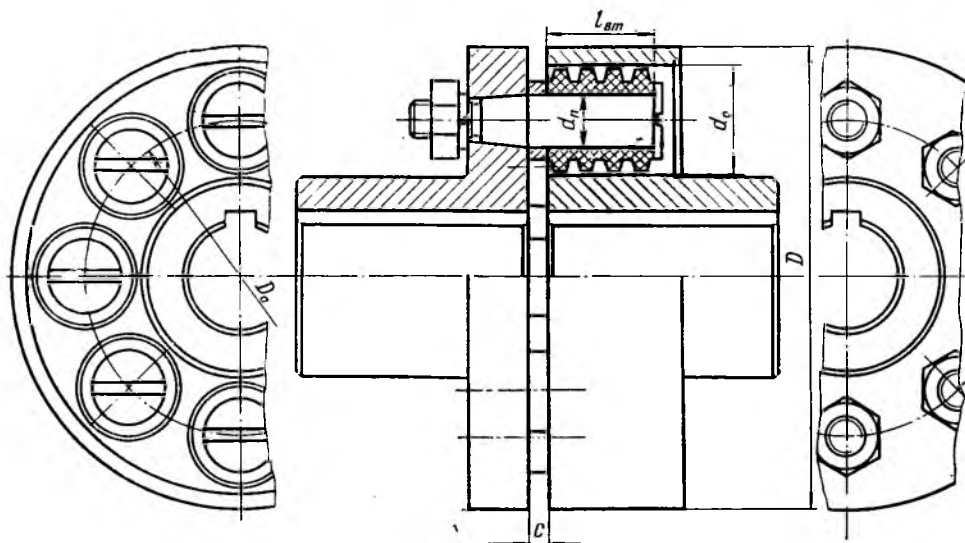


Рис. 13.18

Размеры муфты по заданному моменту подбирают по справочникам и атласу [6, 18, 19]. Если необходимо уменьшить размеры муфты по сравнению с размерами по нормали или по ГОСТу, проектируют специальную муфту, в которой размещают большее число упругих элементов.

Пальцы и кольца берут стандартными, размещая их так, чтобы выполнялось условие

$$z d_0 \leq 2,8 D_0,$$

где z — число пальцев; d_0 — диаметр отверстия под упругий элемент; D_0 — диаметр расположения пальцев (см. [6]).

Наружный диаметр муфты D при этом определяют из соотношения

$$D = D_0 + (1,5 \dots 1,6) d_0.$$

Упругие элементы специальной муфты проверяют на смятие. В предположении равномерного распределения нагрузки между пальцами

$$\sigma_{см} = 2T_k / (z D_0 d_n l_{вт}) \leq [\sigma_{см}],$$

где D_0 — диаметр, на котором расположены упругие элементы, см; T_k — вращающий момент, Н·м; d_n — диаметр пальца, см; $l_{вт}$ — длина упругого элемента, см.

Расчет по напряжениям смятия носит условный характер, так как не учитывает истинный характер распределения напряжений. В этом случае допускаемые напряжения $[\sigma_{см}] = 2$ МПа.

Пальцы муфты, изготовленные из стали 45 (ГОСТ 1050—74), рассчитывают на изгиб:

$$\sigma_{\text{и}} = 2T_{\text{к}}(0,5l_{\text{вт}} + c)/(zD_0 \cdot 0,1d_{\text{п}}^3) \leq [\sigma]_{\text{и}},$$

где c — зазор между полумуфтами, см (см. [6]).

Допускаемое напряжение изгиба принимают $[\sigma_{\text{и}}] = (0,4 \dots 0,5) \sigma_{\text{T}}$, где σ_{T} — предел текучести материала пальцев, МПа.

Так как муфты данного типа обладают большой радиальной и угловой жесткостью, их применение целесообразно при установке соединяемых узлов на плитах (рамах) большой жесткости. Кроме того, сборку узлов необходимо производить с высокой точностью и применением подкладок.

Предельные смещения валов следует принимать (см. табл. 13.1):

радиальные	$\Delta_{\Sigma} = 0,10 \dots 0,15$ мм;
угловые	$\gamma_{\Sigma} = 0,6/100$ мм/мм;
осевые	$\omega_{\Sigma} = 3$ мм.

Так как проверенные экспериментальные данные по угловой жесткости муфты отсутствуют, а возможные угловые смещения валов даже при обычной точности монтажа незначительны (см. табл. 13.1), нагрузку от угловых смещений на элементы муфты, валы и их опоры можно не учитывать.

Приблизительно принимая характеристику радиальной жесткости муфты линейной, радиальную силу $R(H)$, вызванную смещением Δ_{Σ} , можно определить по соотношению

$$R = C_{\Delta} \Delta_{\Sigma},$$

где C_{Δ} — радиальная жесткость муфты, Н/мм.

Значения C_{Δ} для муфт приведены в табл. 13.4 (см. [24], с. 12).

Таблица 13.4

№ муфты	16	20	25	30	40
C_{Δ} , Н/мм	1550	2160	2940	3920	5400

Для специальной муфты табличные значения C_{Δ} изменяют пропорционально отношению числа пальцев специальной муфты к стандартной.

Пример. Определить нагрузку на валы, соединяемые муфтой МУВП-30 и специальной муфтой. Принимаем $\Delta_{\Sigma} = 0,10$ мм.

Для муфты МУВП-30 (см. табл. 13.4) значение $C_{\Delta} = 3920$ Н/мм. Радиальная сила при этом смещении $R = C_{\Delta} \Delta_{\Sigma} = 3920 \cdot 0,1 = 392$ Н.

Муфта МУВП-30 имеет шесть пальцев.

При проектировании специальной муфты можно встроить восемь пальцев. В этом случае значение $C_{\Delta} = (8/6)3920 = 5230$ Н/мм, радиальная сила $R = 5230 \cdot 0,1 = 523$ Н.

Для рассмотренного примера на сборочном чертеже в технических требованиях приводят:

Радиальное смещение валов, не более	0,10 мм
Перекас валов, не более	0,6/100 мм/мм
Осевое смещение торцов полумуфт, не более	3 мм

Муфты с резиновой звездочкой

Компензирующие способности муфты (рис. 13.19) невелики. При соединении несоосных валов муфта оказывает на них значительное силовое воздействие, хотя и меньшее, чем муфта МУВП. Она требует точного монтажа узлов.

Размеры муфты по расчетному моменту подбирают по справочникам и атласу [6, 18, 19]

Эти муфты обладают большой радиальной угловой и осевой жесткостью, поэтому их применение, так же как и муфт МУВП, возможно при установке узлов на плитах (рамах) большой жесткости. Сборку узлов необходимо производить с высокой точностью, применяя подкладки и контролируя положение узлов.

Предельные смещения валов следует принимать (см. табл. 13.1):

радиальные	$\Delta_{\Sigma} = 0,10 \dots 0,15$ мм,
угловые	$\gamma_{\Sigma} = 0,6/100$ мм/мм,
осевые	$\omega_{\Sigma} = 0,1$ мм.

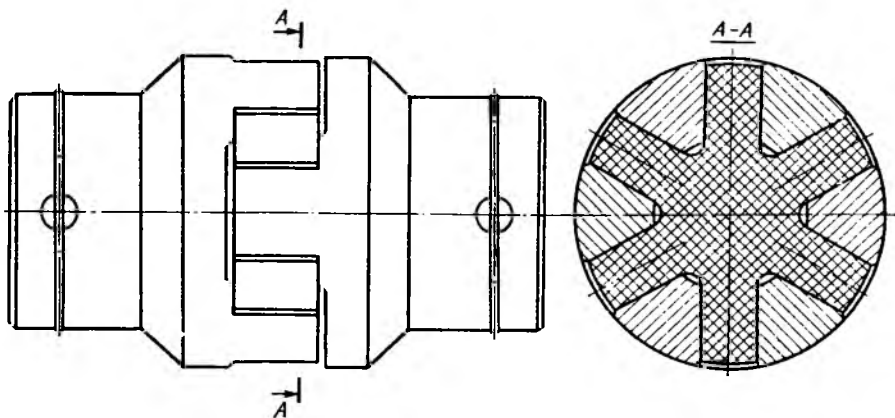


Рис. 13.19

По тем же причинам, что и для муфты МУВП, нагрузку от угловых смещений в расчет можно не принимать.

Приблизительно принимая характеристику радиальной жесткости муфты линейной, радиальную силу R , действующую на валы при смещении Δ_{Σ} , определяют по формуле, приведенной на с. 212.

Значения C_{Δ} для муфт по ГОСТ 14084—76 приведены ниже:

Муфта	C_{Δ} , Н/мм
12—32, 14—32	300
16—40, 18—40	490
20—50, 22—50	800
25—60, 28—60	900
32—80, 36—80	1120
40—100, 45—100	1320

Пример. Определить нагрузку на валы, соединяемые муфтой 32—80 по ГОСТ 14094—76.

Принимаем $\Delta_{\Sigma} = 0,1$ мм. Значение $C_{\Delta} = 1120$ Н/мм.

Радиальная сила $R = 1120 \cdot 0,1 = 112$ Н.

Муфты с резиновыми брусками, расположенными радиально

Муфта с упругими элементами в форме брусков, расположенных радиально, отличается простой конструкции упругого элемента. Применяют муфты двух исполнений. В первом исполнении (рис. 13.20) при замене упругих элементов кольцо 4, несущее торцовые кулачки 5, перемещают в осевом направлении с помощью двух отжимных винтов 7. Это исключает необходимость осевого смещения соединяемых муфтой узлов при замене упругих элементов. Во втором исполнении (рис. 13.21) торцовые кулачки

выполнены как одно целое с полумуфтой. Для замены упругих элементов у этой муфты необходимо осевое смещение узлов. Второе исполнение применяют для муфт малых диаметров D , обычно менее 100 мм.

Упругие элементы выполняют в двух вариантах. Первый (нормаль Гипроуглемаша) показан на рис. 13.20, второй (фирма «Ойлекс», ФРГ) — на рис. 13.21. На рис. 13.21 полумуфты выполнены облегченной конструкции, применимой и для первого исполнения муфты.

Ориентировочные значения основных размеров элементов муфты находят по соотношениям

$$D_0 = (1,8 \dots 2,0) \sqrt[3]{T_K}$$

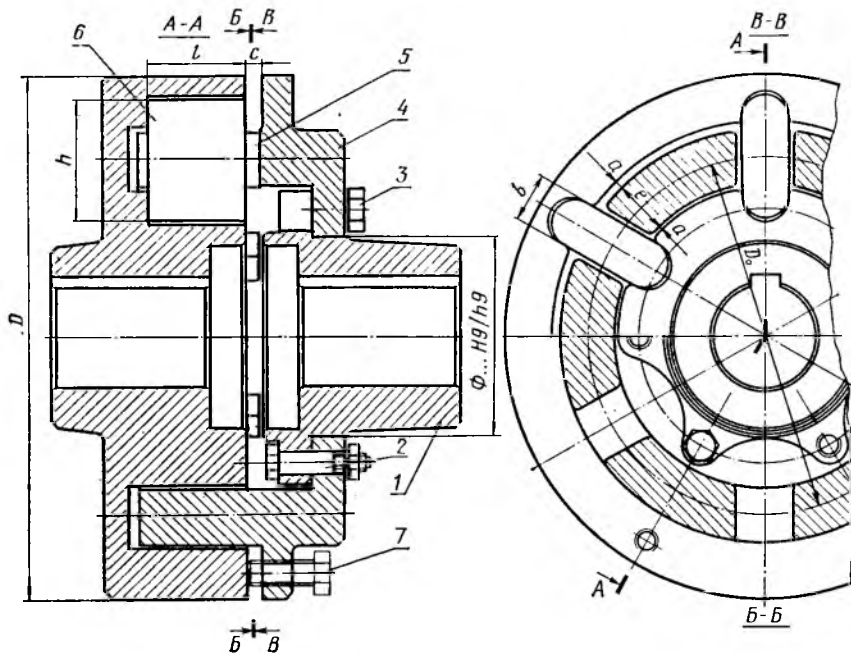


Рис. 13.20

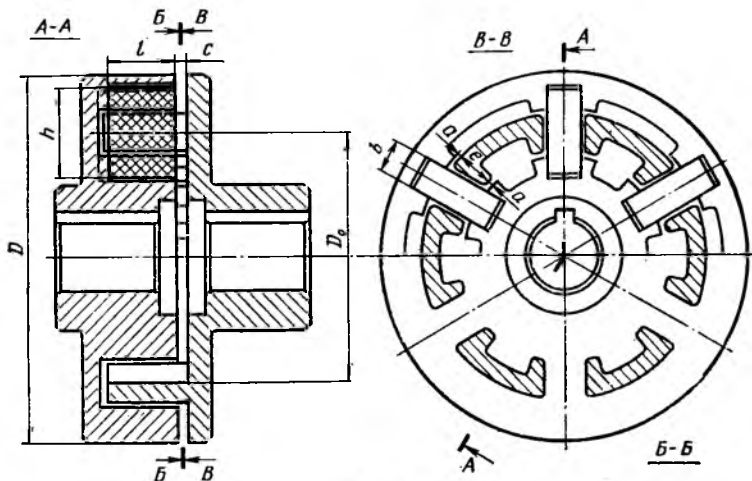


Рис. 13.21

где D_0 — диаметр расположения упругих элементов, см; T_k — вращающий момент, Н·м.

Размеры упругих элементов: $b = (0,11...0,14)D_0$; $h = 2,5 b$; $l = 2b$ (большие значения для муфт малых размеров).

Внешний диаметр муфты и толщина кулачка:

$$D = 1,1 D_0 + h; \quad e = 1,3 b - 2a,$$

где a — радиальный зазор между кулачком и полумуфтой: $a = 1...1,5$ мм. Обозначения см. на рис. 13.20 и 13.21.

Число упругих элементов z определяют из расчета упругого элемента на прочность и принимают $z = 6, 8, 10$.

Вращающий момент с полумуфты 1 (см. рис. 13.20) передается на кольцо 4 двумя болтами 2, поставленными без зазора. Размеры этих болтов определяют из расчета на срез и смятие. Винты 3 используют для соединения деталей 1 и 4. При передаче момента упругий элемент 6 работает на сдвиг, изгиб и смятие. При использовании соотношений (см. выше) условие прочности на смятие выполняется, если выполнено условие прочности на сдвиг.

Прочностной расчет упругих элементов муфты является условным. Он проводится по сдвигу и изгибу:

$$\tau = T_k / (D_0 z b l) \leq [\tau_{сд}];$$

$$\sigma_n = 3 T_k (4a + e) / (2 D_0 z l b^2) \leq [\sigma_p],$$

где T_k — в Н·м; D_0, b, l — в см; τ, σ — в МПа.

Упругие элементы выполняют из резины (с модулем упругости $E \approx 5$ МПа), армированной кордом, или из вулколана. Допускаемые напряжения принимают: $[\tau_{сд}] = 0,8$ МПа; $[\sigma_p] = 1,5$ МПа.

Муфта допускает радиальное смещение валов Δ_Σ в пределах зазора $a = 1,0...1,5$ мм между кулачком и полумуфтой, осевое смещение ω_Σ в пределах зазора $c = 4...5$ мм между полумуфтами. Допустимое угловое смещение γ_Σ составляет $1^\circ 30'$.

По причинам, указанным выше, нагрузку от угловых смещений в расчет можно не принимать.

Радиальную силу R , действующую со стороны муфты на валы при их смещении на величину Δ_Σ , легко найти по графику (рис. 13.22), построенному для резин с модулем упругости $E = 5$ МПа. Для резин с другим модулем упругости силу R , снятую с графика, пересчитывают, принимая прямую пропорциональность между R и E .

Например, для муфты, передающей момент $T_k = 3150$ Н·м, вследствие радиального смещения валов $\Delta_\Sigma = 0,7$ мм по графику рис. 13.22 сила $R = 700$ Н. При использовании резины с $E = 3,8$ МПа сила $R = (3,8/5)700 = 532$ Н.

Муфты с конусной резиновой шайбой

Муфты с конусной резиновой шайбой фирмы «Schwingmetall» (ФРГ) (рис. 13.23) отличаются сравнительной простотой конструкции. Они требуют точного осевого расположения узлов ввиду большой осевой жесткости муфты.

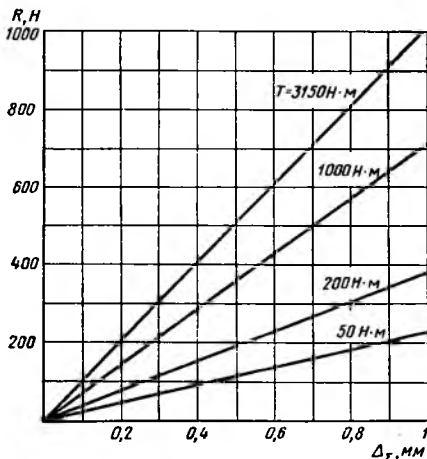


Рис. 13.22

Применяют муфты двух исполнений: первое (рис. 13.23,а) — для средних и больших моментов и второе (рис. 13.23,б) — для малых моментов, обычно при $D \leq 100$ мм.

Муфта по рис. 13.23,а состоит из двух одинаковых полу муфт 1, соединенных с резинометаллическим упругим элементом винтами 2. Резиновая шайба 3 привулканизирована к стальным дискам 4. Заглушки 5 предохраняют резьбовые отверстия от попадания в них резины.

В муфте по рис. 13.23,б резиновая шайба 1 привулканизирована к полу муфтам 2 и дискам 3.

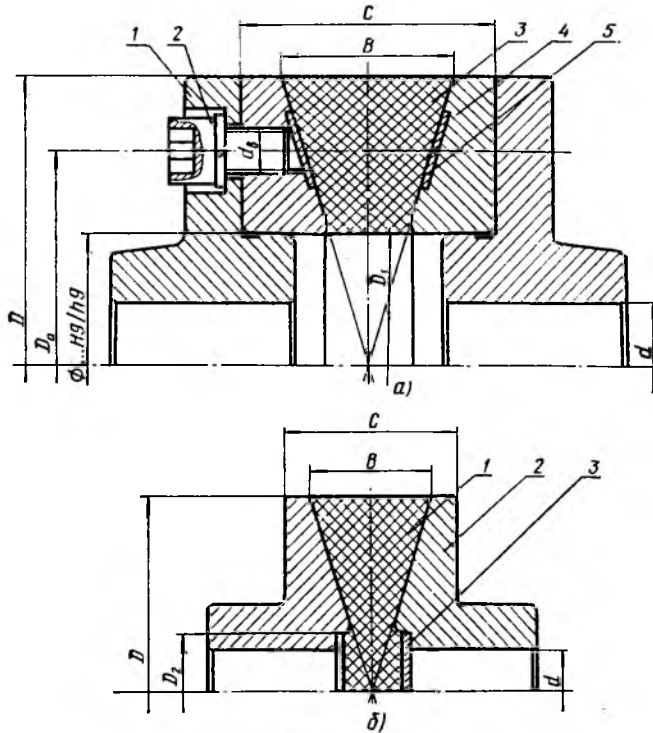


Рис. 13.23

При проектировании муфты наружный диаметр D определяют из расчета упругого элемента на прочность (см. формулу на с. 217).

Диаметр отверстия в упругом элементе

$$D_1 = (0,45 \dots 0,5) D$$

(меньшие значения для муфт малых размеров). Полученное значение D_1 согласуют с диаметром оправки пресс-формы.

Соотношения остальных размеров элементов муфты:

$$B = (0,25 \dots 0,3) D$$

(большие значения для муфт малых размеров):

$$C = 1,4 B; \quad D_0 = (D + D_1)/2; \quad D_2 = 1,4 d.$$

Число винтов z ориентировочно принимают по табл. 13.5.

Таблица 13.5

D , мм	До 160	Свыше 160 до 300	Свыше 300
z	4	6	8

Вращающий момент с полумуфты 1 (рис. 13.23,а) передается на упругий элемент 3 силами трения, созданными затяжкой винтов 2. В упругом элементе возникают касательные напряжения кручения. Благодаря постоянству отношения ширины упругого элемента к радиусу сечения эти напряжения одинаковы во всех точках упругого элемента и равны

$$\tau = 1,2 T_k / [\pi (D^3 - D_1^3)] \leq [\tau_k],$$

где T_k — в Н·м; D, D_1 — в см; τ — в МПа.

Допускаемые касательные напряжения принимают $[\tau_k] = 0,2 \dots 0,3$ МПа.

Учитывая соотношения для D_1, τ и $[\tau_k]$, получаем

$$D \geq 1,6 \sqrt[3]{T_k / [\tau_k]}.$$

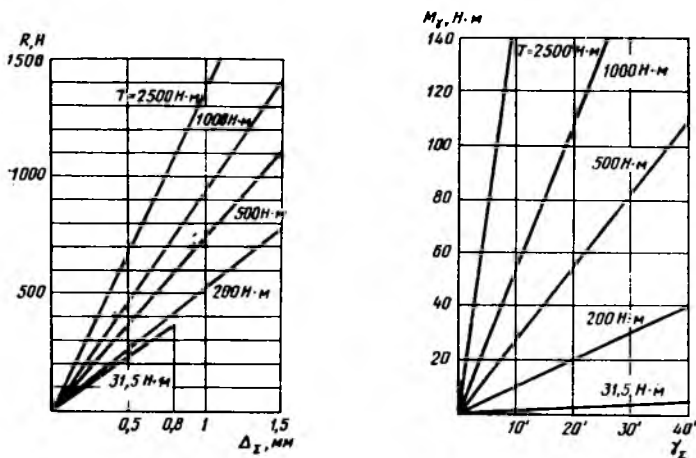


Рис. 13.24

Остальные размеры муфты определяют по формулам, помещенным на с. 216. Приняв число винтов z по табл. 13.5, определяют требуемую силу затяжки винта и по ней диаметр винтов.

Радиальная сила R и изгибающий момент M_y , действующие на валы, в зависимости от величины смещений Δ_Σ и γ_Σ могут быть приближенно определены по графикам (рис. 13.24), построенным для резины с модулем упругости $E = 3,6$ МПа и $G = 1,2$ МПа.

Муфта допускает радиальное смещение валов Δ_Σ до $0,8 \dots 4$ мм (меньшие значения для малых муфт), угловое смещение до $1 \dots 2^\circ$ (большие значения для малых муфт).

Муфты с торообразной упругой оболочкой

Муфты с торообразной упругой оболочкой обладают большой крутильной, радиальной и угловой податливостью.

Муфты данного типа применяют в двух исполнениях: с разрезной оболочкой (рис. 13.25) и неразрезной (рис. 13.26). На последние имеется ГОСТ 20884—75.

Муфта по рис. 13.25 состоит из резинового упругого элемента 1 и полумуфт 2, к которым винтами 3 притягиваются кольца 4. Муфта по рис. 13.26 состоит из упругого элемента 1 и полумуфт 2, к которым винтами 3 через кольца 4 притягиваются прижимные полукольца 5. При сборке муфты полукольца соединяют с кольцом 4 винтами 6, расположенными между винтами 3.

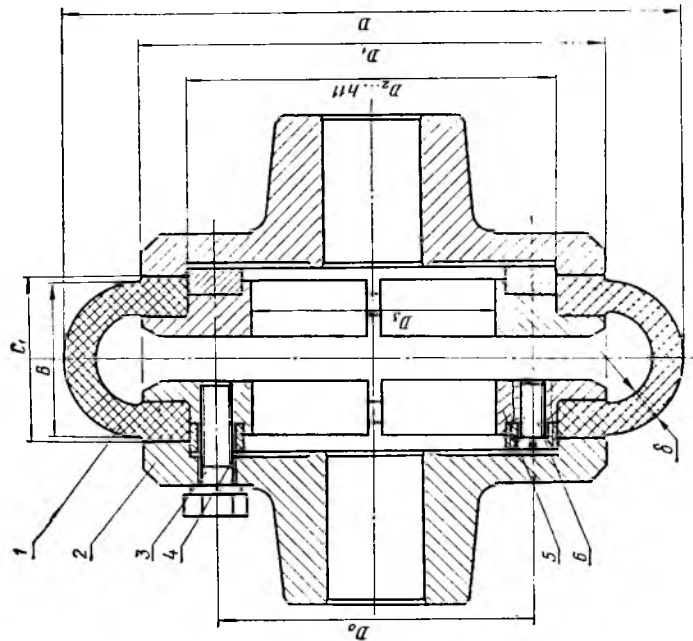


Рис. 13.26

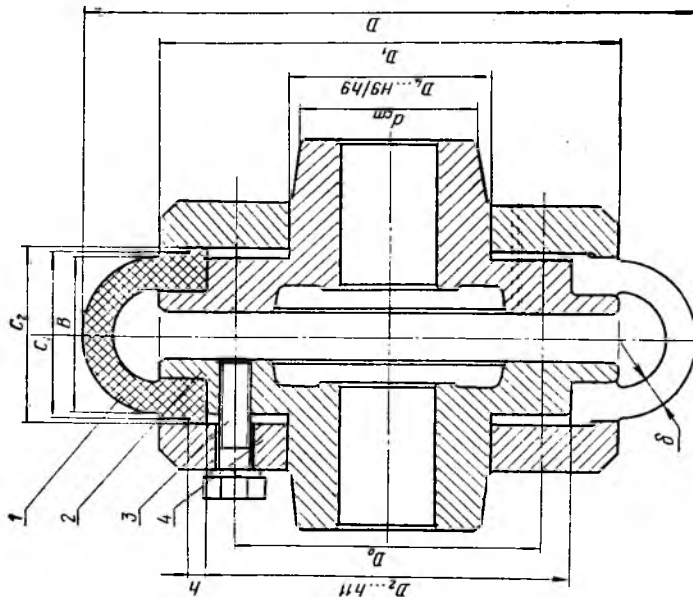


Рис. 13.25

Наружный диаметр муфты D определяют из приближенного расчета оболочки на прочность (см. ниже).

Ориентировочные соотношения основных размеров элементов муфты:

$$B = 0,25 D, \quad \delta = 0,05 D, \quad C_1 = 1,06 B, \quad C_2 = 1,12 B, \quad h = 0,0375 D,$$

$$D_0 = (0,5 \dots 0,52) D, \quad D_1 = 0,75 D, \quad D_2 = 0,6 D, \quad D_3 = 0,4 D,$$

$$D_4 = d_{ст} + (3 \dots 5) \text{ мм.}$$

Число винтов z ориентировочно принимают по табл. 13.6.

Таблица 13.6

D , мм	До 160	До 300	Свыше 300
z	4	6	8

Вращающий момент с полумуфт на оболочку передается силами трения, созданными при затяжке винтов z . При передаче момента в оболочке возникают касательные напряжения крутильного сдвига. Наибольшего значения они достигают в кольцевом сечении с диаметром D_1 (см):

$$\tau = 2T_k / (\pi D_1^2 \delta) \leq [\tau].$$

Учитывая соотношения, приведенные выше, получаем

$$D = 2,83 \sqrt[3]{T_k / [\tau]},$$

где D , δ — в см; T_k — вращающий момент, Н·м.

Полученный расчетом размер D необходимо округлить до стандартного (ГОСТ 20884—75).

Оболочки диаметром $D < 300$ мм выполняют из резины. Для них принимают допускаемые касательные напряжения

$$[\tau] = 0,45 \dots 0,5 \text{ МПа.}$$

При $D > 300$ мм для повышения нагрузочной способности и срока службы оболочки армируют нитями корда. Для них

$$[\tau] = 0,7 \dots 0,75 \text{ МПа.}$$

Приняв число винтов z по табл. 13.6, определяют требуемую силу затяжки, а по ней необходимый диаметр винтов.

Затяжка винтов контролируется.

При отклонениях валов от соосности муфта создает нагрузки, действующие на валы: осевую силу A_ω при осевом смещении валов, радиальную силу и изгибающий момент — при радиальном и угловом смещениях. От действия центробежных сил и при передаче муфтой момента возникает осевая сила A_ω .

При предельно допустимых для муфты смещениях радиальная сила и изгибающий момент невелики, поэтому при расчете валов и их опор этими нагрузками можно пренебречь.

Допустимые для муфт значения смещений каждого вида (при условии, что смещения других видов близки к нулю): осевое ω_Σ до 1...5 мм, радиальное Δ_Σ до 1...4 мм, угловое γ_Σ до 1°30' (ГОСТ 20884 — 75) (меньшие значения для муфт малого диаметра).

Нагрузки, действующие на валы, могут быть определены по графикам рис. 13.27. При построении графика A_{ω} модуль упругости для резин принят $E = 5$ МПа. Для резин с другим значением E силу A_{ω} , снятую с графика, пересчитывают, принимая прямую пропорциональность между A_{ω} и E .

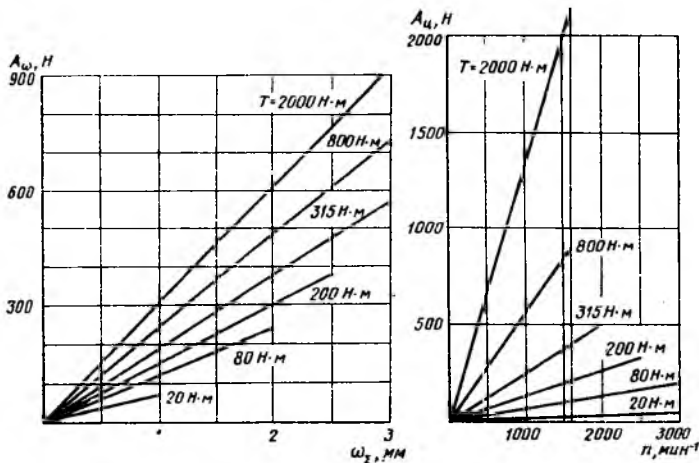


Рис. 13.27

§ 5. Сцепные муфты

В машиностроении чаще всего применяют кулачковые, зубчатые и фрикционные сцепные муфты.

Расчет сцепных муфт производят по формулам, приведенным в учебниках и в специальной литературе [18, 19, 23].

1. Кулачковые муфты

Принципиальная конструктивная схема кулачковой муфты показана на рис. 13.28. Муфту этого типа применяют, когда при небольших габаритных размерах требуется передавать относительно большие вращающие моменты, а включения производят сравнительно редко (во время свободного хода после выключения двигателя).

Одна полумуфта (на рисунке это зубчатое колесо с кулачками) сидит свободно на валу и зафиксирована в осевом направлении. Другая полумуфта связана с валом шпонкой или шлицами и может перемещаться вдоль него. Перемещение производят при помощи рычагов, вилок, переводных камней и других деталей механизма управления муфтой.

Одним из основных элементов кулачковых сцепных муфт являются кулачки различных профилей [6, 8]. Угол β (рис. 13.29) обычно принимают в пределах $3...4^\circ$. Размеры конструктивных элементов муфты принимают (см. рис. 13.28):

$$l = (1,4 \dots 1,5) d, \quad d_0 = 1,5d + 5 \text{ мм}, \quad D = d_0 + 2s,$$

где s берут из табл. 10.1 в зависимости от ширины B кольцевого паза. Размер B выполняют по допуску H11.

При конструировании кулачковых муфт предусматривают перепад поверхностей C для выхода фрезы.

Полумуфты изготовляют из сталей марок 20Х, 20ХН и других с цементацией и закалкой кулачков и посадочной поверхности до твердости HRC 54...60.

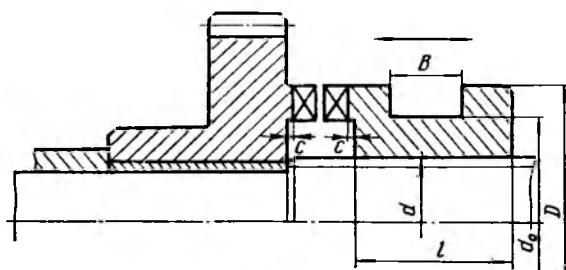


Рис. 13.28

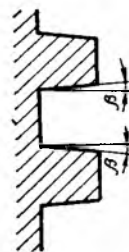


Рис. 13.29

2. Зубчатые муфты

Зубчатые сцепные муфты широко применяют в коробках скоростей станков, автомобилей, тракторов и других машин при необходимости получить малые габариты. В этих муфтах одна из полумуфт имеет внешние, а другая — внутренние зубья. Модуль и число зубьев одинаковые. Их конструируют по схемам, представленным на рис. 13.30. Включение этих муфт производят либо за время свободного хода после выключения двигателя, либо на ходу с применением синхронизаторов.

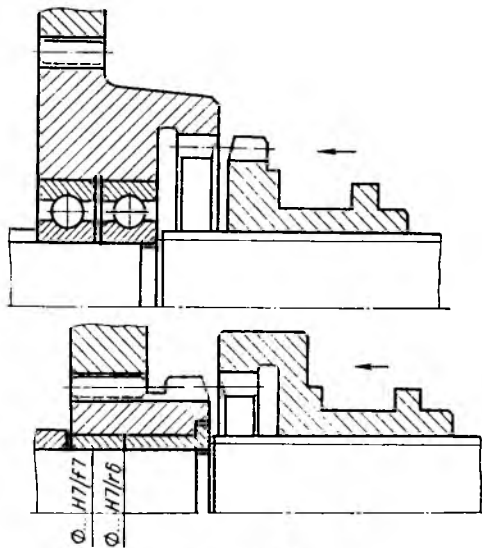


Рис. 13.30

3. Фрикционные муфты

В машиностроении широко используют различные по конструктивному исполнению фрикционные муфты (см. [6, 19] и др.). Рассмотрим только наиболее распространенные многодисковые муфты, в которых диски имеют простейшую форму, а сила включения Q обычно невелика.

На рис. 13.31 показана принципиальная схема многодисковой фрикционной муфты. При передаче вращающего момента шлицы испытывают значительные напряжения смятия. Особенно велики напряжения смятия на шлицах втулки, где окружные силы значительно больше сил, действующих на шлицы втулки. При конструировании фрикционных муфт шлицы обязательно проверяют расчетом на смятие.

Толщину стальных дисков для муфт, работающих в масле, принимают от 1,5 до 2,5 мм, а для муфт, работающих всухую, — с учетом толщины фрикционных накладок от 2,5 до 5 мм.

Во включенном состоянии диски сжаты силой Q . При помощи нажимных механизмов осевая сила передается на диски обычно в трех точках, распо-

женных по окружности под углом 120° . Чтобы давление сжатия равномернее распределялось по всей поверхности дисков, крайние диски, которые чаще всего соединены с валом, делают более толстыми (6...10 мм).

В многодисковых муфтах общее число дисков ограничивают, так как давление на последующие диски постепенно уменьшается из-за трения в шлицах. Число наружных дисков должно быть не более: стальных с фрикционным покрытием, работающих в масле, — 11, стальных с фрикционными накладками, работающих всухую, — 4.

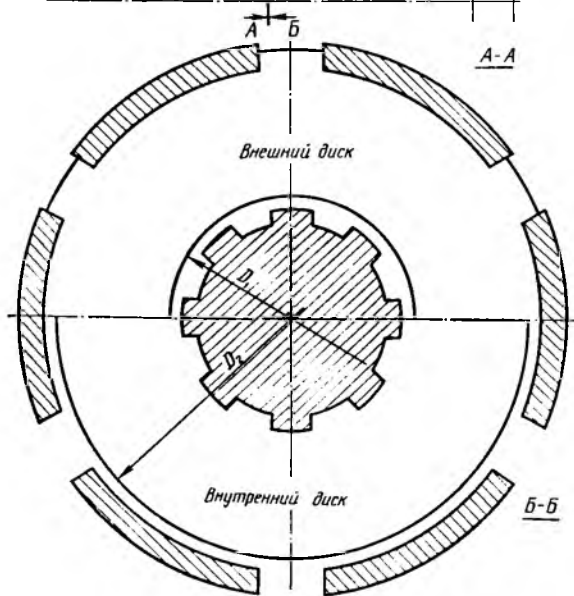
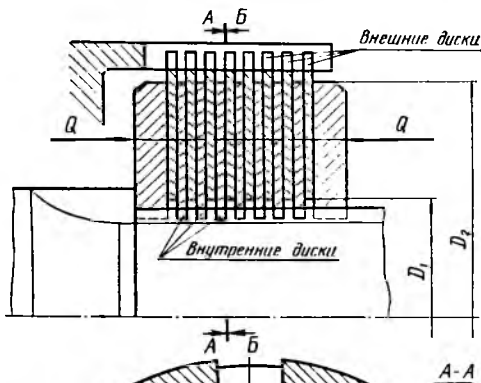


Рис. 13.31

на цилиндрических поверхностях втулок. В этом случае сила сжатия дисков на опоры вала не передается. Нажимной механизм получается самотормозящимся. Однако при работе машины в результате неизбежных вибраций нажимная втулка может сместиться (по рисунку вправо), что вызовет выключение муфты. Для предупреждения этого рычаги, управляющие нажимными втулками, должны фиксироваться в конечных положениях.

Иногда на цилиндрической поверхности нажимных втулок делают порожки *C* (рис. 13.32, *a*), за который заходят концы рычагов *l*. При переходе порожка *C* происходит перегрузка дисков и деталей нажимного механизма. Поэтому первоначально определяют допустимую величину перегрузки, а затем, исходя из нее, — высоту порожка *C*.

При конструировании многодисковых муфт следует предусматривать при выключенной муфте зазоры (мм): между металлическими дисками 0,2...0,5; между дисками с накладками 0,5...1,0.

Для надежного расцепления внутренние диски иногда делают неплоскими (синусные диски).

Чтобы уменьшить разность окружных скоростей по ширине поверхности дисков и создать условия для более равномерного их износа, обычно принимают (рис. 13.31) отношение $D_1/D_2 = 0,5...0,7$.

Большое влияние на надежность фрикционной муфты оказывают нажимные механизмы. На рис. 13.32, *a, б* приведены широко распространенные схемы нажимных рычажно-кулачковых механизмов. Выигрыш в силе здесь получают, как обычно, выбором плеч рычагов и угла конуса нажимной втулки. При включенном положении концы рычагов находятся

Требуемой податливости нажимных механизмов достигают выбором сечений рычагов.

В механизмах по рис. 13.32 силу сжатия дисков регулируют гайкой 2, которую затем стопорят контргайкой 3.

Описанные выше муфты относятся к муфтам с механическим управлением, которое обычно применяют при передаче небольших и средних по величине вращающих моментов и когда не требуется дистанционного управления

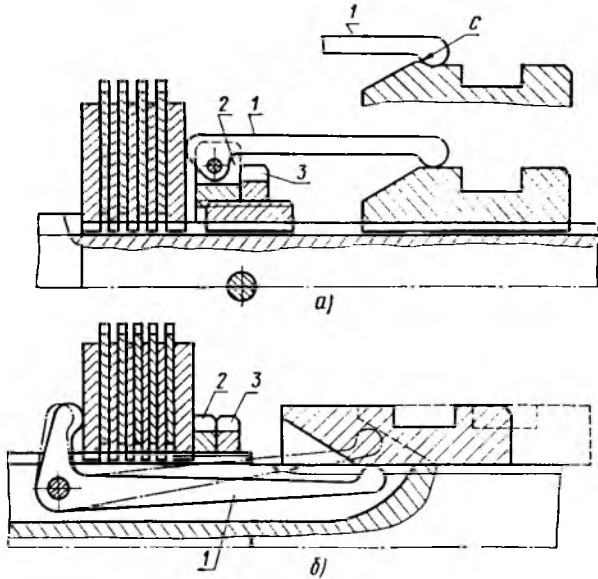


Рис. 13.32

муфтой. При передаче больших моментов фрикционные муфты должны иметь пневматическое или гидравлическое управление.

Очень широко применяют многодисковые фрикционные муфты с электромагнитным управлением, особенно в коробках скоростей. Дистанционное управление и точное срабатывание этих муфт позволяет легко автоматизировать управление скоростями резания и подачами станков. Подробное описание конструкций таких муфт и методы их расчета см. в работе [19].

4. Обгонные муфты

Обгонные муфты, или муфты свободного хода, передают вращающий момент только в одном направлении.

Наибольшее распространение в машиностроении получили роликовые обгонные муфты (рис. 13.33). Внутренняя деталь такой муфты называется звездочкой, а внешняя — обоймой. Как та, так и другая могут быть ведущей частью муфты.

Для правильной работы муфты важно, чтобы обойма была концентрична звездочке. Для этого обойму с сидящей на ней деталью базируют по валу или по другим деталям, сидящим на том же валу. На рис. 13.34, а, б приведены примерные схемы базирования обойм в случае применения муфт по нормали МН 3—61. Муфта на рисунке изображена в виде контура, а деталь, связанная с обоймой, условно показана в виде зубчатого колеса (вообще же вместо зубчатого колеса может быть любая деталь). При проек-

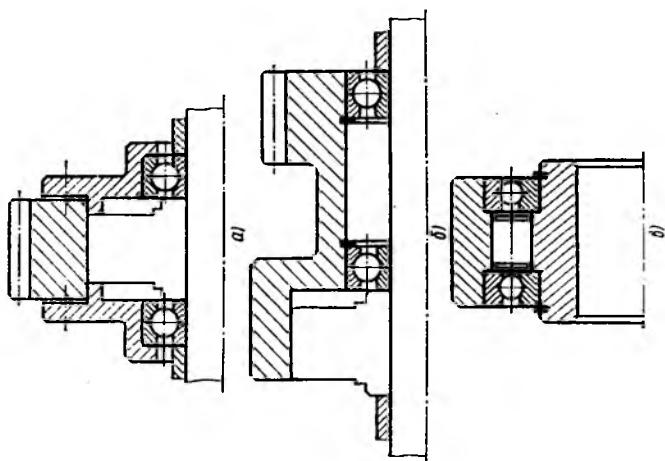


Рис. 13.34

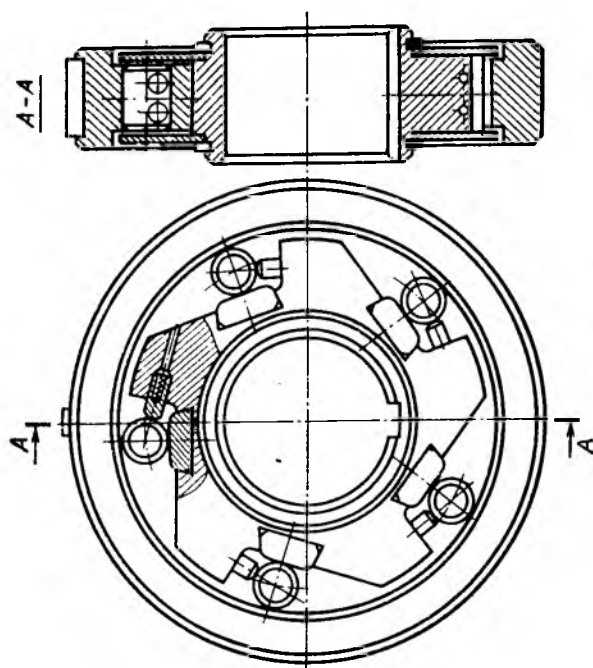


Рис. 13.33

тировании специальных муфт можно встроить подшипники качения в обойму и звездочку (рис. 13.34, в).

Исполнение по рис. 13.34 не единственное и дано в качестве одного из возможных конструктивных решений (см., например, работу [17], с. 208).

§ 6. Предохранительные муфты

В качестве предохранительных муфт в машиностроении применяют: 1) муфты с разрушающимся элементом, 2) кулачковые муфты, 3) шариковые муфты (разновидность кулачковых), 4) фрикционные муфты. Последние три типа муфт стандартизованы (см. ГОСТ 15620—70; 15621—70 и 15622—70).

Предохранительные муфты независимо от типа могут работать только при строгой соосности валов. Поскольку все звенья кинематической цепи испытывают перегрузку различной степени, предохранительные муфты следует располагать как можно ближе к месту возникновения перегрузки.

1. Муфты с разрушающимся элементом

Муфты этого типа отличаются компактностью и высокой точностью срабатывания. Их применяют, когда по роду работы машины перегрузки могут возникнуть лишь случайно. Конструктивная схема такой муфты приведена на рис. 13.35

В качестве разрушающегося элемента обычно используют штифты, выполняемые из хрупких материалов (серый чугун, бронза, силумин и др.) Имеются муфты с одним и с несколькими срезающимися штифтами. В момент перегрузки штифт разрушается и предохранительная муфта разъединяет кинематическую цепь.

После перерезания штифта на плоскостях среза остаются заусенцы, мешающие удалению остатков штифта из втулок. Поэтому штифты выполняют иногда с канавкой по месту среза (рис. 13.36, а, б). Штифты с канавкой удобны также тем, что позволяют опытным путем определить диаметр канавки для заданного предельного вращающего момента. Канавки должны быть небольшой ширины (2...3 мм), чтобы штифты при срабатывании муфты разрушались вследствие среза, а не изгиба. Иногда применяют длинные штифты с несколькими канавками. После срабатывания муфты штифты передвигают в новую позицию.

Заусенцы на торцах срезанных штифтов могут производить задиры на торцевых поверхностях полумуфт. Для предотвращения этого между фланцами полумуфт в зоне расположения штифтов предусматривают зазор $c = 2...4$ мм (рис. 13.35, а, б и 13.36, в, г).

Штифты размещают в стальных, закаленных до высокой твердости втулках, изготовляемых обычно из стали марки 40Х.

В станкостроении для удобства эксплуатации муфты в гнезде ставят комплект втулок вместе со штифтом. В этом случае втулки в полумуфтах сажают по посадке $H7/j_6$, а штифт во втулках — по $H7/j_6$ или $H7/k6$ (рис. 13.36, в). Перед установкой нового штифта или комплекта втулок полумуфты поворачивают до совмещения рисок.

После срабатывания полумуфты вращаются относительно друг друга. Поэтому одну из полумуфт сажают по посадке $H7/f7$. По торцам эта полумуфта должна иметь минимальный зазор (0,05...0,10 мм) (см. рис. 13.35, а, б).

Для обеспечения чистого среза штифтов торцы втулок в собранной муфте должны соприкоснуться друг с другом. Но подвижная полумуфта имеет осевую «игру» на величину зазора. Поэтому после срабатывания муфты торцы втулок могут задевать друг за друга. Чтобы этого не происходило, меж-

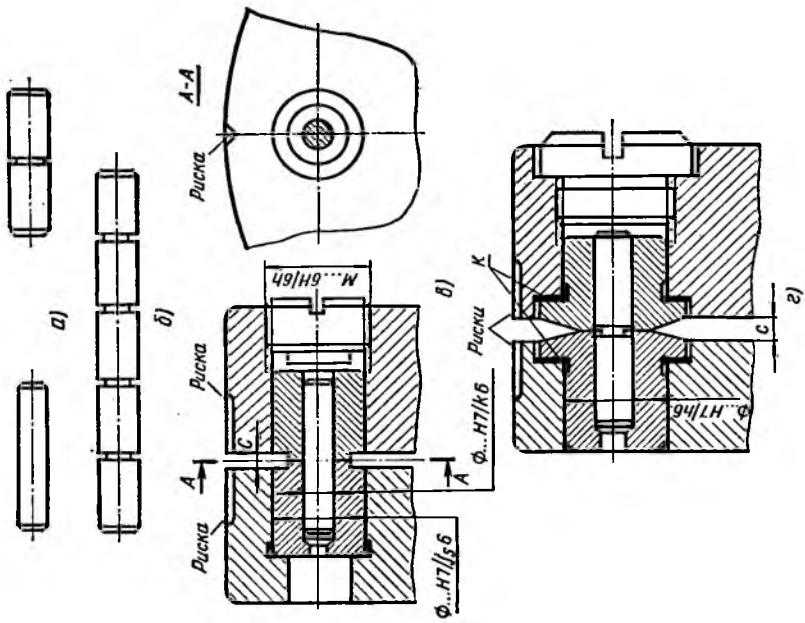


Рис. 13.36

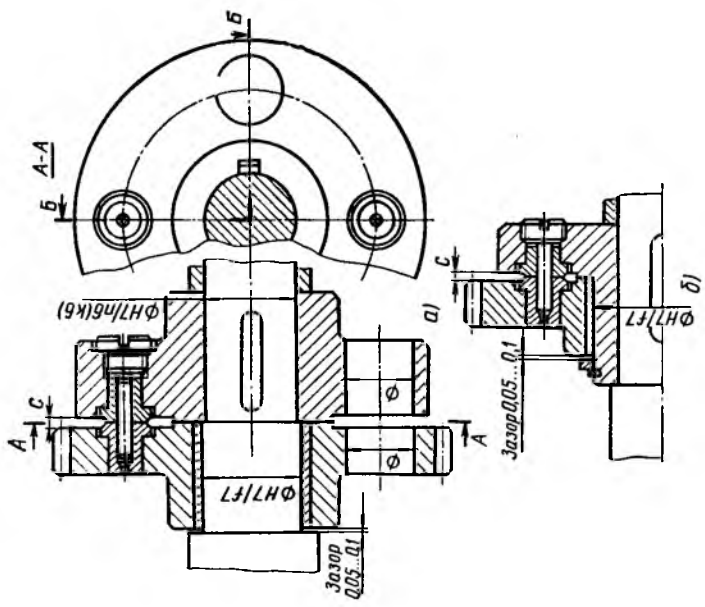


Рис. 13.35

ду торцами втулок следует предусматривать зазор на 0,05...0,10 мм больший, чем между торцами полумуфт.

В муфтах с несколькими срезными штифтами рабочие торцы втулок должны быть расположены в одной плоскости. Этого достигают совместной шлифовкой их после постановки в полумуфту.

Зазор между торцами втулок, выполненных по рис. 13.36,з, можно также регулировать подбором и постановкой под фланцы втулок компенсаторных колец *K*.

В некоторых зарубежных конструкциях штифты располагают во втулках, которые завинчивают в диски полумуфт (рис. 13.37). Для того чтобы

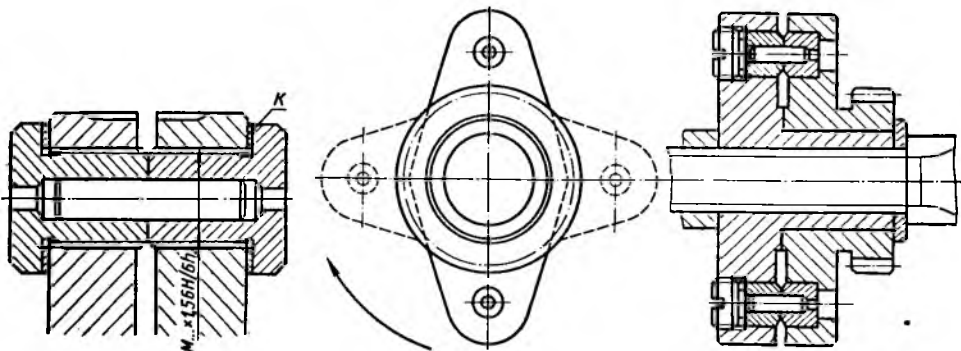


Рис. 13.37

Рис. 13.38

можно было затянуть втулку до упора и создать минимальный зазор между плоскостями среза, под фланцы втулки ставят компенсаторные кольца *K*.

Вследствие погрешностей изготовления втулок, координат их расположения и посадочных зазоров общая нагрузка распределяется между штифтами неравномерно. Поэтому муфты с одним штифтом срабатывают точнее.

При конструировании муфты штифты должны располагаться в месте, удобном для их замены. Для этого фланцы полумуфт выполняют по схеме рис. 13.38. Для удаления остатков срезанных штифтов фланцы поворачивают относительно друг друга (показано штриховой линией). Можно фланцы полумуфт выполнять круглыми. Тогда в них делают специальные отверстия большого диаметра по периметру расположения штифтов (см. рис. 13.35,а).

В муфтах со срезающимися штифтами полумуфты располагают на валу рядом (см. рис. 13.35,а). Для уменьшения осевых размеров применяют конструктивное решение, представленное на рис. 13.35,б.

2. Кулачковые муфты

Кулачковые предохранительные муфты широко применяют в машиностроении при небольших скоростях и моментах. При перегрузке кулачковые муфты многократно расцепляются и снова включаются. Получается своего рода звуковая сигнализация о перегрузке. Однако эти повторные включения муфты происходят с ударами, что вызывает перегрузки деталей механизма.

Кулачковые предохранительные муфты по конструкции аналогичны сцепным кулачковым. Отличие в том, что подвижная в осевом направлении полумуфта поджимается к неподвижной пружинной, а рабочие грани кулачков имеют большой угол наклона ($\beta = 45...60^\circ$). Работа кулачковых муфт

связана с сильным износом кулачков, поэтому последние должны иметь высокую твердость ($HRC \geq 56$).

На рис. 13.39, а, б показаны конструктивные схемы двух кулачковых муфт в момент их срабатывания (кулачки вышли из зацепления).

Для повышения точности срабатывания муфты высоту кулачков следует делать по возможности небольшой и применять пружины малой жесткости. Пружина, замыкающая кулачковую предохранительную муфту, обязатель-

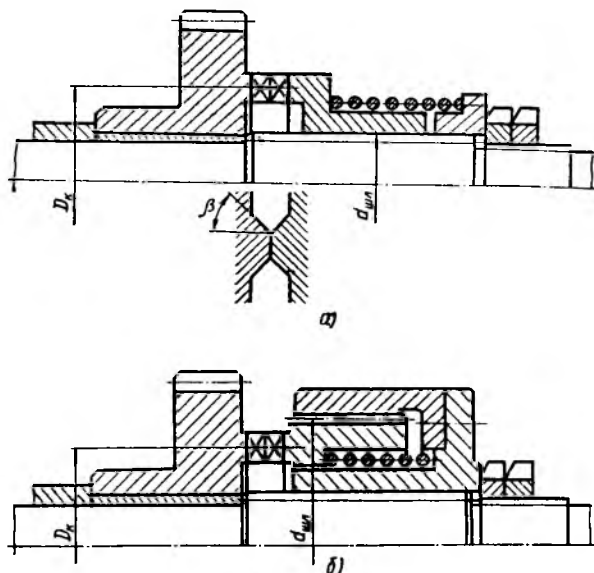


Рис. 13.39

но должна иметь регулировку силы нажатия. В муфте по рис. 13.39 эта регулировка осуществляется гайкой, которую затем стопорят контргайкой.

Обычно пружины кулачковых предохранительных муфт имеют большую длину. При отношении $H/D \leq 2,6$, где H — высота пружины в свободном состоянии, а D — средний ее диаметр, пружина устойчива. При отношении $H/D > 2,6$ могут быть поперечные изгибы пружины. Для предупреждения этого пружину следует сажать на направляющие поверхности, обычно на поверхность подвижной части кулачковой муфты (рис. 13.40).

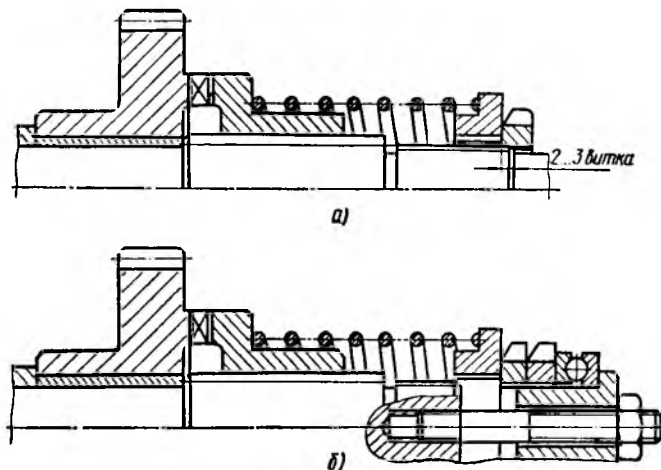


Рис. 13.40

Регулировочные гайки в процессе регулирования пружины не должны давить на нее непосредственно, иначе они будут не только сжимать пружину, но и закручивать ее силами трения. Поэтому гайки должны воздействовать на пружину через втулки, сидящие на шпонке или на шлицах вала (см. рис. 13.39).

Осевая сила, действующая в муфте, не должна передаваться на опоры вала. Для этого кулачковую предохранительную муфту конструируют так, чтобы силу пружины воспринимали гайки или другие детали, связанные с валом. При свободном осостоянии пружины гайка должна навивчиваться не менее чем на два витка резьбы вала. Тогда пружина может быть легко сжата гайкой до требуемой величины (рис. 13.40,а).

При консольном расположении муфты пружина может быть поставлена при помощи приспособления (рис. 13.40,б) и резьба на валу под гайку может быть короче.

Желательно, чтобы отношение диаметра расположения кулачков к диаметру шлицев $D_k/d_{шл}$, по которым перемещается подвижная часть муфты, было близко к единице или меньше ее. Тогда муфта работает надежно и менее чувствительна к колебаниям коэффициентов трения. На рис. 13.39,б приведена схема кулачковой предохранительной муфты, у которой $D_k/d_{шл} < 1,0$.

3. Шариковые муфты

Шариковые предохранительные муфты по принципу действия аналогичны кулачковым. Конструкции муфт этого типа и методы их расчета приведены в работах [6, 18, 19].

4. Фрикционные муфты

Фрикционные предохранительные муфты применяют при частых кратковременных перегрузках, главным образом ударного действия. По конструкции они аналогичны сцепным фрикционным муфтам. Отличие в том, что вместо механизмов управления в предохранительные фрикционные муфты встраивают пружины.

При срабатывании муфт под действием этих пружин трущиеся поверхности деталей сближаются на величину их износа и соответственно уменьшаются сила сжатия пружины (или пружин, если их несколько).

Наибольшее распространение получили многодисковые фрикционные предохранительные муфты. Их конструируют по схемам рис. 13.41.

На рис. 13.41,а диски сжимает одна центральная пружина, а на рис. 13.41,б — несколько расположенных по окружности пружин. На рис. 13.41,в фрикционные диски сжимают тарельчатые пружины. Если эти пружины расположить, как показано на рис. 13.41,г, жесткость комплекта будет меньше. В настоящее время получают распространение тарельчатые пружины с практически нулевой жесткостью на некотором участке их характеристики. Таковую пружину ставят одну.

В рассмотренных выше предохранительных муфтах при срабатывании происходит скольжение по поверхности $\varnothing \dots H7/f7$, которая должна быть смазана. Подвод смазки к этой поверхности обычно затруднен. Кроме того, скольжение поверхностей происходит относительно редко (только при срабатывании муфты). Для этих условий вращающуюся деталь муфты лучше устанавливать на самосмазывающиеся подшипники скольжения, изготовленные из пористого материала (металлокерамика с включением бронзы), пропитанного фторопластом.

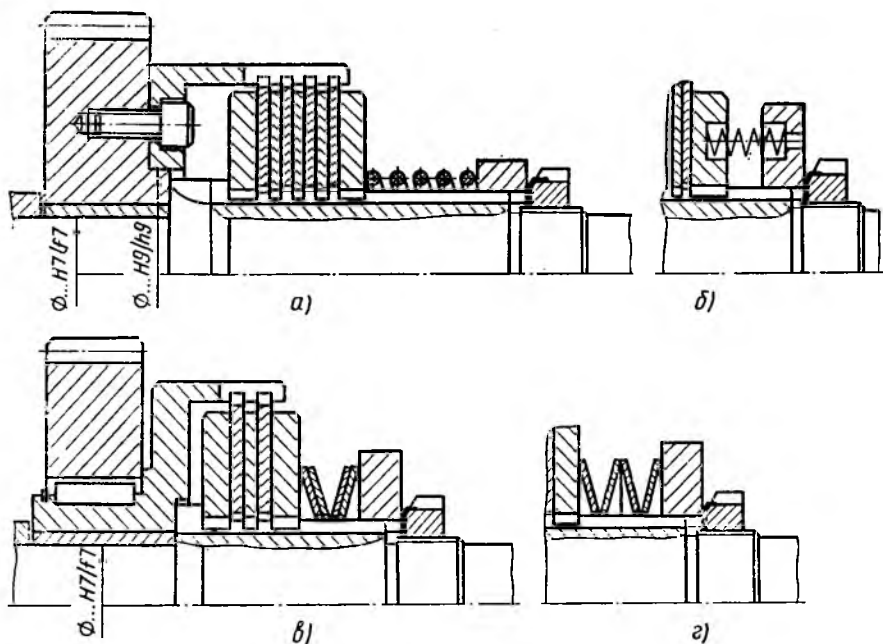


Рис. 13.41

§ 7. Комбинированные муфты

Нередко от муфты требуется комплекс свойств, например ограничение передаваемой нагрузки при несоосно расположенных валах. В этом случае упругокомпенсирующую муфту объединяют с предохранительной. Такую муфту называют комбинированной. В дальнейшем для простоты компенсирующими муфтами будем называть как собственно компенсирующие, так и упругокомпенсирующие муфты.

Сущность комбинирования компенсирующих муфт с предохранительными заключается в следующем.

Выбирают наиболее подходящие для данного конкретного случая компенсирующую (рис. 13.42,а) и предохранительную (рис. 13.42,б) муфты.

На этих рисунках-схемах обозначены: 1 и 2 — полумуфты компенсирующей муфты; 3 — плавающий или упругий элемент этой муфты; 4 — полумуфта предохранительной муфты, свободно сидящая на валу; 5 — полумуфта предохранительной муфты, связанная с валом шпоночным или шлицевым соединением; 6 — предохранительный элемент.

Порядок комбинирования (рис. 13.42,в):

1. Полумуфту 1 сажают на вал одного узла без изменений ее конструкции.
2. Полумуфту 5 сажают на вал другого узла также без особых изменений ее конструкции.
3. Полумуфты 2 и 4 объединяют в одно целое и свободно сажают на конец вала, общего с полумуфтой 5. При этом стараются предельно уменьшать размер l_0 .
4. Объединенные в одно целое полумуфты 2 и 4 связывают плавающим (упругим) элементом 3 с полумуфтой 1, а предохранительным элементом 6 — с полумуфтой 5.

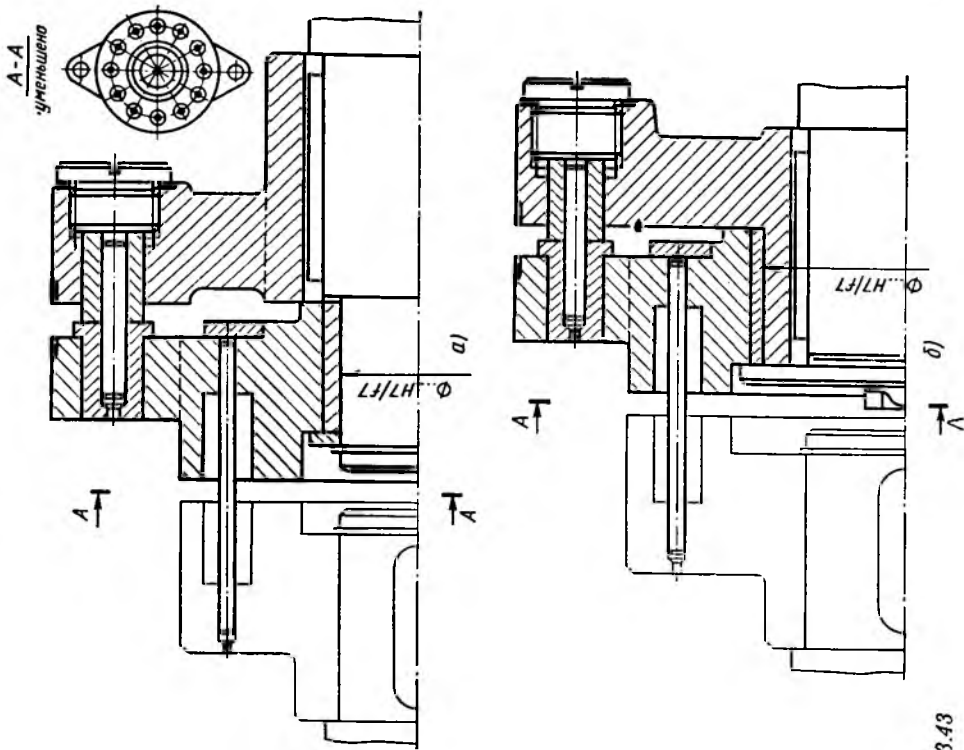


Рис. 13.43

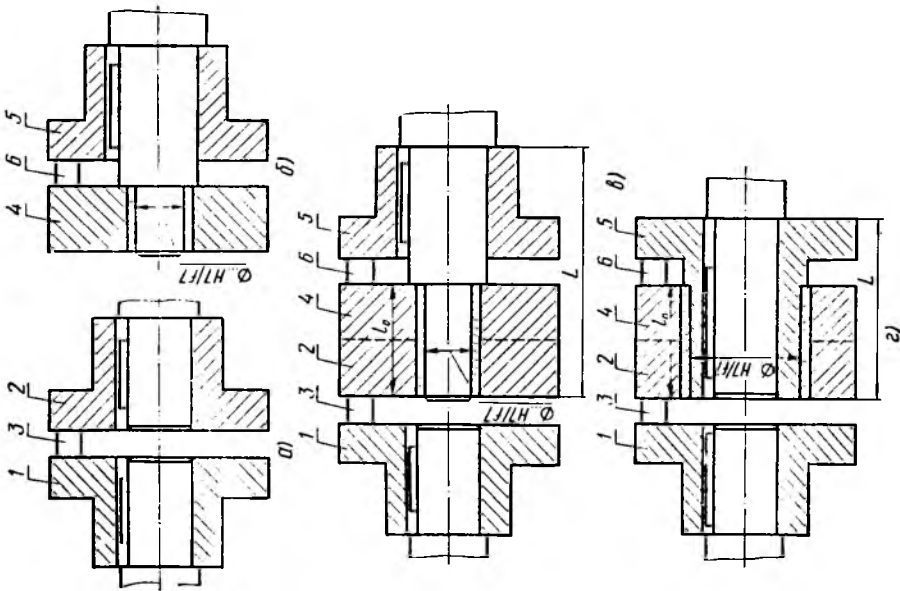


Рис. 13.42

Очень важно, чтобы консоль вала (расстояние L на рис. 13.42,в) была минимальна. Для ее уменьшения стараются объединенные полумуфты 2 и 4 размещать на полумуфте 5 (рис. 13.42,з).

Составим матрицу из компенсирующих, упругих и предохранительных муфт (табл. 13.7).

Таблица 13.7

№ п/п	Компенсирующие и упруго-компенсирующие муфты	Муфты предохранительные			
		разрушающимся элементом	кулачковые	шариковые	фрикционные
		А	Б	В	Г
1	Кулачково-дисковые				
2	Зубчатые				
3	Цепные				
4	С цилиндрическими пружинами сжатия				
5	С аксиально расположенными стержнями				
6	С аксиально расположенными пакетами плоских пружин				
7	МУВП				
8	С резиновой звездочкой				
9	С торообразным упругим элементом				
10	С конусной шайбой				
11	С радиально расположенными резиновыми брусками				

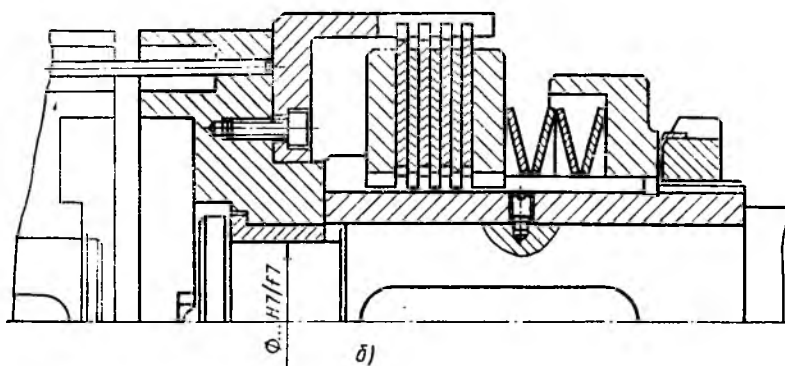
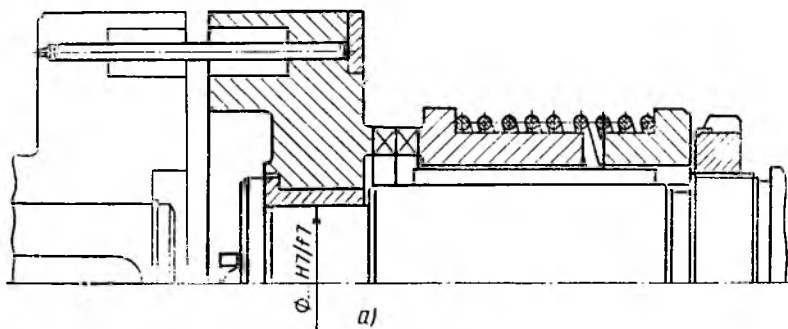


Рис. 13.44

Комбинировать можно любую из компенсирующих и упругокомпенсирующих муфт с любой предохранительной муфтой. Примем обозначения для комбинированных муфт, состоящие из цифры—порядкового номера компенсирующей или упругокомпенсирующей муфты и буквы,—присвоенной предохранительной муфте.

Например, муфта 5Б скомбинирована из упругокомпенсирующей муфты с аксиально расположенными стержнями и кулачковой предохранительной муфты.

Ниже в качестве примеров приведены конструктивные схемы некоторых комбинированных муфт.

На рис. 13.43 показана муфта 5А в двух исполнениях. В исполнении по рис. 13.43,б осевые размеры муфты меньше, чем в исполнении по рис. 13.43,а.

На рис. 13.44,а изображена муфта 5Б. Если вместо кулачков поставить стальные шарики, получим комбинированную муфту 5В.

На рис. 13.44,б дана конструкция комбинированной муфты 5Г.

Во всех комбинированных муфтах, так же как и в предохранительных, вращающуюся часть лучше устанавливать на самосмазывающиеся подшипники скольжения.

Конструктивные схемы комбинированных муфт приведены выше лишь для иллюстрации метода комбинирования. Можно создать те же комбинации муфт, но в другом конструктивном исполнении, причем число возможных вариантов конструкций может быть велико.

Г л а в а X I V

КОНСТРУИРОВАНИЕ РАМ И ПЛИТ. СПОСОБЫ КРЕПЛЕНИЯ К ПОДУ

Темами учебных проектов по курсу «Детали машин» являются различные приводы, состоящие из электродвигателя, редуктора, коробки скоростей, вариатора и др.

При монтаже приводов должны быть выдержаны определенные требования точности относительного положения узлов. Эта точность должна сохраняться в течение всего времени работы привода. Для обеспечения этого узлы привода устанавливают на рамах (сварная деталь) или плитах (литая деталь).

При единичном производстве (1...3 шт.) экономически выгоднее применять рамы, сваренные из элементов сортового проката. Наиболее удобны для этой цели швеллер, угловая сталь, полоса, лист. При выпуске пяти изделий и более экономически выгодно применять плиты. В отдельных случаях выбор плиты или рамы определяется конструкцией машины и требованиями точности.

Рассмотрим методику конструирования рам и плит для установки на них электродвигателя и редуктора.

§ 1. Рамы

Конфигурация и размеры рамы зависят от типа редуктора и электродвигателя и от их размеров. Расстояние между ними зависит от подобранной или сконструированной соединительной муфты. В связи с этим на листе бу-

маги первоначально вычерчивают тонкими линиями в масштабе 1 : 2 (1 : 2,5) контуры муфты в разрезе. В одну часть муфты «вводят» вал электродвигателя, а в другую — вал редуктора. Таким образом определяют размер a между торцами валов.

Затем подрисовывают тонкими линиями контуры электродвигателя и редуктора. При этом определяют и наносят на чертеж размеры l_3 , l_{1a} , l_p и l_{1p} электродвигателя и редуктора. После этого вычерчивают контуры рамы и наносят на чертеж размер h_0 — разность высот опорных поверхностей рамы.

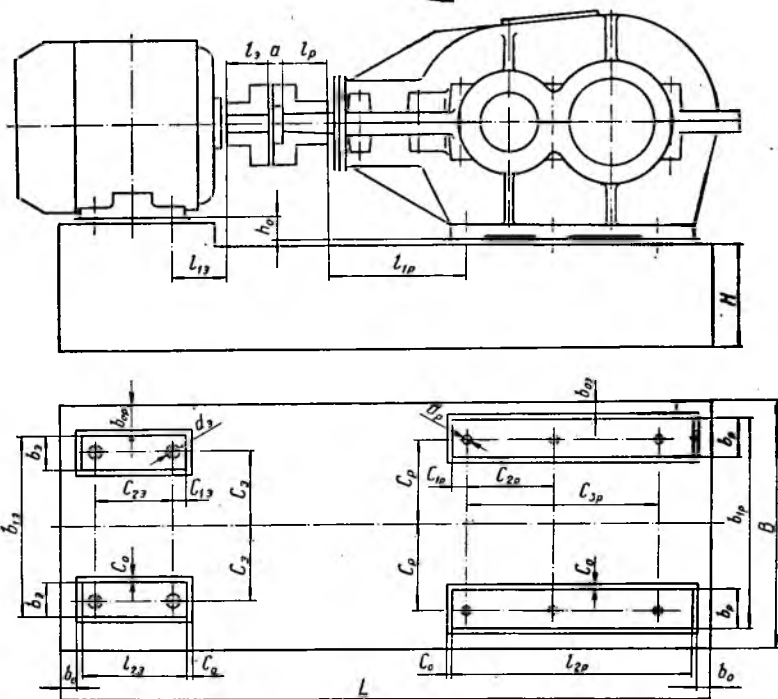


Рис. 14.1

На рис. 14.1 вычерчен контур простейшей рамы и нанесены размеры для установки электродвигателя и коническо-цилиндрического редуктора.

Под главным видом рамы размещают вид сверху. На этом виде сначала проводят осевые линии вала электродвигателя и соосно расположенного с ним входного вала редуктора. Затем изображают отверстия в лапах электродвигателя d_3 и в редукторе d_p , координаты их расположения C_3 , C_{2a} , C_p , C_{2p} и C_{3p} , которые берут из каталога электродвигателей и из чертежа редуктора. После этого определяют размеры опорных поверхностей b_3 , b_{1a} , C_{1a} , и l_{2a} электродвигателя в b_p , b_{1p} , C_{1p} и l_{2p} редуктора, которые наносят тонкими линиями на виде сверху. Перечисленные размеры, как и предыдущие, определяют по каталогу электродвигателей и из чертежа редуктора. Для создания базовых поверхностей под электродвигатель и редуктор на раме размещают пластики в виде узких полос 3 и 4 (рис. 14.2,а) или в виде отдельных прямоугольников 5 и 6 (рис. 14.2,б).

Ширину и длину пластиков на раме (рис. 14.1, 14.2) принимают больше, чем ширина и длина опорных поверхностей электродвигателя и редуктора, на величину $2C_0$:

$$C_0 \approx 0,05 b_3 (b_p) + 1 \text{ мм},$$

где $b_0(b_p)$ — ширина опорных поверхностей электродвигателя (редуктора) (рис. 14.1).

В заключение определяют основные размеры рамы в плане: B и L .

Для определения этих размеров принимают размер $b_0 = b_{0a} = b_{0p} = 8 \dots 10$ мм. Размеры B и L округляют до стандартных значений (см. табл. 1.20 приложения 1).

Затем определяют высоту рамы:

$$H = (0,09 \dots 0,11) L.$$

После вычисления подбирают ближайший больший размер швеллера.

Раму для установки электродвигателя и коническо-цилиндрического редуктора удобно конструировать из двух продольно расположенных швеллеров 1 и трех-четырех поперечно расположенных швеллеров 2, приваренных к первым швеллерам (рис. 14.2,а).

При необходимости увеличения жесткости рамы увеличивают высоту H , а к поперечным швеллерам 2 добавляют диагонально расположенные балки 7 (рис. 14.2,б).

Раму при сварке сильно коробит, поэтому все базовые поверхности ее обрабатывают после сварки, отжига и правки (рихтовки).

Высоту платиков после их обработки для рам средних размеров (в учебных проектах) принимают $h = 5 \dots 6$ мм (рис. 14.2,в).

Швеллеры, как правило, располагают полками наружу. Такое расположение удобно для крепления узлов к раме, осуществляемого как болтами, так и винтами. В первом случае (рис. 14.2,г) в полках швеллеров сверлят отверстия на проход стержня болта. На внутреннюю поверхность полки наваривают или накладывают косые шайбы, выравнивающие опорную поверхность под головками болтов (гайками). Размеры косых шайб по ГОСТ 10906—66 указаны в табл. 14.1. Во втором случае (рис. 14.2,д) в полках рамы выполняют отверстия с резьбой.

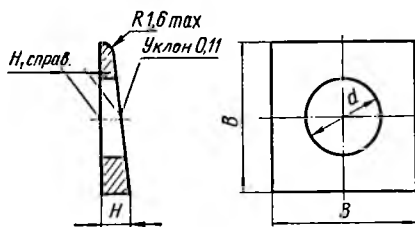


Таблица 14.1

мм

Диаметр болтов	16	18	20	22	24
d	17	19	22	24	26
H_1	5,7	6,2		6,8	
B	30	40		50	

Для крепления рамы к полу цеха к нижним полкам швеллеров приваривают косые шайбы (рис. 14.2, е) или высокие стойки (рис. 14.2, ж), увеличивающие жесткость рамы.

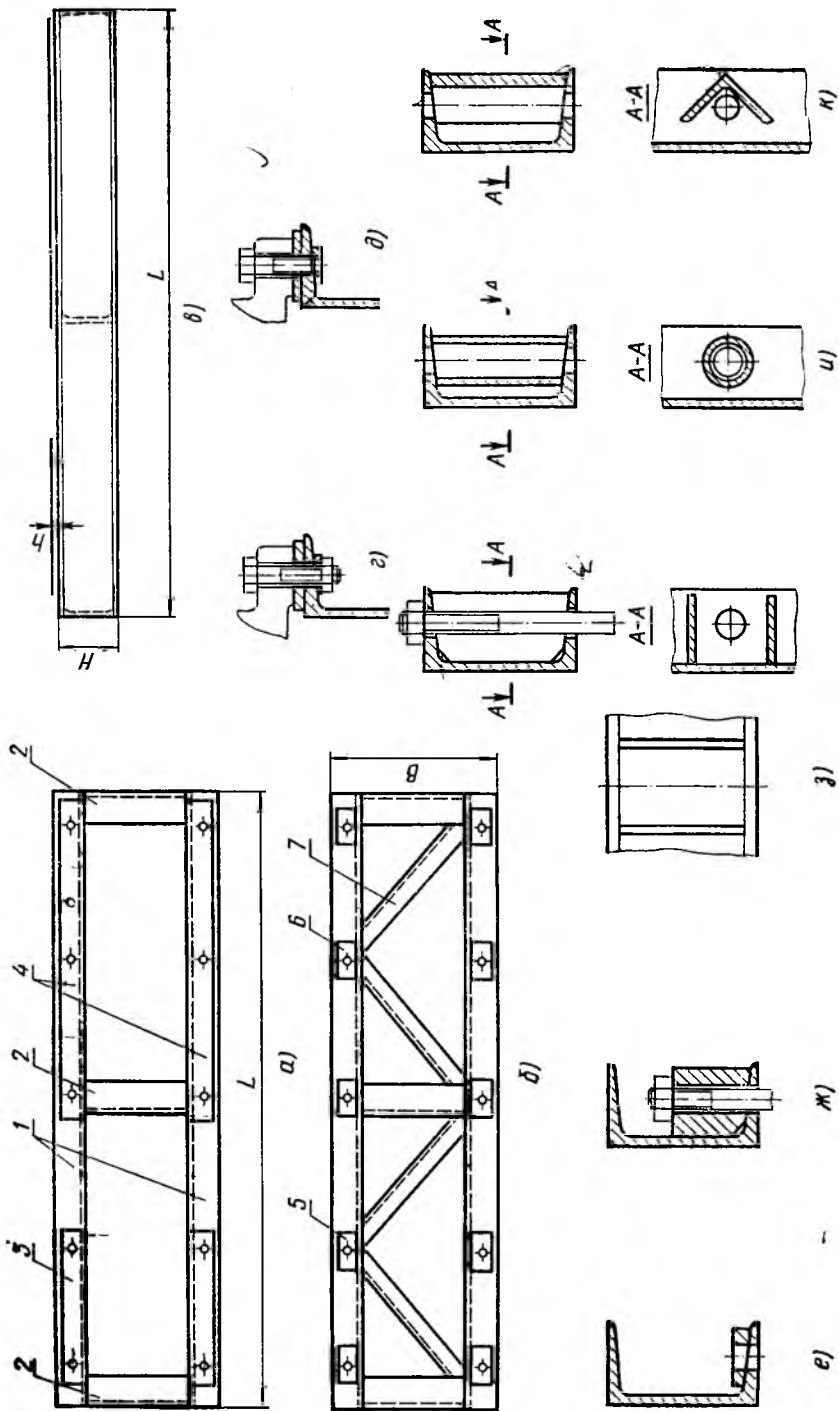


Рис. 14.2

Если выступающие над поверхностью рамы гайки не мешают установке на ней узлов привода и его эксплуатации, то фундаментные болты пропускают через обе полки и гайку опирают о верхнюю полку. Верхние и нижние полки швеллеров в указанных местах связывают ребрами (рис. 14.2, з), трубами (рис. 14.2, и) или уголками (рис. 14.2, к). Это увеличивает жесткость рамы, которая воспринимает внешние нагрузки всей высотой, а не только нижними нежесткими полками.

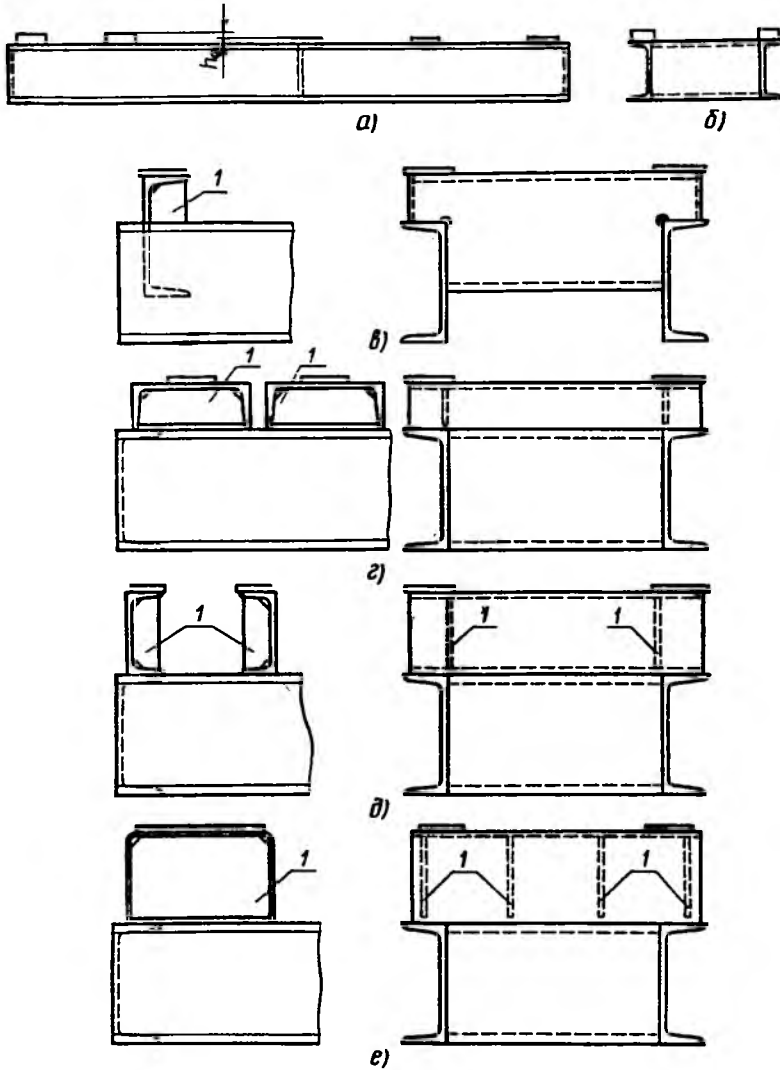


Рис. 14.3

На рис. 14.2, а, б плитки 3 и 4, а также 5 и 6 расположены на одном уровне (лежат в одной плоскости). При расположении этих плиток на разных уровнях конструкция рамы несколько усложняется. Размер h_0 (рис. 14.3, а), определяющий разность высот плиток, получают привариванием полос при небольшом размере h_0 (рис. 14.3, а, б), швеллеров с вырезами (рис. 14.3, в), целых швеллеров, положенных на ребра (рис. 14.3, г) или на полки (рис. 14.3, д) при увеличенном размере h_0 , или изготовлением коробки из листа (рис. 14.3, е) при большой величине h_0 .

Чтобы при затяжке болтов не прогибались полки приваренных швеллеров, их усиливают ребрами *1* (рис. 14.3, *в—е*). Диаметр и число фундаментных болтов принимают по табл. 14.2.

Таблица 14.2

Длина рамы L , мм	До 700	Свыше 700 до 1000	Свыше 1000 до 1500
Диаметр болтов, мм	16...18	20...22	24
Минимальное число болтов	4	6	8

В зависимости от конфигурации рамы число болтов может быть увеличено.

Иногда по соображениям компоновки привода необходимо существенно поднять раму над уровнем пола. В этих случаях раму устанавливают на стойки, приваренные к нижним полкам швеллеров. Число стоек определяется конфигурацией и размерами рамы (обычно не менее 6).

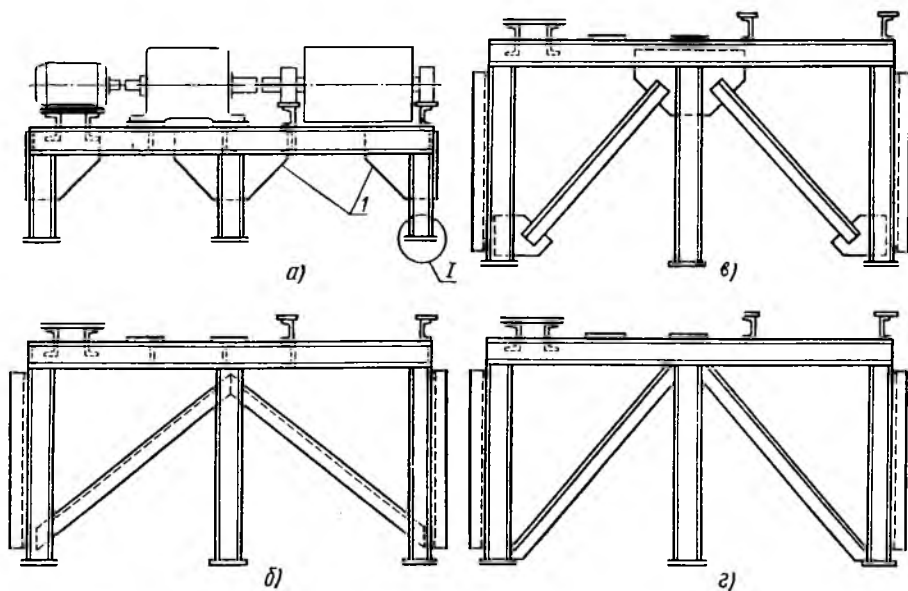


Рис. 14.4

Жесткость относительно невысокой рамы повышают привариванием косынок *1* (рис. 14.4, *а*). Жесткость рам на высоких стойках увеличивают привариванием уголков непосредственно к стойкам внахлестку (рис. 14.4, *б*) посредством косынок (рис. 14.4, *в*) или враспор (рис. 14.4, *г*).

§ 2. Плиты

Плиты изготовляют в виде отливок из серого чугуна марок СЧ 12—28 и СЧ 15—32. Высоту плиты H (рис. 14.5) выбирают по соотношению, приведенному на с. 235. Размеры h_0 и L , а также ширину плиты определяют конструктивно, руководствуясь компоновкой устанавливаемых на ней

узлов. Толщину δ стенок плиты находят по табл. 11.1 (см. с. 154). Толщина стенок во всех сечениях плиты должна быть одинаковой.

При конструировании плиты предусматривают сквозные окна $\varnothing 25 \dots 30$ мм в ее вертикальных стенках для закладывания ломика при транспортировке плиты краном.

Из-за образования пористостей и раковин крайне нежелательно иметь большие горизонтально расположенные поверхности. Поэтому в горизонтальной стенке плиты следует делать большие окна. Это улучшает качество отливки и приводит к экономии металла. Для восстановления утраченных прочности и жесткости, вызванных применением окон, последние окаймляют невысокими контурными ребрами (рис. 14.6).

Плиту крепят к полу фундаментными болтами, которые размещают на приливах (рис. 14.6). Чтобы приливы были прочными и жесткими, их делают высокими. Высота всех приливов плиты должна быть одинаковой, чтобы можно было упростить механическую обработку и использовать болты одной длины.

Размеры опорных поверхностей плиты принимают (см. рис. 14.5):

$$B = (2,5 \dots 3,5) \delta, \quad t \approx 1,5\delta.$$

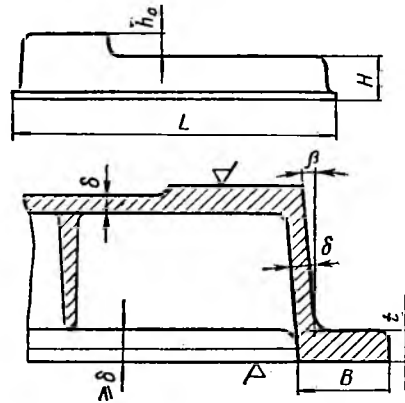


Рис. 14.5

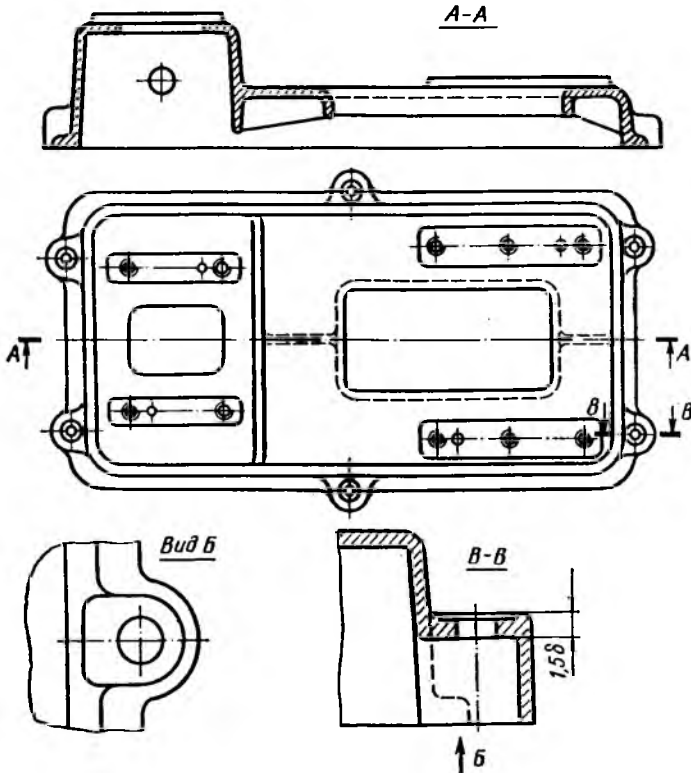


Рис. 14.6

Нижнюю опорную поверхность плиты обрабатывают грубо. Поверхности плиты, служащие базой для установки других деталей, обрабатывают более точно, с тем чтобы получить меньшие отклонения от плоскостности и свести к минимуму деформации деталей при их закреплении на плите.

Для крепления устанавливаемых на плите узлов предусматривают резьбовые отверстия.

§ 3. Крепление рам и плит к полу цеха

Современное машиностроение характеризуется сравнительно быстрой заменой и модернизацией оборудования. Это требует иногда реорганизации производства и перепланировки цехов. В связи с этим появилась потребность в быстрой перестановке или замене устаревшего оборудования более современным. Обычное оборудование (металлорежущие станки, приводы конвейеров и др.) теперь устанавливают не на фундаментах, а на переносных виброопорах или непосредственно на бетонном полу цеха. Рассмотрим второй способ установки, применяемый в курсовом проектировании.

Для покрытий полов применяют высокопрочные марки бетона.

В ряде случаев до затвердения пола выверяют его поверхности на горизонтальность и плоскостность и тщательно отделывают (заглаживание и так называемое железнение). Иногда, кроме этого, пол шлифуют или облицовывают керамической плиткой. Такие полы называют «чистыми». При установке на них оборудования выверку его на горизонтальность в отдельных случаях не производят.

Вместо фундаментных болтов с глубоким заложением крепление оборудования производят специальными болтами.

На обычном («не чистом») бетонном или железобетонном полу оборудование чаще всего устанавливают с подливкой раствора цемента под опорную поверхность. Перед подливкой оборудование выверяют на горизонтальность подкладками или клиньями. Толщина слоя подливки обычно $h = 30 \dots 40$ мм. При необходимости (густая подливка, большие площади заливки и др.) ее увеличивают.

Ниже приведены некоторые наиболее распространенные способы крепления рам и плит к полу цехов машиностроительных заводов.

На рис. 14.7 показан фундаментный болт с коническим концом, размеры которого приведены в табл. 14.3.

Таблица 14.3

мм				
d	D	l	H	D_0
M16	23	40	130	25...35
M20	29	50	160	30...40
M24	35	60	200	40...50

Болты устанавливают в отверстия, а затем засыпают цементом марки 300 или выше. Порошок уплотняют легкими ударами молотка по трубке. После такой зачеканки уплотненный цемент поливают водой. Увлажнение цемента продолжают в течение трех суток, по одному разу в сутки. Через 10 сут после заливки болтов оборудование можно вводить в эксплуатацию.

На рис. 14.8, а показан фундаментный болт с коническим концом и цанговой распорной втулкой 1. Начальную анкеровку (рис. 14.8, б) осуществляют осадкой втулки на конический конец болта ударами молотка через

оправку. Полная анкеровка происходит при затяжке болта. Конусный конец болта и втулку закаливают до твердости $HRC \geq 40$. Размеры болта приведены в табл. 14.4.

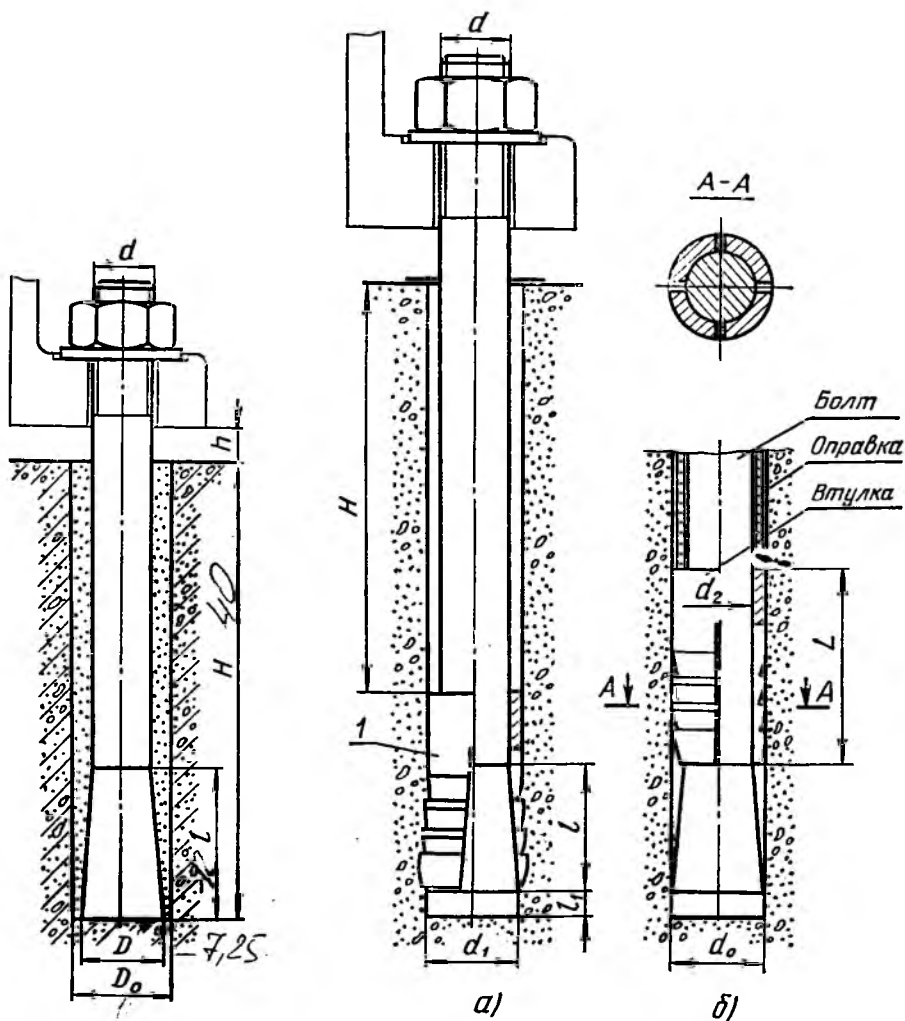


Рис. 14.7

Рис. 14.8

Таблица 14.4

мм							
d	d_0	d_1	d_2	L	l	l_1	H
M16	22^{+1}	21	17	48	30	6	110
M20	26^{+1}	25	21	62	30	8	140
M24	32^{+1}	31	25	68	42	8	170

На рис. 14.9 приведен комплект фундаментного болта: втулка 1, конус 2, болт 3 или шпилька 4 с гайкой. Цанговый конец втулки 1 и конус 2 закаливают до твердости $HRC40$. Анкеровку осуществляют осадкой втулки 1 на конус 2. Крепление оборудования производят болтом 3 или шпилькой 4.

Размеры комплекта приведены в табл. 14.5.

мм

d	D	d_1	d_2	L	l	H
M16	22	19	13	100	30	110
M20	28	24	19	125	34	140
M24	32	27	21	145	36	170

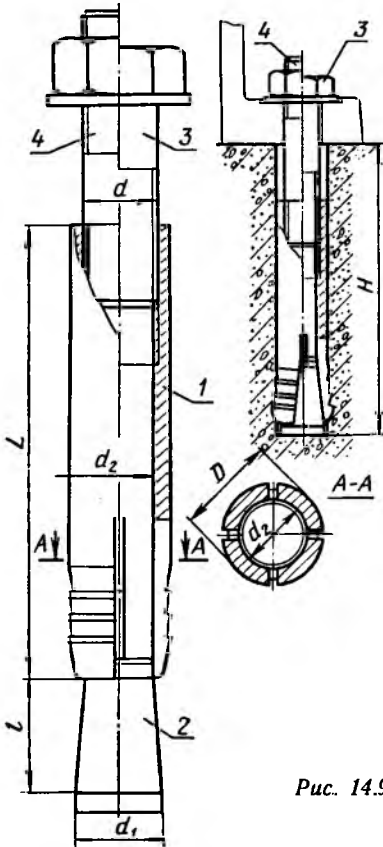


Рис. 14.9

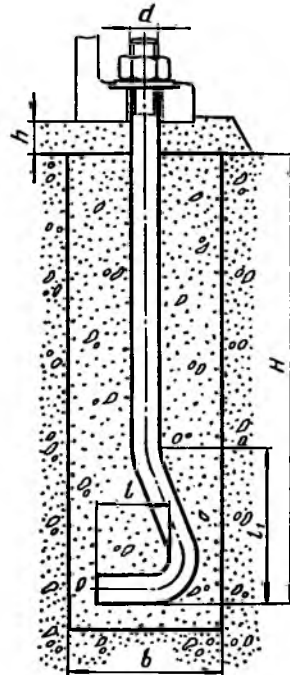


Рис. 14.10

На рис. 14.10 показан простейший фундаментный болт с изогнутым концом. Размеры болта в зависимости от диаметра d :

$$l = (2,5 \dots 3,0) d; \quad l_1 = (5 \dots 6) d.$$

Ширина сторон колодца для размещения болта

$$b = (5 \dots 7) d.$$

Глубина заложения болта

$$H \approx 15d.$$

Недостаток способа крепления болтами по рис. 14.10 — большая глубина H .

Другие способы крепления оборудования к полу цеха приведены в работе [6].

Глава XV

ОФОРМЛЕНИЕ ПРОЕКТА

Ниже даны указания по оформлению документов учебного проекта по курсу «Детали машин».

§ 1. Оформление чертежей узлов

С учебно-методической точки зрения важно, чтобы при выполнении курсового проекта студенты изучили не только взаимодействие деталей узла, но и назначение отдельных их конструктивных элементов. Поэтому на чертежах узлов учебных проектов должна быть дана исчерпывающая информация по проектируемому изделию.

При учебном проектировании недопустимы упрощения при изображении деталей, необходимые и уместные в конструкторской документации реальных проектов.

В связи с изложенным к оформлению чертежей узлов учебных проектов предъявляют определенные требования.

Известно, что при конструировании изделий в масштабе уменьшения размеры деталей и их соотношения воспринимаются конструктором в несколько искаженном виде. Поэтому конструктивную разработку узлов и чертежи проекта изделия, как правило, выполняют в натуральную величину.

Число видов, разрезов и сечений, а также текстовая часть и надписи должны давать полное представление о конструкции каждой детали, входящей в состав узла.

Некоторые, наиболее простые, виды необходимо выполнять в масштабе уменьшения. Разрезы и сечения, относящиеся к таким видам, следует показывать отдельно в виде выносных элементов в масштабе 1:1 (рис. 15.1, сеч. $A-A$; $B-B$ и др.).

При вычерчивании обычных резьбовых соединений следует показывать зазор между стержнем болта (шпильки) и отверстием детали, запасы резьбы l_p и запасы глубины сверления l_c (рис. 15.1, сеч. $B-B$; $\Gamma-\Gamma$).

На чертеже узла должны быть показаны конструктивные элементы деталей: канавки для выхода инструмента (резца, плашки, шлифовального камня), выход инструмента при нарезании зубьев, пазов.

Для изображения стандартных подшипников качения следует нанести тонкими линиями внешний контур подшипника. Затем по приближенным соотношениям, указанным на рис. 15.2, вычертить тела качения и кольца. Для построения конических роликоподшипников следует нанести на контур подшипника вспомогательную линию ab , делящую монтажную высоту подшипника T пополам. Отрезок ab разделить точками 1, 2 и 3 на четыре равные части. Из точки 3 под углом $\alpha \approx 15^\circ$ провести образующую конуса до пересечения ее с осью вращения подшипника в точке O . Из этой точки провести линии $O1$ и $O2$. Затем из точки c , полученной пересечением линии $O1$ с торцом наружного кольца, провести линию cf перпендикулярно образующей $O2$. Отложив отрезок de , равный fk , провести параллельно cf линию, оформляющую малый торец ролика. Для получения диаметра d_2 найти точку l , которая делит радиус большего торца ролика пополам.

Сепараторы на чертежах подшипников не изображают.

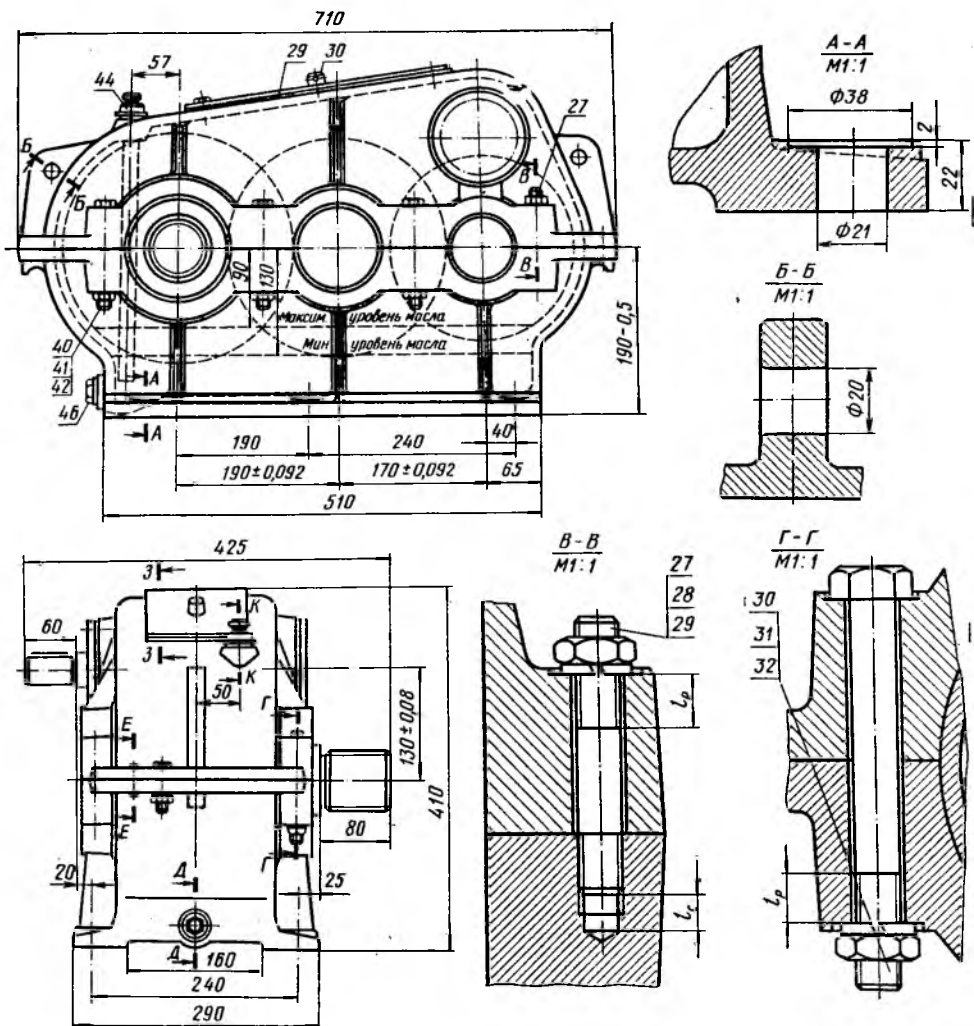


Рис. 15.1

На чертеже узла приводят следующие данные (рис. 15.3):

Габаритные размеры: длина L , ширина B , высота H .

Присоединительные размеры: диаметр и длина выступающих концов валов d_1, d_2 и l_1, l_2 , размеры шпонок или обозначение шлицев, расстояния K_1 и K_2 от упорных буртиков валов до центров отверстий, предназначенных для крепления узла на плите (раме), диаметр d_3 и координаты C_0, C_1 и C_2 этих отверстий, расстояние h_p осей валов до базовых плоскостей, размеры B_1, B_2, E_0 и E этих плоскостей.

Основные расчетные параметры, характеризующие сборочную единицу: межосевые расстояния зубчатых (червячных) передач с предельными отклонениями, числа зубьев и модули (z_1, z_2, m_1, m_2), ши-

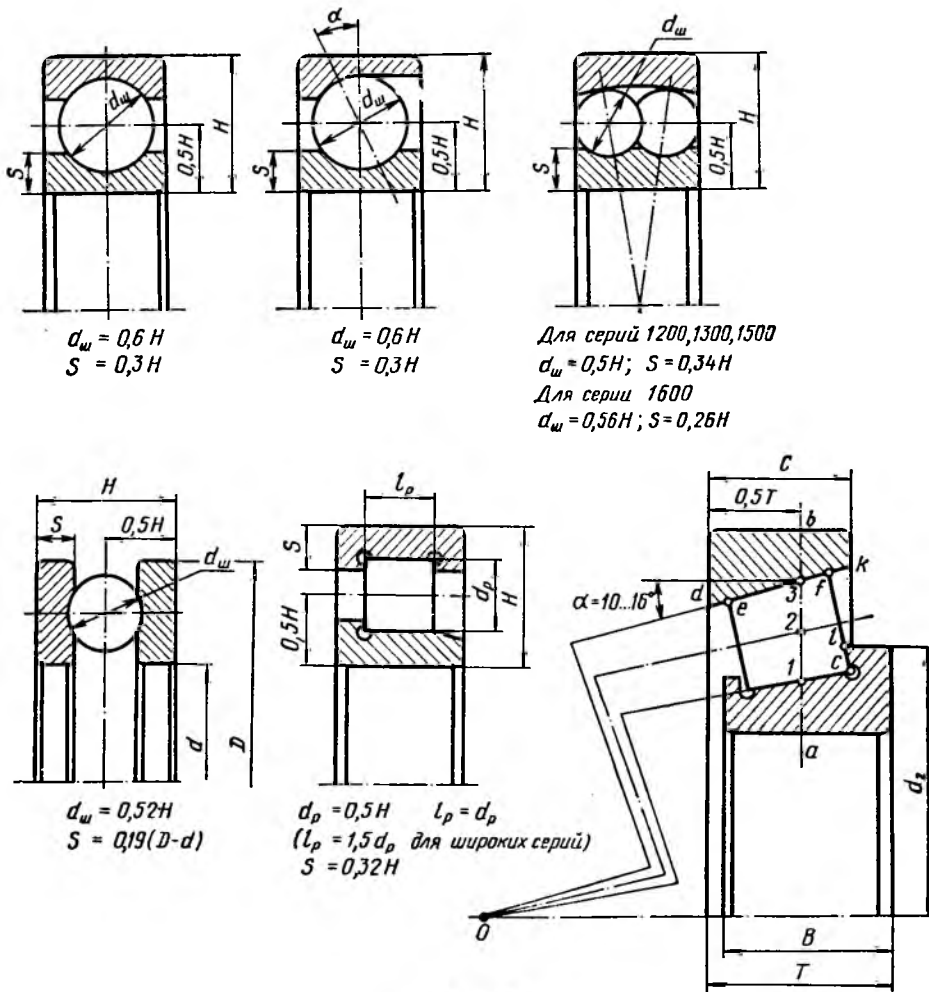


Рис. 15.2

рина колес, внешние конусные расстояния конических колес R_e , углы наклона зубьев, число витков и др.

Предельные отклонения $\pm f_a$ межосевых расстояний зубчатых передач (см. ГОСТ 1643—72) приведены в табл. 15.1.

Таблица 15.1

мм

Вид сопряжения	Межосевые расстояния				
	до 80	свыше 80 до 125	свыше 125 до 180	свыше 180 до 250	свыше 250 до 315
C	0,037	0,043	0,050	0,058	0,065
B	0,060	0,070	0,080	0,092	0,105
A	0,095	0,110	0,125	0,145	0,160

Предельные отклонения $\pm f_a$ межосевых расстояний червячных передач (СТ СЭВ 311—76) даны в табл. 15.2.

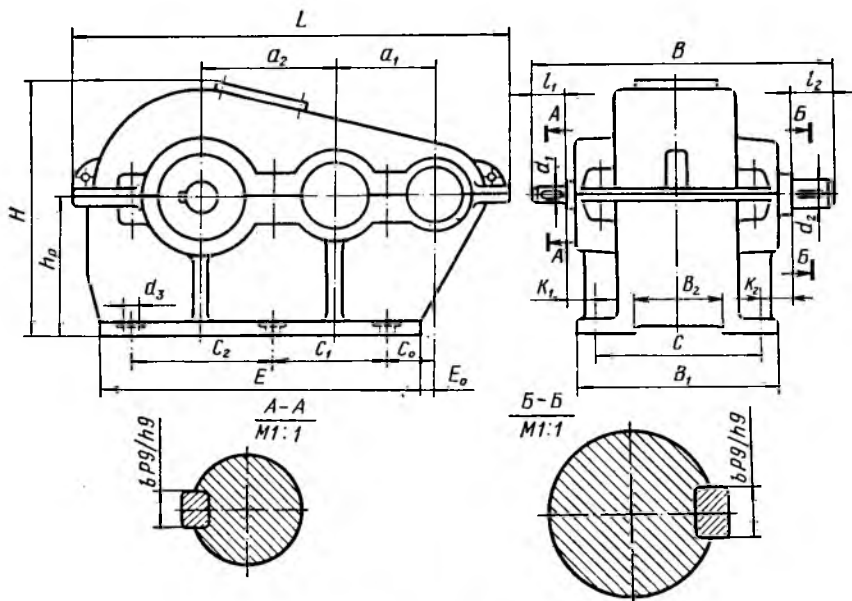


Рис. 15.3

Таблица 15.2

Степень точности	Межосевые расстояния			
	свыше 80 до 125	свыше 125 до 180	свыше 180 до 250	свыше 250 до 315
8	0,080	0,095	0,105	0,110
9	0,130	0,150	0,160	0,180
10	0,200	0,220	0,260	0,280

Сопряженные размеры: диаметры и посадки на валах зубчатых и червячных колес, шкивов, муфт, подшипников, стаканов, центрирующих буртиков крышек подшипников, обозначения шлицевых соединений, размеры и посадки шпоночных и резьбовых соединений, координаты крепежных отверстий в корпусе и крышках и др.

Примеры условных обозначений шлицевых соединений:

прямоугольных $z = 8$; $d = 36$ мм; $D = 40$ мм; $b = 7$ мм

а) центрирование по d с посадками по центрирующей поверхности $H7/g6$ и по боковым граням $F10/f9$

$$d - 8 \times 36 H7/g6 \times 40 \times 7 F8/f7 \text{ СТ СЭВ 187-75;}$$

б) центрирование по D с посадками по центрирующей поверхности $H7/n6$ и по боковым граням $F8/f7$

$$D - 8 \times 36 \times 40 H7/n6 \times 7 F8/f7 \text{ СТ СЭВ 187-75;}$$

эвольвентных $D = 50$ мм; $m = 2$ мм; центрирование по наружному диаметру с посадкой $H7/n6$

$$50 \times H7/n6 \times 2 \text{ СТ СЭВ 259-76,}$$

Примеры посадок соединений призматическими шпонками (СТ СЭВ 57—73):

- а) посадки шпонки в пазу вала:
 для шпонки, скользящей по пазу вала $H9/h9$
 неподвижной в пазу вала $P9/h9$
- б) посадки шпонки в пазу отверстия:
 при постоянной нагрузке нереверсивной передачи $D10/h9$
 при переменной нагрузке реверсивной передачи $I_8/h9$
 при тяжелой переменной нагрузке реверсивной передачи $P9/h9$

Примеры посадок резьбовых соединений (ГОСТ 16093—70):

- для обычной крепежной резьбы $7H/8g$
 для резьбы средней точности с минимальным зазором $6H/6h$
 для точной резьбы с минимальным зазором $4H5H/4h$

Размеры, входящие в состав размерных цепей. На рис. 15.4—15.6 приведены примеры схем размерных цепей зубчатых и червячных передач, определяющие:

осевые зазоры B_{Σ} и B_{Σ} между торцами подшипника и крышки комплекта вала цилиндрической шестерни и колеса (рис. 15.4);

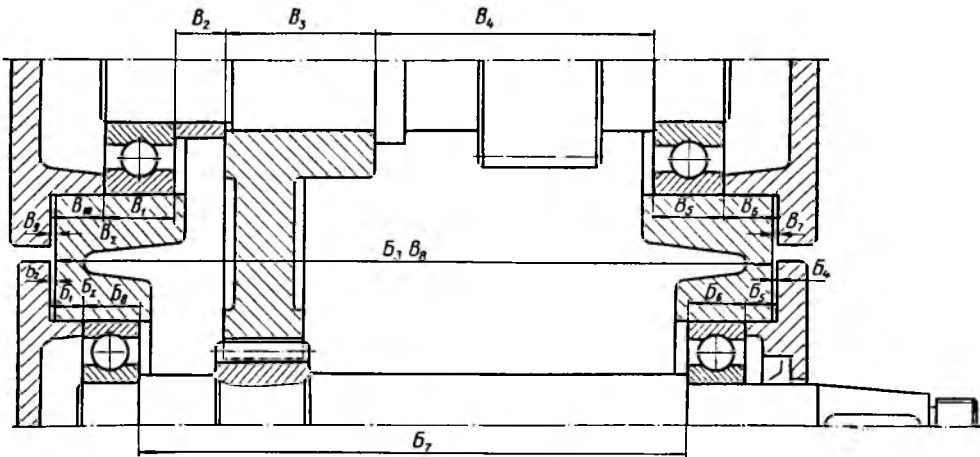


Рис. 15.4

- осевой зазор H_{Σ} в комплекте вала червячного колеса (рис. 15.5, а);
 осевые зазоры Γ_{Σ} и Δ_{Σ} в комплекте вала-червяка (рис. 15.5, б);
 осевой зазор E_{Σ} в комплекте вала конического колеса (рис. 15.6, а);
 смещение T_{Σ} вершины конического зубчатого колеса с оси вращения вала-шестерни (рис. 15.6, а);
 смещение S_{Σ} вершины конической шестерни с оси вращения колеса (рис. 15.6, б, в);
 смещение F_{Σ} средней плоскости венца червячного колеса с оси червяка (рис. 15.5, а).

На чертежах узлов вместо обозначений $B_1, B_2, \dots, H_1, H_2$ и других ставят размерные числа. Обозначения $B_{\Sigma}, H_{\Sigma}, F_{\Sigma}$ и другие на чертежах не дают и вместо них размерные числа не проставляют;

наибольший и наименьший уровни масла с остановкой размеров от осей колес до его поверхности (см. рис. 15.1);

техническую характеристику изделия: общее передаточное число, скорость вращения тихоходного вала, наибольший вращающий момент на этом валу, степени точности изготовления зубчатых (червячных) передач.

Кроме этого, на чертеже узла учебного проекта должны быть показаны номера позиций всех сборочных единиц и деталей (рис. 15.1).

Шлицевые соединения на чертежах обозначают по СТ СЭВ 187—75 и 259—76, а шпоночные — по СТ СЭВ 57—73.

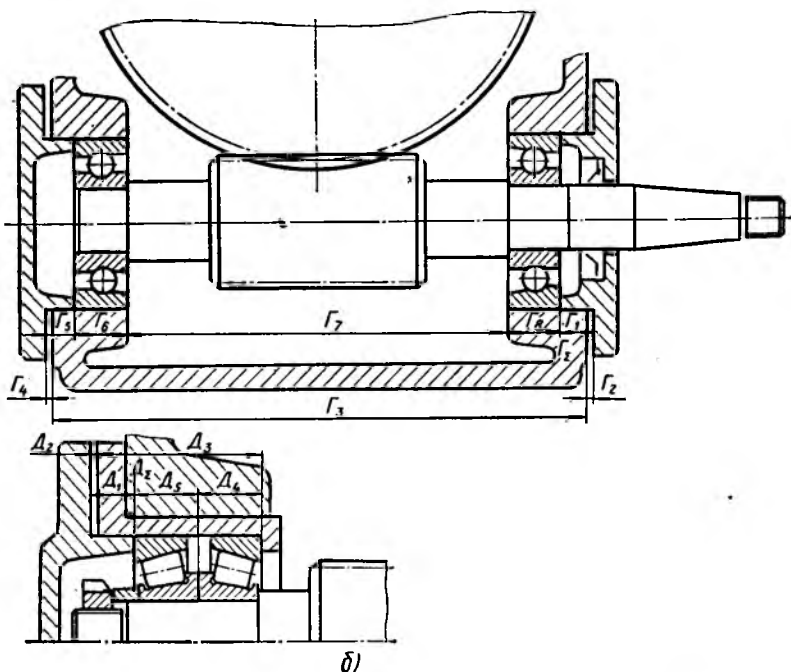
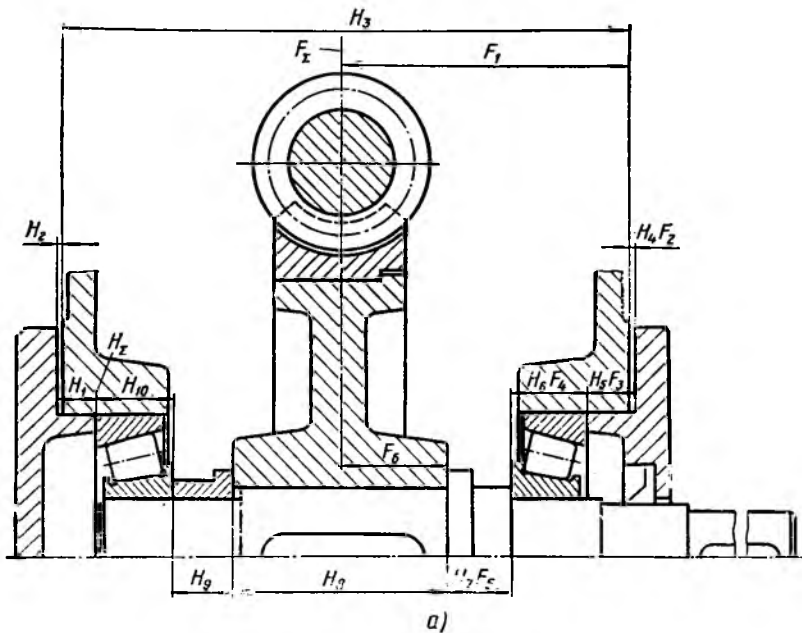
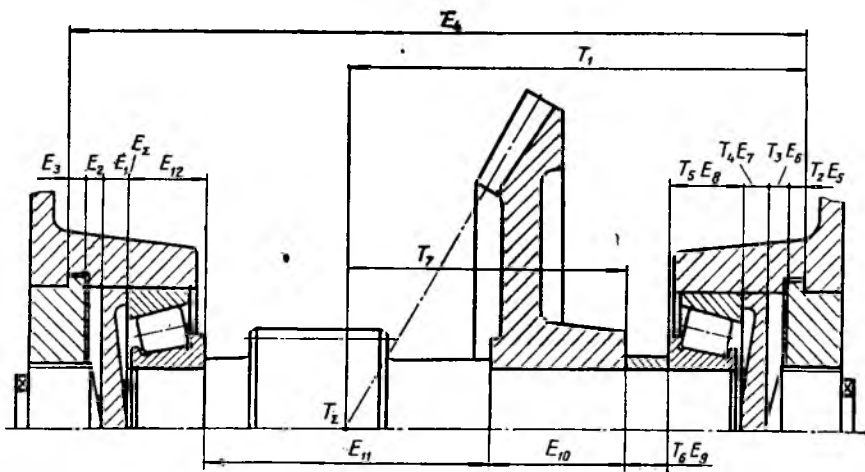
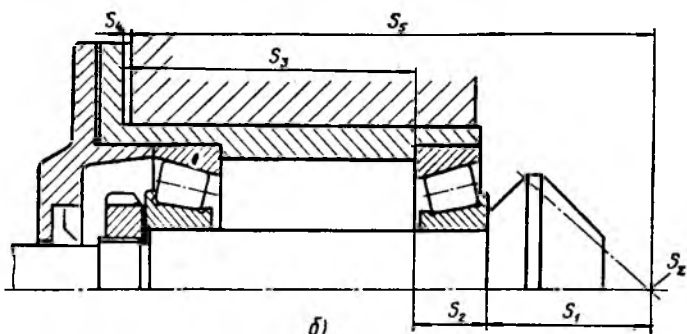


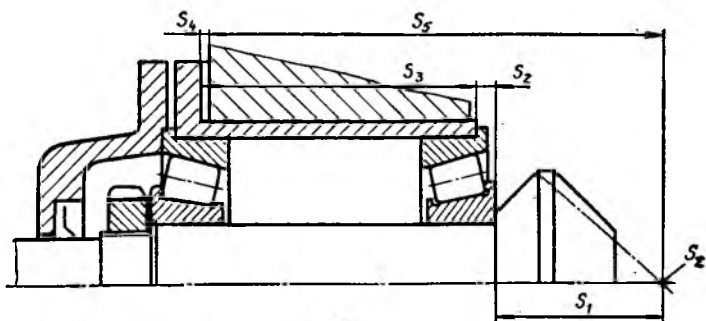
Рис. 15.5



a)



b)



b)

Рис. 15.6

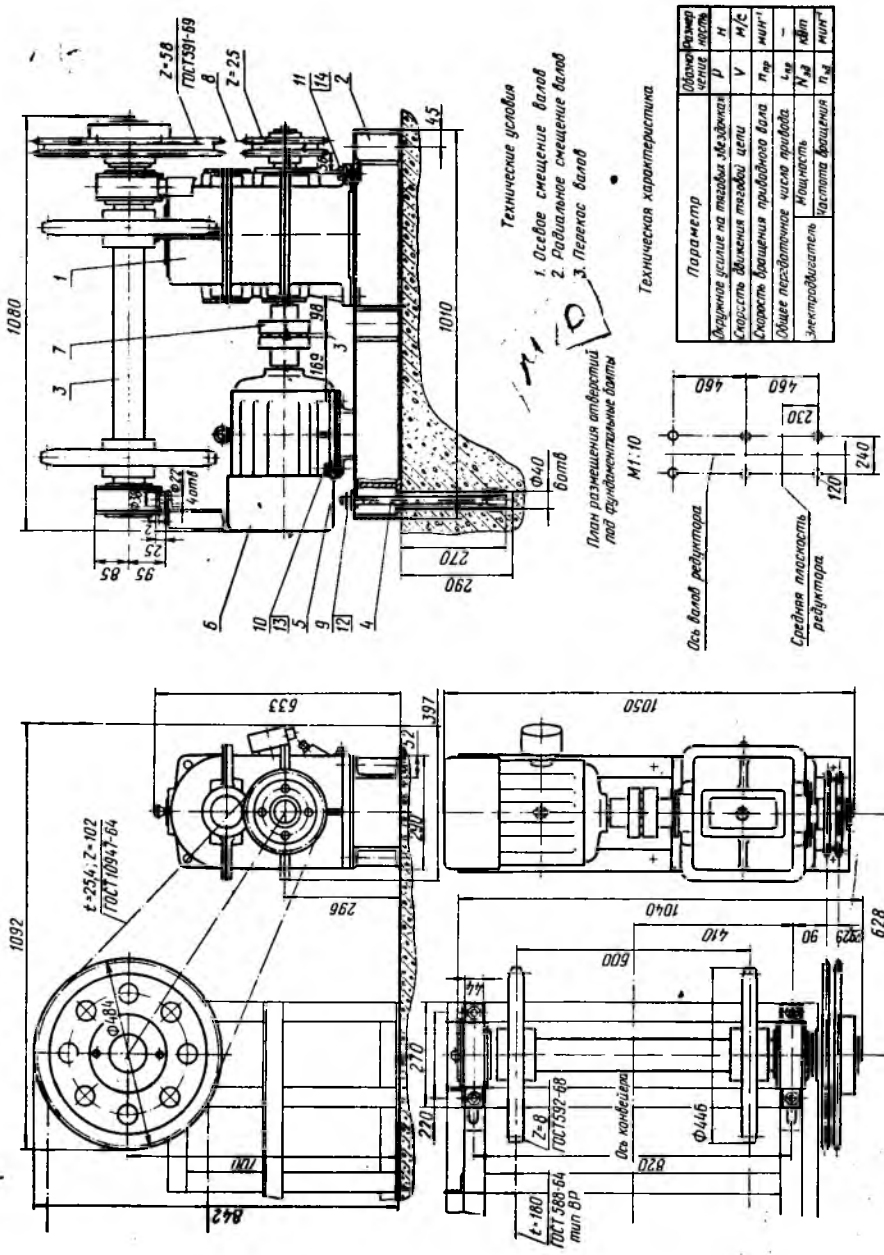


Рис. 15.7

§ 2. Оформление чертежей приводов

Темами учебных проектов по курсу «Детали машин» обычно являются приводы различных машин, испытательные стенды, специальные приводы, состоящие из деталей машин, изучаемых в курсе.

Для полной информации о приводе в целом, его эксплуатационной характеристике, основных размерах, взаимной связи отдельных сборочных единиц и деталей, о присоединительных поверхностях и их размерах составляют: 1) чертеж общего вида, 2) габаритный чертеж, 3) монтажный чертеж.

В учебных проектах для уменьшения объема графической работы вместо указанных трех чертежей выполняют один объединяющий их чертеж. Условимся называть такой объединенный чертеж чертежом привода.

Чертеж привода выполняют в масштабе уменьшения (M1:2,5; M1:4; M1:5) в трех проекциях.

Чертеж должен быть четким и легко восприниматься. Его не следует загромождать мелкими деталями и элементами узлов. Поэтому сборочные единицы и детали привода изображают на чертеже упрощенно. Винты и гайки показывают осевыми линиями, кроме тех, которыми отдельные узлы крепятся к плите (раме), а плиты — к полу, потолку, цеховой колонне и др. Так как обычно все болты для крепления плиты (рамы) к полу цеха одинаковые, следует вычертить только один болт, а положение остальных показать осевыми линиями. Так же изображают и болты для крепления сборочных единиц к плите (раме) привода.

Чертеж изделия должен содержать:

1) изображение изделия; 2) полное или частичное изображение устройства, к которому крепится изделие; 3) габаритные размеры — длину, ширину и высоту; 4) присоединительные и монтажные размеры (размеры опорных поверхностей, диаметры и координаты крепежных отверстий, зазоры между торцами деталей, расстояние между осями сборочных единиц и др.); 5) технические требования к точности монтажа изделия (допускаемые радиальные, угловые и осевые смещения валов и др.); 6) техническую характеристику привода (действующие нагрузки, скорости движения, передаваемую мощность и др.).

На чертеже изделия записывают на полках линий-выносок номера позиций сборочных единиц и деталей изделия.

В спецификацию записывают сборочные единицы (редуктор, муфты, плита или рама, приводной вал и др.), стандартные изделия (электродвигатель, винты, гайки и др.), а также детали и материалы, необходимые для монтажа (шайбы, прокладки и др.).

На рис. 15.7 дан пример оформления чертежа привода пластинчатого транспортера.

§ 3. Составление спецификаций

Спецификацию составляют на отдельных листах на каждую сборочную единицу в соответствии с ГОСТ 2.104—68 и 2.106—68. Спецификации в общем случае состоят из разделов, располагаемых в такой последовательности: 1) документация (общие виды, схемы, пояснительная записка); 2) сборочные единицы (редуктор, муфта, рама, червячное колесо в сборе, корпус сварной и т. п.); 3) детали; 4) стандартные изделия (подшипники, крепежные изделия и т. п.); 5) материалы (смазочное масло, прокладки и т. п.).

Наименование каждого раздела указывают в виде заголовка в графе «Наименование» и подчеркивают.

Спецификацию сборочных единиц, выполненных на листах формата 11, допускается совмещать с чертежом сборочной единицы.

В учебных проектах обозначение конструкторских документов состоит из следующих частей: 1) обозначение задания на проект и номер варианта задания, 2) порядковый номер конструкторского документа, состоящего из четырех цифр.

Первой слева цифрой после обозначения номера задания и варианта от 1 до 9 обозначают порядковые номера узлов (редуктор, вариатор, приводной вал и др.).

Второй слева цифрой от 1 до 9 — порядковые номера сборочных единиц, входящих в состав узлов, обозначенных первыми цифрами (червячное колесо в сборе, встроенная муфта, корпус сварной и др.).

Последними двумя цифрами обозначают:

00 — спецификации на изделия, узлы и сборочные единицы;

от 01 до 09 — порядковые номера документов (общие виды, схемы, пояснительная записка);

от 11 до 99 — порядковые номера оригинальных деталей, которые группируют по типам (корпуса, крышки, валы, стаканы, втулки, зубчатые колеса и др.).

§ 4. Составление расчетно-пояснительной записки

Расчетно-пояснительная записка должна содержать:

1. Техническое задание.
2. Краткое описание устройства и назначения проектируемого привода.
3. Энергетические и кинематические расчеты (определение к.п.д. отдельных частей и всего привода в целом, выбор электродвигателя, определение общего передаточного числа привода и отдельных сборочных единиц, определение скорости вращения каждого вала редуктора, коробки скоростей и вращающих моментов).
4. Расчеты на прочность деталей каждой сборочной единицы: передач (зубчатых, червячных, ременных, цепных), валов, соединений (шлицевых, резьбовых, сварных, с натягом).
5. Расчет жесткости вала червяка, а при необходимости некоторых валов редуктора (коробки скоростей).
6. Тепловой расчет червячного редуктора и других передач в случае действия больших тепловых нагрузок.
7. Подбор подшипников качения с учетом режима нагружения.
8. Выбор масла и системы смазки зацеплений и подшипников.
9. Описание взаимодействия и порядка сборки и разборки отдельных сложных устройств, сборки и регулировки конических и червячных зацеплений, регулировки подшипников качения.
10. Список использованной литературы и в конце оглавление.

Расчетно-пояснительную записку выполняют на стандартных листах формата 11 (210×297) по формам ГССТ 2.104—68. Титульный лист является первым листом записки. Вторым листом является техническое задание на проект. Содержание пояснительной записки следует разбивать на разделы, подразделы и пункты, обозначенные арабскими цифрами. Сокращение слов в тексте записки не допускается, за исключением общепринятых, например: и т. п., и т. д., мм, см, Н, Па и др.

Каждый расчет должен содержать:

1. Заголовок с указанием, какую деталь рассчитывают и на какой вид работоспособности (прочность, теплостойкость, устойчивость).

2. Расчетную схему с указанием сил, эпюр моментов и всех размеров, используемых в расчете. Эпюры моментов, расположенные в разных плоскостях, желательно выполнять разным цветом.

3. Наименование выбранного материала с указанием его термической обработки и характеристик механических свойств.

4. Допускаемые напряжения с указанием использованной литературы.

5. Расчет.

При выполнении расчета записывают расчетную формулу со ссылкой на источник.

Затем приводят расшифровку символов, входящих в формулу с указанием размерности. Значение каждого символа дают с новой строки в той последовательности, в какой они приведены в формуле. Первая строка расшифровки должна начинаться со слов «где» без двоеточия возле него.

Каждый символ расшифровывается в пределах записки один раз. После этого подставляют числовые значения в той же последовательности, в которой они приведены в формуле.

6. Заключение по результатам расчета.

Единица одного и того же параметра в пределах пояснительной записки должна быть одинаковой. Например, единица напряжения σ — МПа.

Полученные расчетом размеры деталей следует округлять, где это возможно, до стандартных значений по ГОСТ 6636—69 (см. табл. 1.20 приложения I).

Г л а в а XVI

РАЗРАБОТКА РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ ДЕТАЛЕЙ

§ 1. Общие положения

При выполнении чертежа детали ограничиваются минимальным количеством проекций, видов, разрезов и сечений. Лишние виды и разрезы требуют дополнительной затраты времени на вычерчивание и затрудняют чтение чертежа. Например, для деталей, представляющих собой тела вращения, достаточно одной проекции с необходимым числом сечений и выносных изображений некоторых конструктивных элементов.

Чертеж детали должен содержать все данные, определяющие форму, размеры, предельные отклонения размеров, формы и расположения, шероховатость поверхностей, марку материала, предельные значения твердости, т. е. все данные, необходимые для изготовления и контроля детали, которым она должна соответствовать перед сборкой.

На чертежах деталей не допускается помещать технологические указания. В виде исключения можно указывать: совместную обработку, притирку, гибку, развальцовку.

Центровые отверстия на чертежах деталей не изображают и в технических требованиях никаких указаний не приводят, если наличие их конструктивно безразлично. Если в центровом отверстии детали должна быть резьба, на чертеже приводят только размеры резьбы: глубину отверстия под резьбу, диаметр и длину нарезки.

Когда обработка отверстий в деталях под винты, штифты и другие крепежные детали должна производиться при сборке, на чертежах деталей эти

отверстия не изображают и никаких указаний в технических требованиях не помещают. Все необходимые данные для обработки таких отверстий (изображения, размеры, шероховатость поверхностей, координаты расположения, количество отверстий) помещают на чертеже сборочной единицы (рис. 16.1).

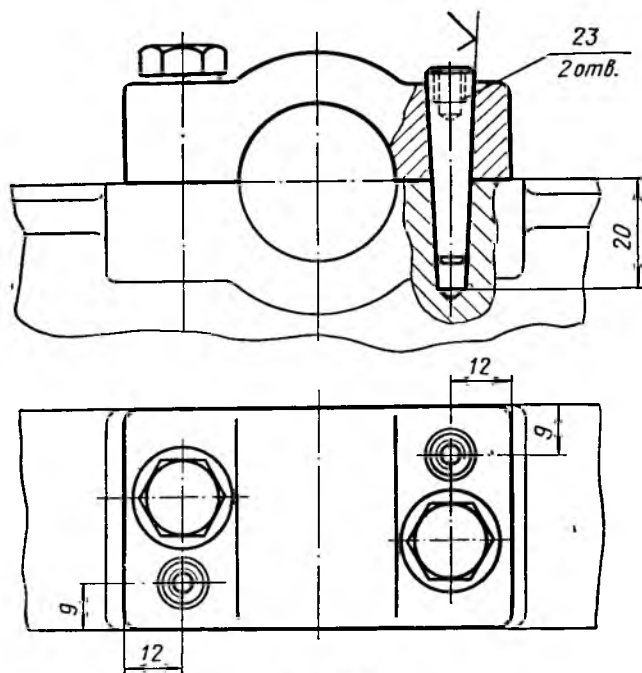


Рис. 16.1

Часто на одной из сопряженных деталей сверлят отверстия с припуском на последующую совместную обработку. Тогда эти отверстия на чертеже детали изображают и приводят все необходимые данные для их обработки (рис. 16.2).

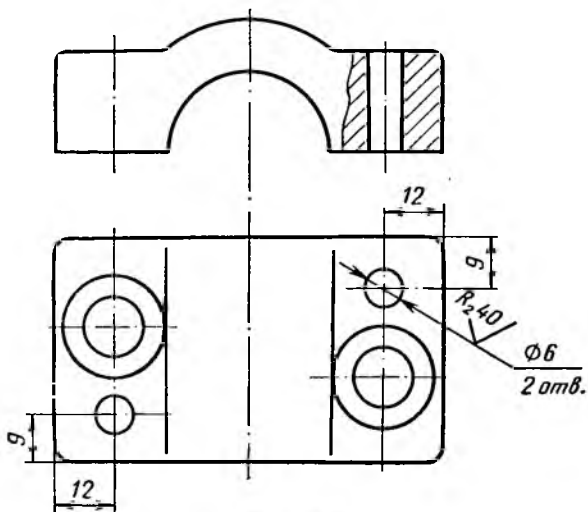


Рис. 16.2

Чертеж каждой детали выполняют на листе формата, установленного ГОСТ 2.301—68, и помещают основную надпись (угловой штамп).

Деталь изображают на чертеже в положении, при котором наиболее удобно его читать, т. е. в положении, в котором деталь устанавливают на станке. В частности, ось детали, представляющую тело вращения (вал, зубчатое, червячное колесо, стакан, втулка, шкив и др.), располагают параллельно основной надписи.

Деталь располагают на чертеже вправо той стороной, на которой большее число обрабатываемых поверхностей.

§ 2. Линейные размеры

Ниже даны методические указания по рациональной простановке размеров на рабочих чертежах деталей.

1. Количество размеров на чертеже должно быть достаточным для изготовления и контроля детали.

Для каждой детали существует вполне определенное число размеров, составляющих ее полную размерную характеристику. Можно различно варьировать простановку размеров, но всегда необходимое число их для данной конкретной детали есть число постоянное.

На рис. 16.3 приведен эскиз стакана, на котором осевые линейные размеры проставлены в девяти вариантах. Различные комбинации простановки этих размеров обозначены порядковыми номерами. Как видно из рисунка, при всех вариантах число размеров, полностью определяющих форму стакана, остается неизменным и равно семи. Заметим, что в данном примере варьируется простановка только осевых размеров.

2. Каждый размер следует приводить на чертеже лишь один раз.

3. Цепь размеров на чертеже детали не должна быть замкнута (см. ГОСТ 2.307—68, п. 1.14).

Осевые размеры на чертеже детали составляют поддетальную размерную цепь. Составляющие размеры этой цепи получают на определенных технологических переходах. Замыкающий размер определяется в результате прохождения детали по всем технологическим переходам. В этом размере накапливаются погрешности изготовления детали по составляющим размерам. Поэтому в качестве замыкающего выбирают наименее ответственный размер детали.

На чертеже детали замыкающий размер не проставляют и поддетальная размерная цепь остается незамкнутой.

При определенной технологии замыкающим может оказаться габаритный размер. Тогда его показывают на чертеже в качестве справочного. Такие размеры отмечают звездочкой и в технических требованиях делают запись

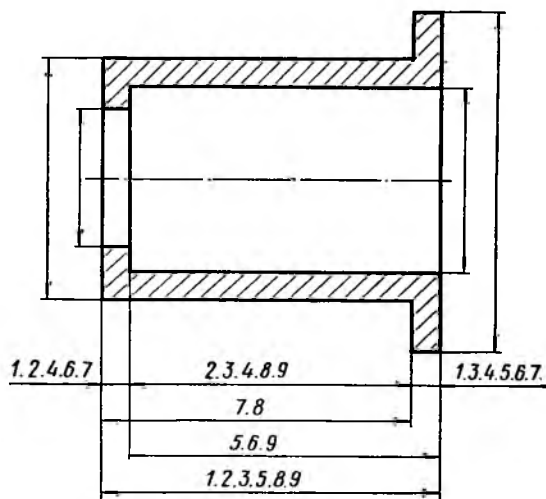


Рис. 16.3

типа «*Размер для справки». Справочные размеры при изготовлении детали не контролируют, поэтому их простановка на чертеже не приводит к браку детали.

4. Проставлять размеры надо так, чтобы наиболее точный размер имел наименьшую накопленную ошибку при изготовлении детали.

В машиностроении применяют цепной, координатный и комбинированный методы простановки размеров.

При цепном методе размер проставляют последовательно — цепью. При нем любой размер детали выполняется в производстве последовательно, после выполнения предыдущего размера.

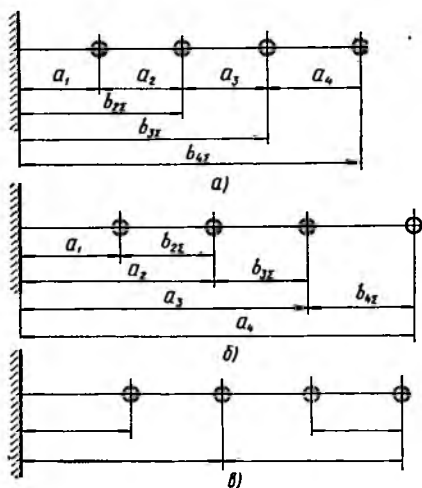


Рис. 16.4

На рис. 16.4, а показана схема цепной простановки размеров a_1 , a_2 , a_3 и a_4 . Ошибка, получаемая на каждом размере, не зависит от ошибок предыдущих размеров, что является основным достоинством этого метода. Поэтому его применяют при простановке размеров на межосевые расстояния; в ступенчатых деталях, где требуется получить очень точные размеры участков между уступами; при обработке деталей комплектом режущего инструмента и т. д.

Точность суммарных размеров $b_{2\Sigma}$, $b_{3\Sigma}$ и $b_{4\Sigma}$ определяется суммой ошибок размеров, входящих в размерную цепь, что приводит к накоплению ошибок в суммарных размерах.

На рис. 16.4, б показана схема координатной простановки размеров, при которой размеры проставляют от одной базы. Поэтому точность любого координатного размера a_1 , a_2 , a_3 и a_4 не зависит от точности выполнения других координатных размеров. Этим пользуются, когда необходимо точно расположить элементы детали относительно одной базы. Недостаток его — некоторое увеличение ошибки в размерах $b_{2\Sigma}$, $b_{3\Sigma}$ и $b_{4\Sigma}$ между соседними элементами детали (в данном примере между осями отверстий).

Комбинированный метод простановки размеров представляет собой сочетание цепного и координатного (рис. 16.4, в). К нему конструктор прибегает для уменьшения ошибок в более ответственных размерах.

5. На чертежах деталей, представляющих собой тела вращения, осевые линейные размеры следует располагать под изображением детали и по возможности справа от него.

6. Размеры, относящиеся к одному конструктивному элементу, следует группировать в одном месте (рис. 16.5) (см. ГОСТ 2.307—68, п. 2.31).

7. При наличии у детали фасок или канавок для выхода инструмента размеры следует проставлять до буртиков или до торцов деталей (рис. 16.6).

8. Размеры с предельными отклонениями элементов, обрабатываемых совместно, заключают в квадратные скобки (рис. 16.7) и в технических требованиях помещают указание: «Обработку по размерам в квадратных скобках производить совместно с дет. № ...».

9. При простановке размеров координат крепежных отверстий следует учитывать характер производства.

В условиях единичного и мелкосерийного производства крепежные отверстия сверлят по разметке. При этом чаще всего в меньшей из двух скрепляемых деталей крепежные отверстия сверлят по обычной разметке,

при которой центр отверстия выбивают керном, а совпадения их с отверстиями в более тяжелой сопряженной детали достигают либо сверлением, либо разметкой по отверстиям в меньшей детали. В связи с этим для условия единичного и мелкосерийного производства в чертежах деталей типа фланцев, крышек и тому подобных проставляют координаты осей всех отверстий в виде свободных размеров. В чертеже сопряженной детали, обычно корпусной, на крепежные отверстия координаты осей не проставляют. На общем виде узла проставляют диаметр и глубину отверстий, а также размеры, определяющие относительное положение сопряженных деталей. Например, в случае крепления натяжного ролика на станине (рис. 16.8) на чертеже об-

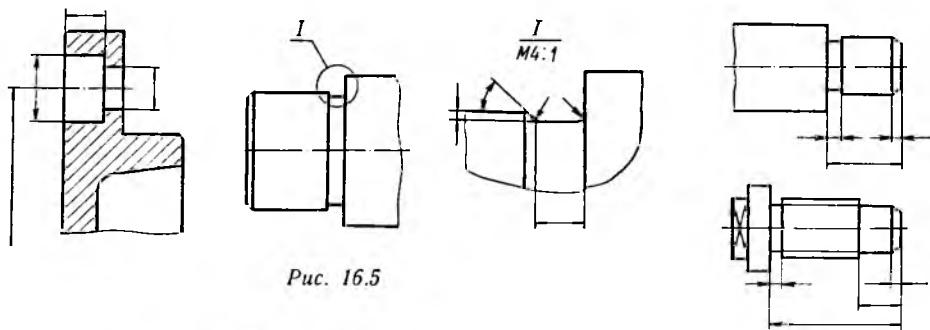


Рис. 16.5

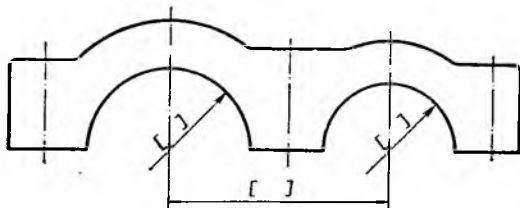


Рис. 16.7

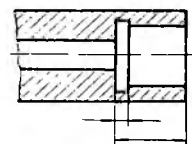


Рис. 16.6

щего вида должны проставляться размеры A и B , определяющие положение кронштейна, а в сечении по $B-B$ — данные, необходимые для обработки отверстий.

При средне- и крупносерийном производстве крепежные отверстия сверлят по кондукторам или на станках с числовым программным управлением (ЧПУ). Поэтому на рабочих чертежах обеих сопряженных деталей проставляют координаты осей всех крепежных отверстий с указанием точности этих координат.

Все размеры, проставляемые на чертежах деталей, условно разделим на три категории.

С о п р я ж е н н ы е. К этой категории будем относить размеры, относящиеся одновременно к двум сопряженным деталям и более. Это размеры диаметров посадочных мест валов для зубчатых (червячных) колес, муфт, подшипников и других деталей, размеры резьб на валах для установочных гаек, размеры диаметров расположения винтов на крышках подшипников и т. п.

Ц е п н ы е. К этой категории будем относить размеры, образующие сборочные размерные цепи.

С в о б о д н ы е. К этой категории относим размеры, не вошедшие в сопряженные и цепные.

Основной принцип простановки размеров на рабочих чертежах деталей следующий: сопряженные и цепные размеры берут из чертежа сборочной

единицы и проставляют на рабочих чертежах деталей; свободные размеры проставляют на чертежах деталей с учетом последовательности их изготовления и удобства контроля.

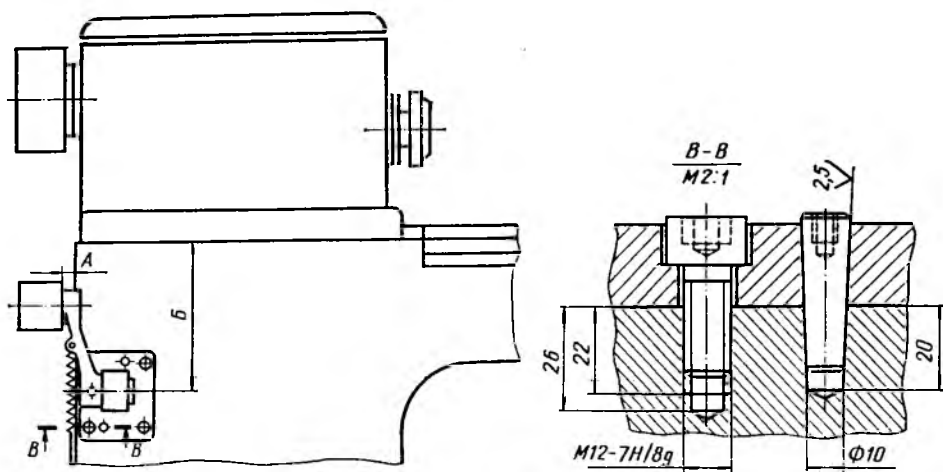


Рис. 16.8

§ 3. Предельные отклонения размеров

Для всех размеров, нанесенных на рабочих чертежах, указывают предельные отклонения.

Допускается не указывать предельные отклонения на размерах, определяющих зоны различной шероховатости одной и той же поверхности, зоны термообработки, покрытия, отделки, накатки, насечки, а также на диаметрах накатанных и насеченных поверхностей. В этих случаях непосредственно у таких размеров наносят знак \approx .

Предельные отклонения размеров относительно низкой точности (от 12-го квалитета и грубее) на изображении детали не наносят, а в технических требованиях делают запись: «Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий $H14$, валов $h14$, прочих $\pm IT14/2$ ».

Предельные отклонения линейных размеров указывают на чертежах одним из трех способов:

1) условными обозначениями полей допусков по СТ СЭВ 145—75, например $18H7$; $12e8$;

2) числовыми значениями предельных отклонений, например $18^{+0.018}$; $12_{-0.032}^{-0.059}$;

3) условными обозначениями полей допусков с указанием справа в скобках числовых значений предельных отклонений, например $18H7(+0.018)$; $12e8(-0.032, -0.059)$.

Предельные отклонения угловых размеров показывают только числовыми величинами.

Предельные отклонения размеров деталей, изображенных на чертеже в сборе, указывают одним из следующих способов: 1) условным обозначением — $50 H12/h11$ (иногда $H12-h11$; $\frac{H12}{h11}$); 2) числовыми величинами — $50 + 0,25/-0,16$ или $50 \frac{+0,25}{-0,16}$.

При назначении различных предельных отклонений с одним номинальным размером границу между ними наносят сплошной тонкой линией, а номинальный размер указывают с соответствующими предельными отклонениями для каждого участка отдельно (рис. 16.9).

Когда необходимо указать только один предельный размер (второй ограничен в сторону увеличения или уменьшения каким-либо условием), после размерного числа указывают соответственно *min* или *max*.

Предельные отклонения сопряженных размеров берут из чертежа сборочной единицы, на котором на эти размеры заданы посадки.

Предельные отклонения цепных размеров в общем случае принимают по результатам расчета соответствующих размерных цепей (см. рис. 15.4—15.6). В учебных проектах размерные цепи простейшие. Точность исходного размера в них обеспечивают компенсаторами, поэтому на рабочих чертежах деталей по курсу «Детали машин» предельные отклонения цепных размеров принимают в зависимости от способа компенсации.

Если компенсатором служит деталь, которую шабруют или шлифуют по результатам измерений при сборке, то в целях уменьшения припуска на шабрение или шлифование предельные отклонения цепных размеров следует принимать: отверстий $H11$, валов $h11$, остальных $\pm IT11/2$.

Если компенсатором служит набор прокладок, то предельные отклонения цепных размеров можно принимать более свободными: отверстий $H12$, валов $h12$, остальных $\pm IT12/2$.

Если же компенсатором служит винт, то вследствие широких компенсирующих способностей винтовой пары предельные отклонения цепных размеров принимают: $H14$; $h14$; $\pm IT14/2$.

Предельные отклонения свободных размеров оговаривают в технических требованиях записью, аналогичной записи для размеров низкой точности (см. с. 258).

Предельные отклонения координат крепежных отверстий принимают по рекомендациям, приведенным на с. 301, 307.

Предельные отклонения диаметров резьб показывают на чертежах деталей в соответствии с посадками резьбовых соединений, приведенных на чертежах сборочных единиц.

Например, для резьб в отверстиях: $M16-7H$; $M32 \times 1,5-4H5H$; для резьб на валах: $M16-6h$; $M32 \times 1,5-4h$.

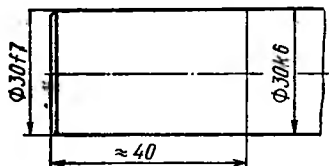


Рис. 16.9

§ 4. Предельные отклонения формы и расположения поверхностей

При обработке деталей возникают погрешности не только линейных размеров, но и геометрической формы, а также погрешности в относительном расположении осей, поверхностей или конструктивных элементов деталей. Эти погрешности могут оказывать вредное влияние на работоспособность деталей машин. Например, смещение центров тяжести зубчатых колес, шкивов, муфт относительно оси базового отверстия этих деталей приводит при их вращении к возникновению динамических нагузов, которые могут быстро вывести из строя работающие механизмы. Овальность посадочных поверхностей валов для подшипников качения искажает геометрическую форму дорожек качения, что может приводить к выходу подшипников из

стройка. Неперпендикулярность упорных заплечиков к осям валов для подшипников качения вызывает перекос колец и искажение геометрической формы дорожек качения, что ухудшает условия работы подшипников.

Предельные отклонения формы и расположения поверхностей указывают на чертежах в соответствии с ГОСТ 2.308—68 условными обозначениями или в технических требованиях текстом. Применение условных обозначений предпочтительнее.

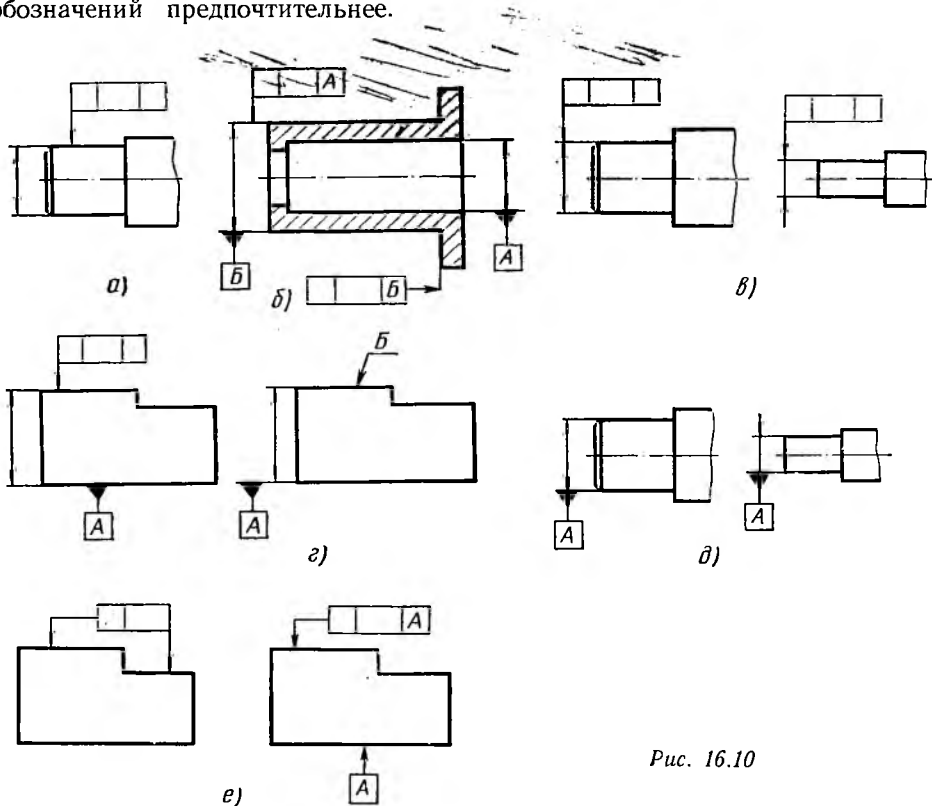


Рис. 16.10

При условном обозначении предельные отклонения формы и расположения поверхностей указывают в прямоугольной рамке, разделенной на две или три части.

Если предельное отклонение относится к поверхности, рамку соединяют с контурной линией или ее продолжением. При этом соединительная линия не должна быть продолжением размерной линии (рис. 16.10, а, б). Если предельное отклонение относится к оси, то соединительная линия должна быть продолжением размерной линии (рис. 16.10, в) (см. ГОСТ 2.308—68, п. 6).

Если базой является поверхность, то основание зачерненного треугольника располагают на контурной линии или ее продолжении. При этом соединительная линия не должна быть продолжением размерной линии (рис. 16.10, г) (см. ГОСТ 2.308—68, п. 7). Если базой является ось, то соединительная линия должна быть продолжением размерной линии (рис. 16.10, б, д).

Если нет необходимости выделять базу, то рамку показывают, как на рис. 16.10, е.

Буквами А, Б на рис. 16.10 обозначены базовые оси и поверхности. Помимо предельных отклонений формы и расположения поверхностей

на чертежах деталей и сборочных единиц следует приводить нормы предельной их неуравновешенности, так называемого дисбаланса.

По ГОСТ 22061—76 допускаемый дисбаланс для деталей технологического оборудования, деталей станков и механизмов общего назначения (класс точности балансировки 4,5) приведен в табл. 16.1.

Таблица 16.1

Частота вращения, мин ⁻¹	300	600	1000	1500	3000
Дисбаланс, г·мм/кг, не более . . .	200	100	60	40	20

Часто для целей балансировки литую или ковную деталь обрабатывают кругом. Неуравновешенность детали в зависимости от состояния оборудования и режима токарной обработки снижают в этом случае до 50...80 г·мм/кг.

Таким образом, большую группу деталей можно балансировать не на специальных балансировочных станках, а при токарной их обработке.

Быстровращающиеся детали надо конструировать так, чтобы их можно было балансировать. Для этого на нерабочих поверхностях деталей предусматривают места, в которых путем высверливания можно удалять металл, например увеличивают толщину обода зубчатых колес, шкивов, муфт.

§ 5. Предельные отклонения расположения поверхностей деталей подшипниковых узлов*

Точность базирования подшипников зависит от точности изготовления деталей, образующих подшипниковый узел: корпуса, вала, втулок, колец, стаканов и др.

Известно, что перекося колец подшипников вызывает дополнительное сопротивление вращению валов. Чем значительнее перекося, тем больше потери энергии в подшипниках и меньше их долговечность.

Перекося колец подшипников вызывается: 1) несоосностью S_v относительно общей оси посадочных поверхностей вала (рис. 16.11, а); 2) несоосностью S_k относительно общей оси посадочных поверхностей корпуса (рис. 16.11, б); 3) неперпендикулярностью q_v базовых торцов деталей относительно оси посадочных поверхностей вала (рис. 16.12); 4) неперпендикулярностью q_k базовых торцов деталей корпуса к оси отверстия (рис. 16.13, а—в); 5) наклоном θ упругой линии вала в опоре под действием нагрузки (рис. 16.14).

Допуски на несоосность посадочных поверхностей валов S_v и корпусов S_k для простановки их на чертежах деталей следует принимать при выборе несоосности самоустанавливающихся подшипников: шариковых — IT6; роликовых — IT5.

Предельные значения θ вала, характеризующие его жесткость, при использовании самоустанавливающихся подшипников, следующие: шариковых 4' (0,0012 рад), радиальных с короткими цилиндрическими роликами 1,8' (0,0005 рад), конических роликовых 1,0' (0,0003 рад).

Расчетное значение угла θ не должно превосходить предельного его значения.

* Параграф написан совместно с О. П. Леликовым.

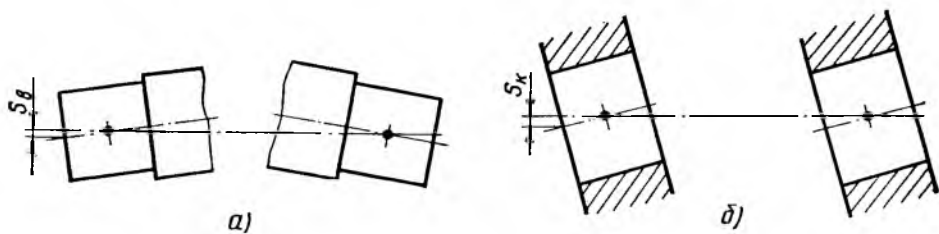


Рис. 16.11

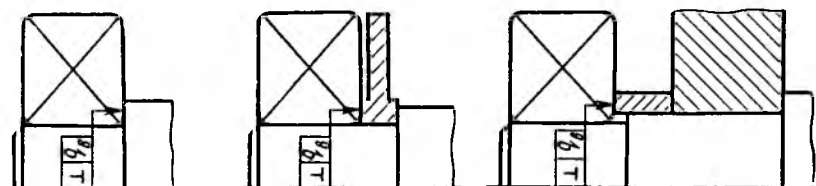


Рис. 16.12

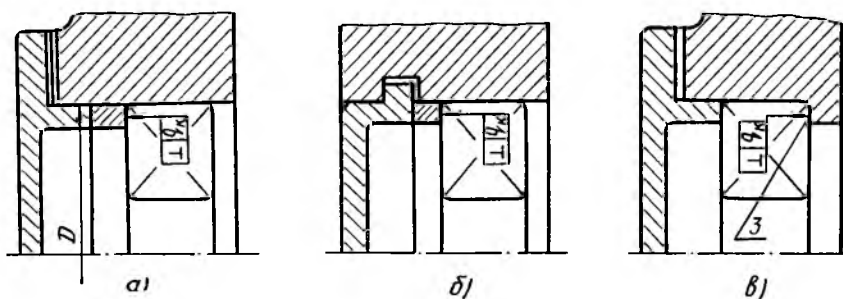


Рис. 16.13

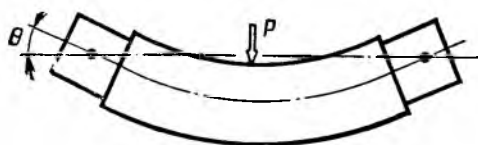


Рис. 16.14

Неперпендикулярности q_v и q_k — комплексные величины. Они являются исходными для расчета допусков расположения поверхностей деталей подшипниковых узлов.

Значения неперпендикулярностей q_v и q_k приведены в справочнике [2], с. 206 и в табл. 16.2 для диаметра заплечика вала d_a (рис. 16.15), в табл. 16.3 для диаметра отверстия корпуса D (рис. 16.13, а).

Таблица 16.2

Тип подшипника	$q^*_в$ при классе точности подшипника			
	0	6	5	4
Шариковый	IT6	IT5	IT4	IT3
Роликовый	IT5	IT4	IT3	IT2

Таблица 16.3

Тип подшипника	$q^*_к$ при классе точности подшипника			
	0	6	5	4
Шариковый	IT8	IT6	IT5	IT4
Роликовый	IT6	IT5	IT4	IT3

При конструктивном оформлении опоры по рис. 16.15, а внутренние кольца подшипников базируются непосредственно по торцам заплечиков вала. В этом случае допуск на перпендикулярность торца заплечика вала назначают по табл. 16.2.

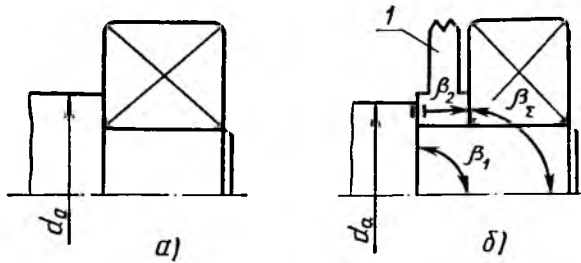


Рис. 16.15

При конструктивном оформлении опоры по рис. 16.15, б внутреннее кольцо подшипника базируется по торцу кольца 1. Точность базирования подшипника β_Σ зависит от перпендикулярности β_1 торца заплечика вала и от параллельности β_2 торцов кольца 1.

Для расчета допусков используют исходную формулу, приведенную на с. 22.

Так как размеры контактирующих поверхностей подшипника, маслозащитного кольца и заплечика вала мало отличаются друг от друга, то коэффициенты $\xi_1 = \xi_2 = 1,0$.

Задаваясь допуском T_2 , можно определить допуск T_1 на перпендикулярность торца заплечика вала:

$$T_1 = \sqrt{(T_\Sigma / 0,85)^2 - T_2^2},$$

где T_Σ — допуск исходного размера $q_\в$, который принимают по табл. 16.2; T_2 — допуск на непараллельность торцов кольца 1 на диаметре d_a .

Значения T_2 принимают на один квалитет точнее, чем значения $q_\в$ в табл. 16.2.

* При выходе в свет стандарта СЭВ значения $q_\в$ и $q_\к$ следует брать из таблиц этого стандарта.

На рис. 16.16, а приведена схема, согласно которой подшипник качения базируется по торцу кольца 2, упирающегося в торец Б детали 1 (зубчатое или червячное колесо), основной базой которой является цилиндр. Точность базирования подшипника γ_{Σ} зависит от параллельности γ_1 торцов кольца 2 и от перпендикулярности γ_2 торца Б детали 1 к оси отверстия. В данной схеме диаметр ступицы $d_{с\tau}$ детали 1 значительно больше диаметра d_a кольца 2 и диаметра внутреннего кольца подшипника. Поэтому коэффициенты приведения равны: $\xi_1 = 1,0$; $\xi_2 = d_a/d_{с\tau}$.

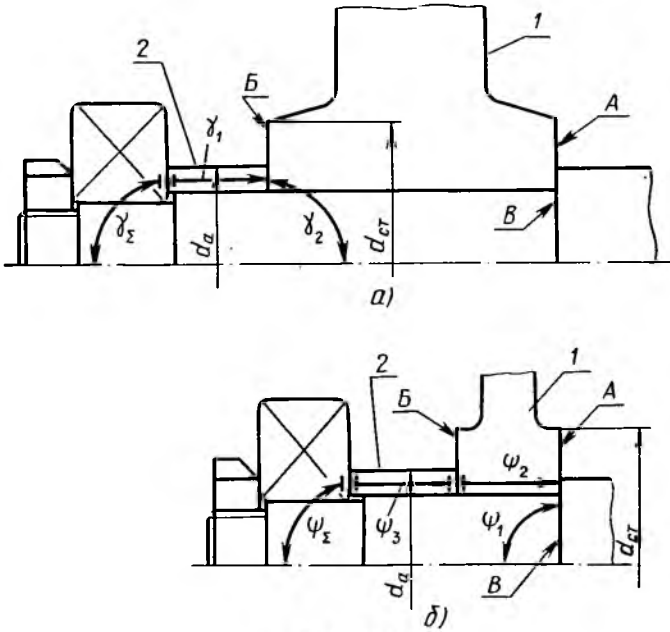


Рис. 16.16

Тогда формула для определения допуска T_2 на неперпендикулярность торца Б детали 1 относительно оси отверстия примет вид

$$T_2 = (d_{с\tau}/d_a) \sqrt{(T_{\Sigma}/0,85)^2 - T_1^2}.$$

Значение T_{Σ} , как и ранее, принимают по табл. 16.2 ($T_{\Sigma} = q_n$), а значения T_1 такие же, как для T_2 в схеме по рис. 16.15, б.

Схема, представленная на рис. 16.16, б, отличается от схемы рис. 16.16, а тем, что ступица детали 1 короткая и основной базой для нее является торец А, которым она контактирует с торцом В заплечика вала. В этом случае на точность базирования подшипника ψ_2 оказывают влияние погрешности изготовления трех деталей: ψ_1 — неперпендикулярность торца заплечика вала; ψ_2 — непараллельность торцов А и Б детали 1; ψ_3 — непараллельность торцов кольца 2. Коэффициенты приведения: $\xi_1 = 1$, $\xi_2 = d_a/d_{с\tau}$; $\xi_3 = 1$.

Задаваясь значениями допусков T_2 и T_3 соответственно на диаметры $d_{с\tau}$ и d_a , можно определить значение допуска T_1 на неперпендикулярность торца заплечика вала относительно общей оси посадочных поверхностей для подшипников качения:

$$T_1 = \sqrt{(T_{\Sigma}/0,85)^2 - (d_a/d_{с\tau})^2 T_2^2 - T_3^2}.$$

Здесь T_{Σ} принимают по табл. 16.2 ($T_{\Sigma} = q_b$), значения T_2 и T_3 — по табл. 16.4.

Таблица 16.4

Тип подшипника	Класс точности подшипника			
	0	6	5	4
Шариковый				
T_2	<i>IT5</i>	<i>IT4</i>	<i>IT3</i>	<i>IT2</i>
T_3	<i>IT4</i>	<i>IT3</i>	<i>IT2</i>	<i>IT1</i>
Роликовый				
T_2	<i>IT4</i>	<i>IT3</i>	<i>IT2</i>	<i>IT1</i>
T_3	<i>IT3</i>	<i>IT2</i>	<i>IT1</i>	<i>IT1</i>

В схемах по рис. 16.17 на валу-шестерне установлены два подшипника, разделенные втулкой 2. Прежде чем выполнять расчет допусков деталей, установленных по этой схеме, определяют погрешность базирования втулки по цилиндрической поверхности сопряжения ее с валом $\omega_{\text{ц}}$ и погрешность базирования этой втулки по торцам $\omega_{\text{т}}$.

При $\omega_{\text{ц}} > \omega_{\text{т}}$ базирование втулки 2 будет происходить по ее торцам, а при $\omega_{\text{ц}} < \omega_{\text{т}}$ — по цилиндру.

Погрешности базирования $\omega_{\text{ц}}$ и $\omega_{\text{т}}$ определяют по формулам, приведенным на с. 22.

При $\omega_{\text{ц}} > \omega_{\text{т}}$ получим схему, приведенную на рис. 16.17, а, а при $\omega_{\text{ц}} < \omega_{\text{т}}$ — на рис. 16.17, б.

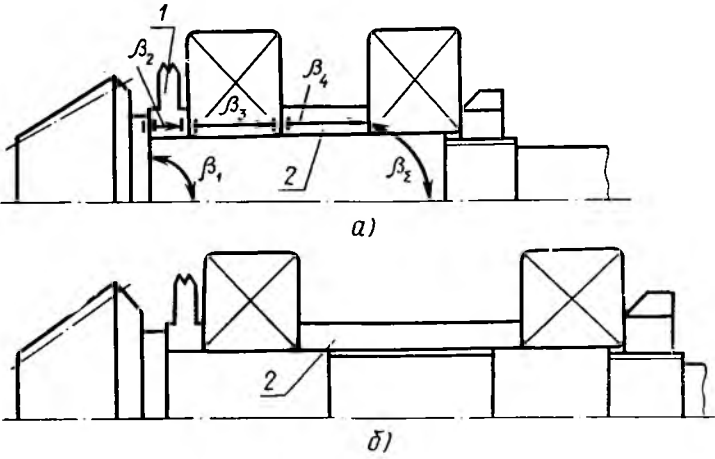


Рис. 16.17

Расчеты показывают, что для обеспечения требуемой точности базирования подшипников, расположенных по схеме рис. 16.17,а, надо устанавливать подшипники высокой точности и, кроме того, изготавливать с очень высокой точностью кольца 1 и 2, а также торец буртика вала. Поэтому эту схему лучше не применять. При переходе от этой схемы к схеме по рис. 16.17,б увеличивают длину втулки 2 и уменьшают зазор в сопряжении ее с валом, чтобы было выполнено условие $\omega_{\text{ц}} < \omega_{\text{т}}$ (применяют посадки К6/к6 или J₆/k6). В схеме по рис. 16.17,б точность базирования правого подшипника зависит от перпендикулярности торцов втулки 2 к оси отверстия и от возможного ее перекоса относительно вала.

Требуемую точность расположения торцов втулки относительно оси базовой поверхности (здесь оси отверстия) можно вычислить по формуле, приведенной на с. 23.

Рассмотрим методику расчета допусков расположения поверхностей деталей, определяющих точность базирования подшипников в корпусе.

При конструктивном оформлении опор по рис. 16.18 на чертеже корпусной детали приводят допуски S_K на несоосность посадочных отверстий относительно общей оси. Определение S_K см. на с. 261.

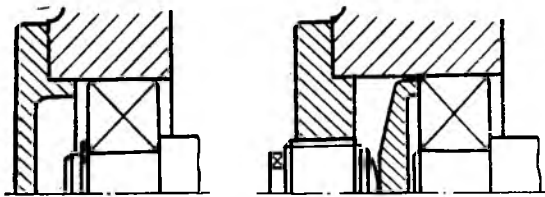


Рис. 16.18

При конструктивном оформлении опор по рис. 16.13, в на чертеже корпусной детали кроме допуска S_K приводят допуск q_K на перпендикулярность торца 3 к оси отверстия. Значения q_K принимают по табл. 16.3.

При конструктивном оформлении опор по рис. 16.19 внешнее кольцо подшипника базируется по торцу крышки 1 (рис. 16.19, а) или по торцам колец 2 (рис. 16.19, б, в). Точность базирования подшипника зависит

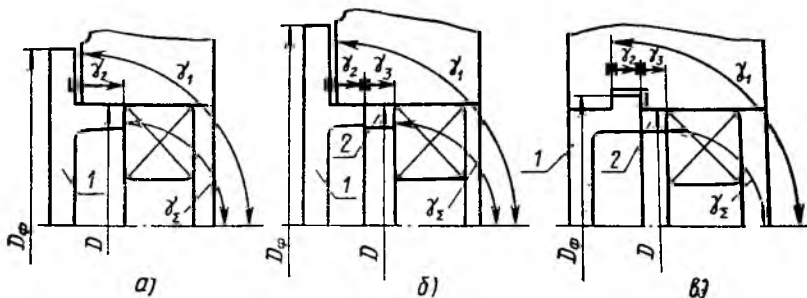


Рис. 16.19

от перпендикулярности γ_1 торцов корпусной детали к оси отверстия, от параллельности γ_2 торцов крышки подшипника и от параллельности γ_3 торцов колец 2.

Задаваясь допусками T_2 и T_3 на точность деталей 1 и 2, соответственно на диаметры D_Φ и D , можно определить допуск T_1 на перпендикулярность торцов корпусной детали (на диаметр D_Φ) к оси посадочного отверстия:

$$T_1 = (D_\Phi/D) \sqrt{(T_\Sigma/0,85)^2 - (D/D_\Phi)^2 T_2^2 - T_3^2}.$$

Для схемы по рис. 16.19, а величина T_3 из формулы выпадает.

Значение T_Σ принимают по табл. 16.3 ($T_\Sigma = q_K$); значение T_2 берут на два, а T_3 на три качества точнее, чем значения q_K в табл. 16.3.

При расположении подшипников в стакане (рис. 16.20, а) рассчитывают допуск T_3 на перпендикулярность торца Γ стакана к оси отверстия:

$$T_3 = \sqrt{(T_\Sigma/0,85)^2 (D_\Phi/D)^2 - T_1^2 - T_2^2}.$$

Значение допуска T_{Σ} находят по табл. 16.3. Допуск T_1 равен допуску T_2 в схеме по рис. 16.19. Допуск T_2 обычно приравнивают нулю.

Если торец D (рис. 16.20, *а*) не перпендикулярен оси внешнего цилиндра, то при затяжке винтов фланец стакана будет деформирован, что понизит точность базирования подшипников. Поэтому к торцу D предъявляют такие же требования точности, как и к торцу Γ , но относительно оси внешнего цилиндра стакана.

При исполнении комплекта по рис. 16.20, *б, в* выясняют, какая поверхность втулки 1 является основной базой, цилиндр или торец. Для этого по формулам, приведенным на с. 22, определяют погрешности базирования $\omega_{\text{ц}}$ и $\omega_{\text{т}}$.

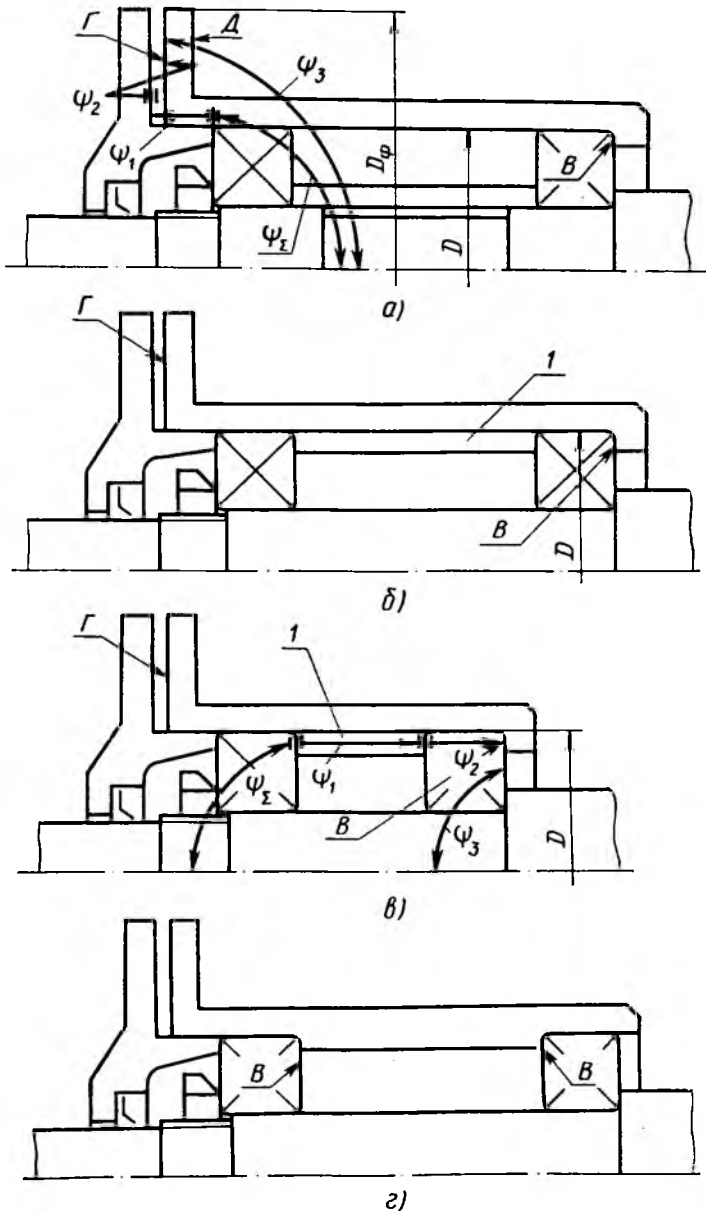


Рис. 16.20

При $\omega_{ц} < \omega_{т}$ (рис. 16.20, б) основная база втулки — цилиндрическая поверхность сопряжения ее с отверстием стакана. В этом случае назначают только допуск на неперпендикулярность торца *B* стакана к оси отверстия, принимаемый по табл. 16.3. Торце *Г* стакана свободный, поэтому требования точности к нему не предъявляют.

На чертеже втулки *1* приводят допуск на неперпендикулярность торцов к оси внешней поверхности, найденный по формуле, приведенной на с. 23. В этой формуле значение T_{Σ} берут из табл. 16.3, а вместо d_a подставляют D .

При $\omega_{ц} > \omega_{т}$ (рис. 16.20, в) основная база втулки — торцы. Точность базирования левого подшипника ψ_{Σ} зависит в этом случае от непараллельности ψ_1 торцов втулки *1*, от непараллельности ψ_2 торцов внешнего кольца подшипника и от неперпендикулярности ψ_3 торца *B* стакана к оси его отверстия.

Коэффициенты приведения для этой схемы $\xi_1 = \xi_2 = \xi_3 = 1,0$.

Допуск на неперпендикулярность торца *B* стакана к оси отверстия

$$T_3 = \sqrt{(T_{\Sigma} / 0,85)^2 - T_1^2 - T_2^2}.$$

Значение T_1 для подшипников класса точности 0: шариковых — IT4; роликовых IT3. С повышением класса точности подшипников принимают соответственно более точные квалитеты для T_1 .

Допуск на непараллельность торцов наружных колец подшипников T_2 берут из табл. 16.5.

Таблица 16.5

Класс точности подшипника	0	6	5	4
Допуск	IT6	IT5	IT3	IT2

Допуски T_1 , T_2 и T_3 определяют на диаметр D (рис. 16.20, в).

При установке роликовых подшипников по схеме рис. 16.20, в для обеспечения требуемой точности базирования правый подшипник должен быть более высокой точности, чем левый, и, кроме того, с высокой точностью должен быть изготовлен торец *B* стакана. Значение T_{Σ} , как и ранее, принимают по табл. 16.3.

При исполнении комплекта по рис. 16.20, г оба подшипника непосредственно базируются по торцам *B* стакана. На чертеже стакана приводят допуски на неперпендикулярность торцов *B* относительно оси отверстий (табл. 16.3).

Общим недостатком роликовых подшипников является их чувствительность к перекосам колец и, как следствие, высокие требования к жесткости валов и к точности изготовления деталей подшипникового узла. Так, допуски размеров деталей подшипниковых узлов на схемах рис. 16.16,б; 16.17,а и 16.20,в по расчету получаются практически невыполнимыми в обычных производственных условиях. Поэтому этих конструктивных схем подшипниковых узлов следует избегать.

Роликовые подшипники с выпуклой дорожкой качения на кольцах или с выпуклой образующей роликов (бомбиной) лишены указанного недостатка. Предельный перекос колец таких подшипников близок к перекосу шариковых. В связи с этим значительно снижаются требования к жесткости валов и к точности изготовления деталей. Поэтому подшипники с бомбинированными роликами очень перспективны.

§ 6. Шероховатость поверхностей

ГОСТ 2789—73 устанавливает следующие параметры шероховатости поверхностей:

R_a — среднее арифметическое отклонение профиля,

Rz — высота неровностей профиля по десяти точкам,
 R_{max} — наибольшая высота неровностей профиля,
 S_m — средний шаг неровностей,
 S — средний шаг неровностей по вершинам,
 tr — относительная опорная длина профиля, где p — числовое значение уровня сечения профиля.

Параметры шероховатости поверхности измеряют на базовой длине l .

Требования к шероховатости поверхностей (параметры и числовые их значения) устанавливают, исходя из функционального назначения поверхности.

Параметр шероховатости Ra является основным для деталей в машиностроении. Параметр Rz следует назначать на несопрягаемые обработанные поверхности, а также на поверхности, получаемые литьем, ковкой, чеканкой и др.

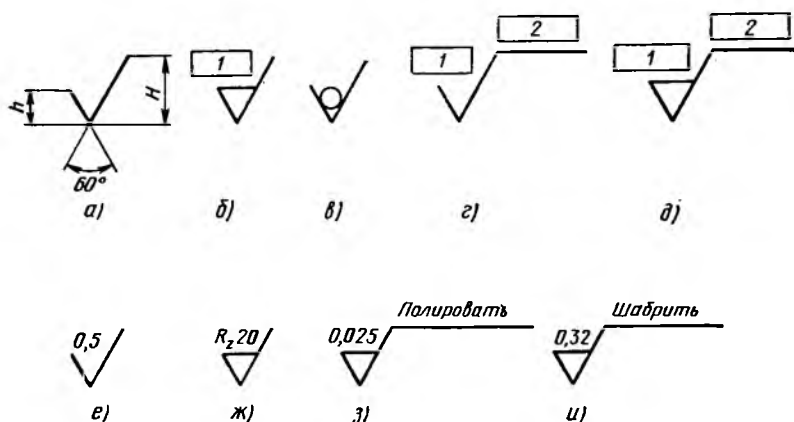


Рис. 16.21

Значение шероховатости указывают: для параметров Ra — без символа (например, 0,5); для параметров Rz — после символа (например, $Rz20$).

Параметры шероховатости поверхностей задают наибольшим предельным значением, например 0,8; $Rz20$.

Иногда для обеспечения оптимальных условий работы изделий важно, чтобы числовые значения параметров шероховатости находились в определенных границах (например, шероховатость трущихся поверхностей направляющих). Способ задания параметров шероховатости для этих случаев см. в ГОСТ 2789—73.

Для обозначения на чертежах шероховатости поверхностей применяют знаки, изображенные на рис. 16.21. На рис. 16.21, а показана форма знака. Высоту h принимают равной высоте размерных чисел на чертеже, высоту H — в зависимости от объема записи; $H = (1,5 \dots 3,0)h$.

Если вид обработки поверхности конструктор не устанавливает, применяют изображение знака по рис. 16.21, а. Этот способ обозначения является предпочтительным. Если требуется, чтобы поверхность была образована обязательно удалением слоя материала (шлифование, полирование и др.), применяют изображение знака по рис. 16.21, б.

Если важно, чтобы поверхность была образована без удаления слоя материала (чеканка, накатывание роликами и др.), применяют изображение по рис. 16.21, в. Такой же знак применяют для обозначения шероховатости поверхностей, не обрабатываемых по данному чертежу.

На месте прямоугольника 1 (рис. 16.21, б, г, д) записывают числовые значения параметров Ra или Rz (рис. 16.21, е, ж), на месте прямоугольников 2 (рис. 16.21, г, д) — вид обработки поверхности (рис. 16.21, з, и).

Обозначение шероховатости поверхностей на изображении детали располагают на линиях контура, на выносных линиях в непосредственной близости от размерной линии (рис. 16.22, а) или на полках линий-выносок, при недостатке места — на размерной линии или на ее продолжении (рис. 16.22, б).

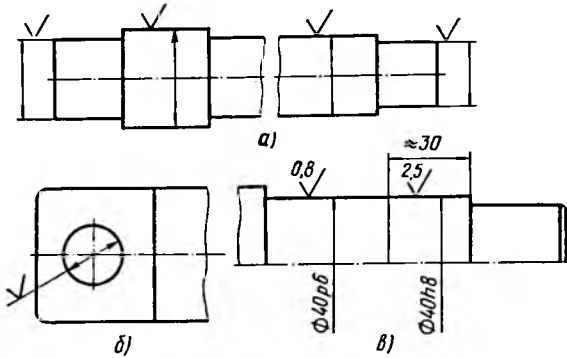


Рис. 16.22

показывают свое изображение шероховатости (рис. 16.22, в).

Обозначение шероховатости следует ставить по возможности на верхних участках изображения детали, где они лучше читаются (рис. 16.22, а, в).

Обозначение шероховатости поверхности повторяющихся элементов при их большом числе удобнее записывать в технических требованиях. На

изображении чертежа наносят знаки типа \sqrt{a} ; $\sqrt{\delta}$ и т. д., а в технических требованиях приводят расшифровку этих знаков. Например:

«Шероховатость $\sqrt{a} = \sqrt{\quad}$; $\sqrt{\delta} = \sqrt{\quad}$ ».

Обозначение преобладающей шероховатости, обычно наиболее грубой, показывают в правом верхнем углу поля чертежа (рис. 16.23, а). Толщина линий и высота знака, заключенного в скобки, такая же, как в изображении на чертеже, а перед скобкой — в 1,5 раза больше.

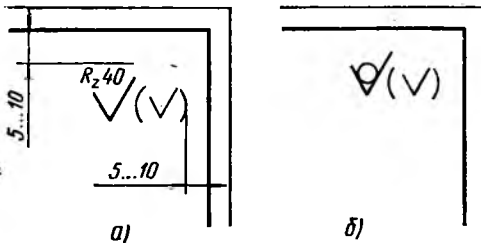


Рис. 16.23

Если преобладающее число поверхностей не обрабатывают по данному чертежу, то шероховатость их показывают в правом верхнем углу поля чертежа по рис. 16.23, б.

Числовое значение параметра Rz должно составлять долю от допуска размера T_p или допусков формы T_ϕ и расположения поверхностей T_π . В связи с этим значение параметра Rz определяют по соотношению

$$Rz \leq K_p T_p.$$

Коэффициент K_p зависит от качества, вида погрешностей (формы или расположения) и отношения $T_\phi(T_\pi)/T_p$ (табл. 16.6).

Квалитеты	K_p при $T_\Phi(T_\Pi)/T_p$			
	1	>0,63	>0,4	>0,25
3...5	0,5	0,35	0,2	0,15
6...8	0,4			
9: 10		0,3		
11...17	0,3			

При отношении $T_\Phi(T_\Pi)/T_p < 0,4$ для квалитетов от 3-го до 8-го и при отношении $T(T_\Pi)/T_p < 0,25$ для всех квалитетов параметр Rz определяют по формулам:

$$Rz \leq K_\Phi T_\Phi; \quad Rz \leq K_\Pi T_\Pi.$$

Числовые значения коэффициентов формы K_Φ и расположения K_Π принимают:

для погрешностей формы (неплоскостность, нецилиндричность и др.)
 $K_\Phi = 0,7$;
 для погрешностей расположения (непараллельность, перпендикулярность, несоосность) $K_\Pi = 0,5$.

Переход от параметра Rz к параметру Ra производят по соотношениям:

$$Ra \approx 0,25 Rz \text{ при } Rz \geq 8 \text{ мкм}; \quad Ra \approx 0,2 Rz \text{ при } Rz < 8 \text{ мкм}.$$

После вычисления параметр Ra округляют до ближайшего значения из ряда стандартных чисел: 20; 16,0; 12,5; 10,0; 8,0; 6,3; 5,0; 4,0; 3,2; 2,5; 2,0; 1,6; 1,25; 1,0; 0,8; 0,63; 0,5; 0,4; 0,32; 0,25; 0,2; 0,16; 0,125; 0,1; 0,08 мкм.

Пример 1. На чертеже детали заданы $\varnothing 56_{+0,011}^{+0,041}$ и допуск формы $T_\Phi = 0,015$ мм. Определить параметр шероховатости Ra .

Решение. Допуск размера $T_p = 0,03$ мм = 30 мкм 7-го квалитета. Отношение $T_\Phi/T_\Pi = 15/30 = 0,5$. По табл. 16.6 коэффициент $K_p = 0,2$. Параметр $Rz = 0,2 \cdot 30 = 6$ мкм. Параметр $Ra \approx 0,2 \cdot 6 = 1,2$ мкм.

Для нанесения на чертеже детали принимаем $Ra = 1,25$ мкм.

Пример 2. На чертеже детали заданы: длина ступицы зубчатого колеса 63h14 и допуск на перпендикулярность торца ступицы $T_\Pi = 0,013$ мм.

Определить параметр шероховатости Ra .

Решение. Допуск размера 63 квалитета 14 составляет $T_p = 0,74$ мм = 740 мкм. Отношение $T_\Pi/T_p = 0,13/0,740 \approx 0,0052$, что меньше 0,25. Коэффициент $K_\Pi = 0,5$. Параметр $Rz = 0,5 \cdot 0,13 = 6,5$ мкм. Параметр $Ra \approx 0,20 \cdot 6,5 = 1,3$ мкм. Для нанесения на чертеже детали принимаем $Ra = 1,25$ мкм.

Базовая длина l является технологическим (метрологическим) параметром, который при необходимости приводят в технологической документации.

В табл. 16.7 приведен параметр шероховатости Ra некоторых поверхностей, установленный соответствующими стандартами.

Таблица 16.7

Вид поверхности		Ra, мкм. не грубее		
Рабочая поверхность зубьев колес		Степень точности	7	1,25
			8	2,5
Рабочая поверхность витков червяков			7	0,32
			8; 9	0,63
Рабочая поверхность зубьев червячных колес			7...9	2,5
Рабочая поверхность шкивов плоско- и клиноременных передач				2,5
Посадочные места для подшипников качения валов и корпусов		Класс точности	0; 6	1,25
при диаметре	до 80 мм			2,5
	свыше 80 мм			2,5
Базовые торцы заплечиков для подшипников качения валов, стаканов, корпусов				2,5

§ 7. Обозначение термической обработки

Большинство деталей машин подвергают термической обработке: улучшению, объемной или поверхностной закалке, цементации с последующей закалкой и др.

Термически обрабатывают всю деталь или ее отдельные части.

На чертеже детали приводят показатели твердости, глубины термической обработки и другие сведения.

Глубину термической обработки h и твердость указывают предельными значениями «от...до», например: h 0,5...0,8; HRC 56...63.

Если всю деталь подвергают одному виду термической обработки, то в технических требованиях делают запись по типу HB 235...262; HRC 45...50; Цементация h 0,8...1,2; HRC 56...63; ТВЧ h 1,5...2,0; HRC 45...50.

Если деталь подвергают одному виду термической обработки, а некоторые ее части — другому, или они должны быть предохранены от термообработки, в технических требованиях делают запись по типу HRC 45...50, кроме поверхности А; HRC 50...56, кроме мест, обозначенных особо.

* Если термической обработке подвергают отдельные участки детали, то их отмечают на чертеже утолщенной штрихпунктирной линией, а значения h и HRC(HB) показывают на полках линий-выносок.

§ 8. Обозначение сварных швов

Чертежи сварных деталей оформляют как чертежи сборочных единиц. Элементы сварной детали в разрезах и сечениях штрихуют в разных направлениях (рис. 16.24, а). Если же сварную деталь изображают в сборе с

другими деталями, то все элементы ее штрихуют в одном направлении (рис. 16.24, б).

Сварные швы на чертежах деталей изображают и обозначают по ГОСТ 2.312—72. Видимые швы изображают сплошными (рис. 16.25, а), а невидимые — штриховыми (рис. 16.25, б) линиями.

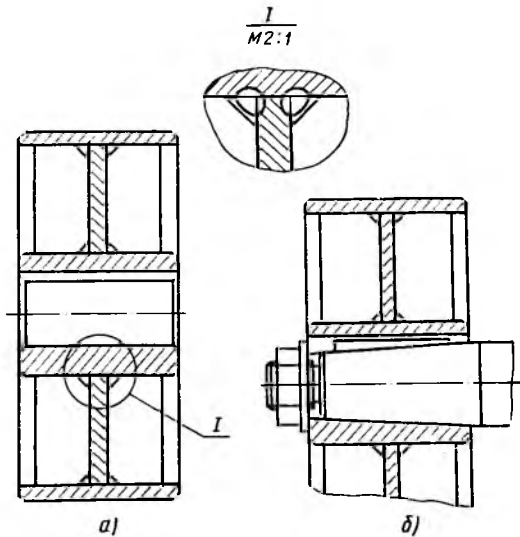


Рис. 16.24

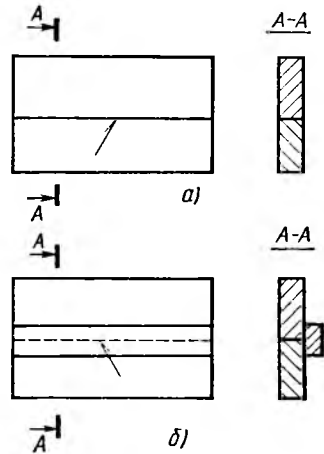


Рис. 16.25

Условное обозначение шва наносят:

а) на полке линии-выноски, проведенной от изображения шва с лицевой стороны (рис. 16.26, а);

б) под полкой линии-выноски, проведенной от изображения шва с оборотной стороны (рис. 16.26, б).

Условное обозначение сварных швов в общем случае должно содержать в порядке, показанном прямоугольниками 1—6 на рис. 16.26, следующее:

1. Вспомогательные знаки:

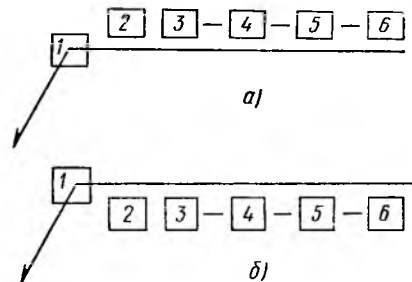
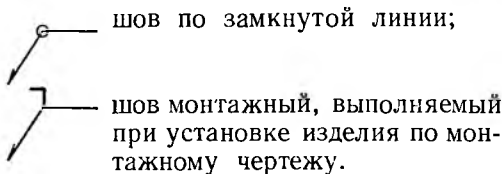


Рис. 16.26


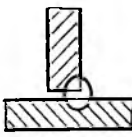


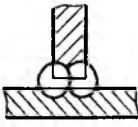


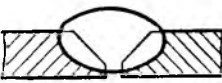
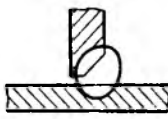
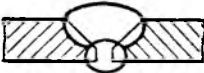
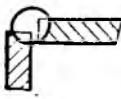
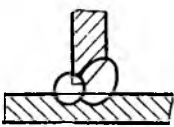
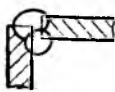
2. Обозначение стандарта на типы и конструктивные элементы швов сварных соединений;

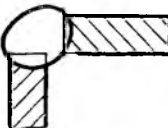

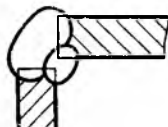
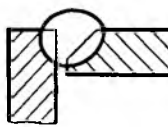
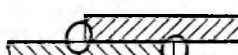
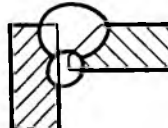
а) ГОСТ 5264—69 — основные типы и конструктивные элементы швов, выполненных ручной дуговой сваркой;

б) ГОСТ 8713—70 — то же, что и ГОСТ 5264—69, но швы выполнены автоматической или полуавтоматической сваркой под флюсом;

в) ГОСТ 11533—75 — основные типы, конструктивные элементы и размеры швов при расположении свариваемых элементов не под прямым углом; швы выполнены автоматической и полуавтоматической дуговой сваркой под флюсом;

г) ГОСТ 11534—75 — то же, что и ГОСТ 11533—75, но швы выполнены ручной дуговой сваркой;

Форма поперечного сечения выполненного шва	Толщина листов, мм	Обозначение	Форма поперечного сечения выполненного шва		Толщина листов, мм	Обозначение
	1...6	C2		Шов непрерывный	2...20	T1
	2...8	C4		Шов прерывистый с цепным расположением		T2
	4...26	C5		Шов непрерывный	2...30	T3
	4...26	C8		Шов прерывистый с шахматным расположением		T4
	4...26	C8		Шов прерывистый с цепным расположением		T5
	3...50	C15			4...26	T6
	3...50	C18				
	1...6	У2			4...26	T7
	2...8	У3				

Форма поперечного сечения выполненного шва	Толщина листов, мм	Обозначение	Форма поперечного сечения выполненного шва	Толщина листов, мм	Обозначение
	1...30	У4		2...60	Н1
	2...30	У5	Шов прерывистый		
	4...26	У6		2...60	Н2
	4...26	У7	Шов непрерывный		

д) ГОСТ 15878—70 — соединения сварные, выполненные контактной сваркой.

3. Буквенно-цифровое обозначение шва по стандартам п. 2. Например:

С1...С25 — швы стыковых соединений;


У1...У15 — швы угловых соединений;

Т1...Т16 — швы тавровых соединений;


Н1...Н8 — швы нахлесточных соединений.


Цифры после букв обозначают различную форму подготовки кромок (с отбортовкой, без отбортовки, со скосом кромок разной формы).


В табл. 16.8 приведена выборка буквенно-цифровых обозначений швов из ГОСТ 5264—69 для чертежей учебных проектов.

4. Знак  и размер катета шва (только для угловых швов).


5. Вспомогательные знаки:


 — шов прерывистый или точечный с цепным расположением,

 — шов прерывистый или точечный с шахматным расположением,

 — шов по незамкнутой линии.

6. Вспомогательные знаки:

 — усиление шва снять;

 — наплывы и неровности шва обработать с плавным переходом к основному металлу.

Обозначение одинаковых швов наносят только у одного из изображений. От изображений остальных швов проводят линии-выноски с полками. Всем одинаковым швам присваивают один порядковый номер (рис. 16.27), который наносят:

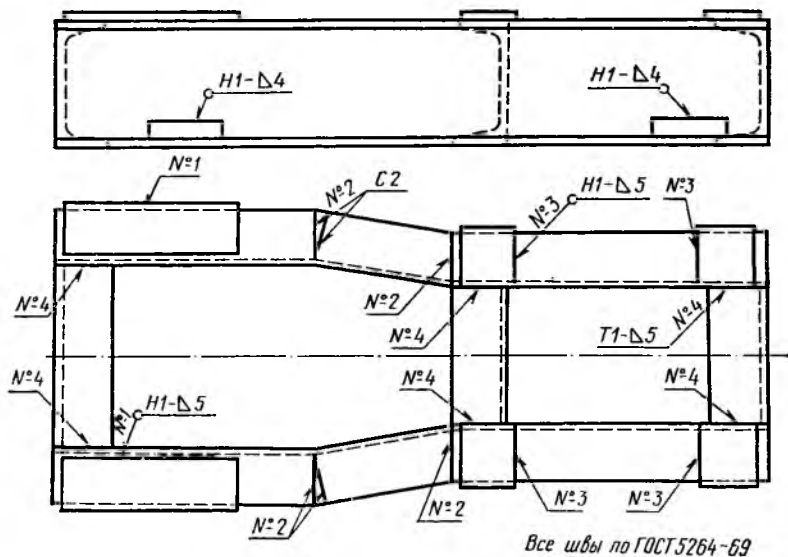


Рис. 16.27

- а) на линии-выноске, имеющей полку с нанесенным обозначением шва;
- б) на полке линии-выноски, проведенной от изображения видимого шва, не имеющего обозначения;
- в) под полкой линии-выноски, проведенной от изображения невидимого шва, не имеющего обозначения.

При выполнении всех швов по одному стандарту его обозначение приводят в технических требованиях.

Если все швы на сварной детали одинаковые и изображены на чертеже с одной стороны, допускается не присваивать им порядкового номера. Швы, не имеющие обозначения, отмечают в этом случае линиями-выносками без полок (рис. 16.28).

В табл. 16.9 приведены форма поперечного сечения, характеристика и условное обозначение некоторых сварных швов.

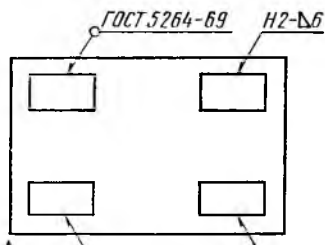


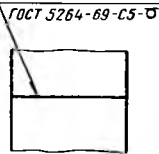

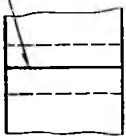

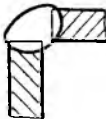
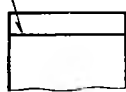
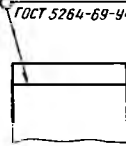
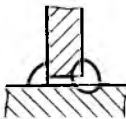







Рис. 16.28

§ 9. Выполнение чертежей типовых деталей машин

Простановка на чертежах деталей значений диаметров, размеров шпоночных пазов, шлицев, канавок и других конструктивных элементов затруднений не вызывает. Некоторые трудности возникают лишь при про-

Характеристика шва	Форма поперечного сечения	Условное обозначение	
		с лицевой стороны	с обратной стороны
Шов стыкового соединения со скосом одной кромки, выполняемый ручной дуговой сваркой. Усиление шва снято		ГОСТ 5264-69-С5-Ω 	ГОСТ 5264-69-С5-Ω 
Шов стыкового соединения без скоса кромок, односторонний на стальной подкладке, выполненный полуавтоматической сваркой под флюсом. Усиление шва снято		ГОСТ 8713-70-С7-Ω 	ГОСТ 8713-70-С7-Ω 
Шов углового соединения без скоса кромок, односторонний, выполняемый ручной дуговой сваркой. Катет шва 6 мм. Шов по замкнутой линии		ГОСТ 5264-69-У4-Δ6 	ГОСТ 5264-69-У4-Δ6 
Шов таврового соединения без скоса кромок, двусторонний, шахматный, выполняемый ручной дуговой сваркой. Катет шва 8 мм. Длина провариваемого участка 50 мм. Шаг 100 мм		ГОСТ 5264-69-Т4-Δ8-50Z100 	ГОСТ 5264-69-Т4-Δ8-50Z100 
Шов нахлесточного соединения без скоса кромок, односторонний, выполняемый автоматической сваркой под флюсом. Шов по незамкнутой линии		ГОСТ 8713-70-Н2-Δ7 	ГОСТ 8713-70-Н2-Δ7 

становке осевых размеров. Поэтому ниже дана методика простановки осевых линейных размеров на чертежах некоторых типовых деталей. Кроме того, приведены методические указания по определению предельных отклонений размеров, формы и расположения поверхностей этих деталей.

Как уже говорилось, предельные отклонения сопряженных размеров должны соответствовать посадкам, указанным на чертежах узлов и сборочных единиц. Предельные отклонения цепных размеров принимают по рекомендациям, приведенным на с. 259. Предельные отклонения свободных размеров оговаривают общей записью в технических требованиях (см. с. 258). Поэтому ниже будем касаться только предельных отклонений некоторых других размеров и предельных отклонений формы и расположения поверхностей.

На чертеже практически каждой детали приводят технические требования, которые располагают над основной надписью (угловым штампом). Заголовок «Технические требования» не пишут. Пункты технических требований должны иметь сквозную нумерацию. Каждый пункт записывают с новой строки.

Технические требования (см. ГОСТ 2.316 — 68) располагают в следующем порядке:

1. Требования к материалу, заготовке, термической обработке (НВ...; HRC... и т. п.).
2. Размеры (формовочные и штамповочные радиусы, уклоны и пр.).
3. Предельные отклонения размеров, формы и расположения поверхностей, дисбаланс.
4. Требования к качеству поверхностей (шероховатость, отделка, покрытия).

1. Вали, вали-шестерни, червяки

Изложим методику простановки осевых размеров на чертеже вала (рис. 16.29). На этом чертеже показаны цепной размер \mathcal{L} и габаритный размер Γ , необходимый для первой операции изготовления вала.

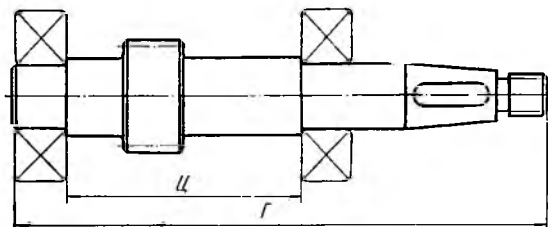


Рис. 16.29

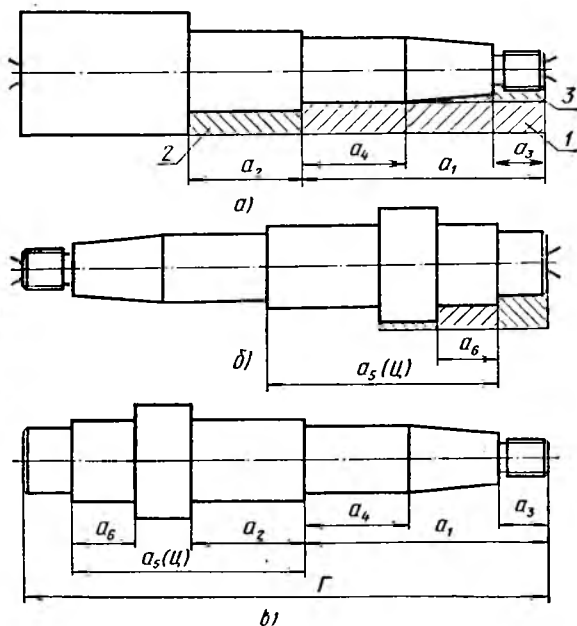


Рис. 16.30

Технология токарной обработки вала и связанная с ней простановка осевых размеров зависит от типа производства. При единичном и мелкосерийном производстве токарную обработку вала производят на токарном универсальном станке. Технологической базой являются центровые отверстия. Обработку вала обычно производят с двух сторон. В последнее время начинают применять поводковые патроны с острыми шипами на торце. Деталь доводят до торца поводкового патрона и создают гидравлической большой давление. Шипы патрона внедряются в торец детали и могут передавать значительные моменты. Такие патроны дают возможность с одной установки обработать все поверхности вала. Отпадает лишний постанова детали и возрастает производительность труда. Тем не менее в настоящее время наиболее типовой является обработка вала с двух концов, за два постанова.

На первой операции обрабатывают вал с одной стороны, в последовательности порядковых номеров переходов, показанных на рис. 16.30, а. Наиболее удобны в этом случае размеры a_1, a_2, a_3, a_4 . На второй операции получают цепной размер $a_5(\zeta)$ и размер a_6 (рис. 16.30, б). На рис. 16.30, в показан вал с размерами, отвечающими данной технологии.

При обработке партии валов в количестве ≥ 30 шт. экономически оправдывает себя применение токарных станков с числовым программным управлением (станки с ЧПУ). Технологической базой в этом случае являются центровые отверстия и левый торец вала. Левый (по рисунку) центр — плавающий. Он может смещаться влево, пока торец вала не будет доведен до соприкосновения с базовой плоскостью патрона.

Вследствие погрешности размера Γ при отрезке заготовки правый торец в партии валов занимает различное положение. Поэтому за базу отсчета принимают торец вала, упирающийся в базовую плоскость патрона.

Станки с ЧПУ обрабатывают различные участки детали одним резцом последовательно. По этой причине здесь наиболее удобна цепная простановка размеров.

Предварительно вал подвергают черновой обработке, так называемой обдирке. На первой операции после обдирки вал обрабатывают с одного конца, получая размеры a_1 и a_2 (рис. 16.31, а). На второй операции вал обрабатывают с другого конца. При этом базовым становится уже другой торец вала, что вносит заметные погрешности.

На этой операции последовательно обрабатывают остальные участки вала, получая размеры a_3, a_4, a_5, a_6 (рис. 16.31, б)

Простановка размеров, отвечающая описанной технологии, показана на рис. 16.31, в. Но в этой схеме отсутствует цепной размер ζ , что искажает основную идею простановки размеров. Поэтому на чертеже вала следует проставить размеры, как показано на рис. 16.31, г.

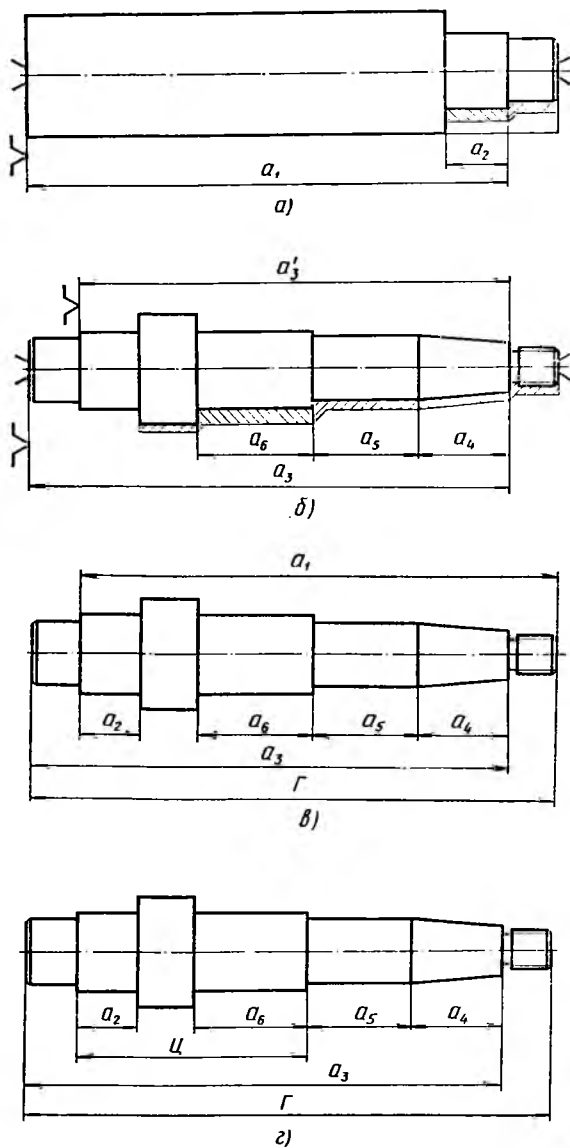


Рис. 16.31

При описанной технологии цепной размер получается замыкающим и равен

$$Ц = a_1 + a_3 - a_4 - a_5 - \Gamma.$$

Габаритный размер Γ можно получить с точностью 0,3 мм. Точность остальных размеров получается очень высокой. Погрешность изготовления можно принять равной 0,03 мм. Общая погрешность цепного размера составит $\sim 0,4$ мм. Если такая погрешность для цепного размера превысит допускаемую, то в качестве базового торца на второй операции принимают обработанный торец заплечика вала. Тогда на этой операции получают размеры a'_3, a_4, a_5, a_6 (рис. 16.31, б). Цепной размер и в этом случае непосредственно не получают. Он равен $Ц = a'_3 - a_4 - a_5$ с погрешностью всего примерно 0,08 мм. Выбор базы делают технологи, и на простановку осевых размеров на чертеже вала это не влияет.

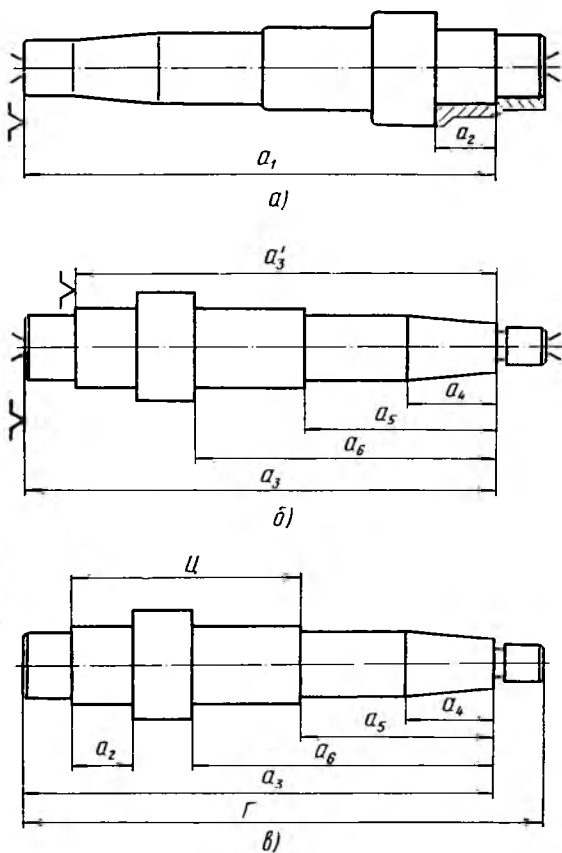


Рис. 16.32

При партии валов ≥ 300 шт. обработку их выполняют на токарных гидрокопировальных полуавтоматах мод. 1712, 1722 и др. Технологические базы — центровые отверстия и левый торец вала. Передний центр станка — плавающий. Станок имеет два суппорта: верхний, в котором закрепляют один резец, обтачивает поверхности различных участков вала по копиру и ниж-

ний, в котором закрепляют несколько резцов для проточки фасок, канавок. Заготовка вала — поковка в штампе.

Вал будет изготовлен точнее, если размеры длин участков вала поставлены от одной базы, т. е. по координатному методу. При обработке вала на первой операции получают размеры a_1 и a_2 (рис. 16.32, а). При обработке другого конца вала на второй операции получают размеры a_3 или a'_3 , а также a_4, a_5 и a_6 (рис. 16.32, б).

Простановка осевых размеров вала, отвечающая данной технологии, показана на рис. 16.32, в.

Здесь по соображениям, приведенным выше, вместо размера a_1 показан цепной размер $Ц$, который при данной технологии является замыкающим размером подетальной размерной цепочки.

В массовом производстве валы обрабатывают на токарных многорезцовых полуавтоматах. Требования к конструкции валов и к системе про-

становки размеров для этого случая приведены в работе [8], с. 168.

В задании на проект предполагаемый выпуск изделий обычно оговорен. Поэтому студент имеет возможность выбрать определенную технологию обработки вала и наметить схему простановки размеров на чертеже.

На чертежах валов, шестерен-валиков, червяков проставляют:

1. Предельные отклонения ширины шпоночных пазов, принимаемые по табл. 16.10 (см. СТ СЭВ 57—73).

Таблица 16.10

мм

Ширина паза	Свыше 3 до 6	Свыше 6 до 10	Свыше 10 до 18	Свыше 18 до 28
Предельные отклонения (P9)	—0,012 —0,042	—0,015 —0,051	—0,018 —0,061	—0,022 —0,074

2. Предельные отклонения глубины шпоночного паза t_1 (рис. 16.33) при ширине паза до 6 мм $+0,1$ мм; свыше 6 мм $+0,2$ мм. Если этот размер неудобен для контроля (например, при сквозном пазе), задают размер $(d-t_1)$ с предельными отклонениями при ширине паза (мм): до 6 $-0,1$ мм; свыше 6 до 18 $-0,2$ мм; свыше 18 $-0,3$ мм.

3. Несоосность посадочных поверхностей для подшипников качения относительно их общей оси. Нормы точности определяют по рекомендациям, приведенным на с. 261.

4. Нецилиндричность посадочных мест*:

для подшипников качения классов точности:

$$0, 6 T_{\phi} = 0,3 T_d;$$

$$5, 4 T_{\phi} = 0,2 T_d;$$

для зубчатых и червячных колес $T_{\phi} = 0,3T_d$;

для муфт и шкивов $T_{\phi} = 0,4T_d$,

где T_d — допуск размера посадочного места вала.

5. Несоосность посадочных мест для зубчатых и червячных колес относительно общей оси посадочных поверхностей для подшипников качения (для гладких и шлицевых центрирующих поверхностей). Допуски принимают по табл. 16.11.

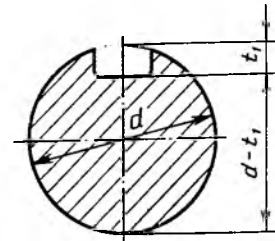


Рис. 16.33

Таблица 16.11

Степень кинематической точности		6	7; 8	9
Допуск на несоосность при посадке колес	цилиндрических и конических	/T3	/T4	/T5
	червячных	—	/T5	/T6

Допуски на несоосность гладких и шлицевых центрирующих поверхностей для муфт, шкивов, звездочек принимают по табл. 16.12.

Таблица 16.12

Частота вращения, мин ⁻¹	300	600	1000	1500	3000
Допуск на несоосность, мм	0,04	0,02	0,012	0,008	0,004

* После выхода в свет стандарта СЭВ параметры и нормы точности следует брать из таблиц этого стандарта.

Допуски на радиальное биение поверхностей под манжетное уплотнение принимают при частоте вращения вала (мин^{-1}): до 500 — 0,1 мм; свыше 500 до 1000 — 0,07 мм; свыше 1000 до 1500 — 0,05 мм; свыше 1500 до 3000 — 0,02 мм.

Допуск, принимаемый по табл. 16.11, относят к диаметру посадочной поверхности вала.

6. Непараллельность и несимметричность шпоночных пазов (подробнее см. [8], с. 328—330):

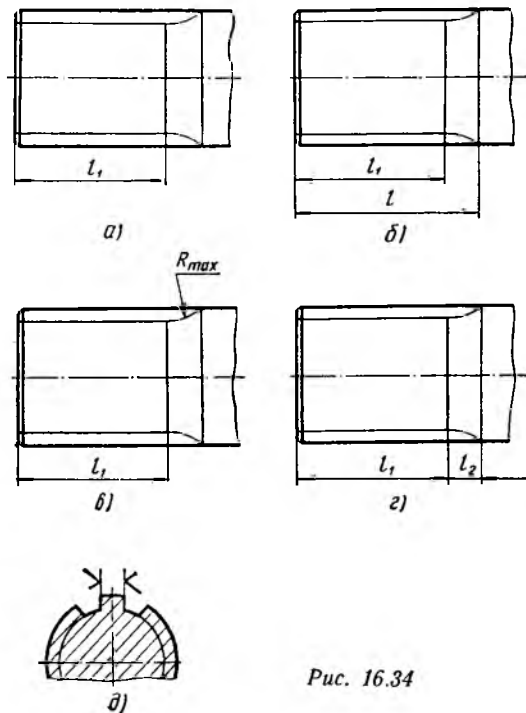


Рис. 16.34

а) допуск на непараллельность на длине паза $0,5 T_{\text{шп}}$;

б) допуск на несимметричность:

при одном пазе $2,0 T_{\text{шп}}$,
при двух пазах $0,5 T_{\text{шп}}$,
где $T_{\text{шп}}$ — допуск на ширину шпоночного паза, принимаемый по табл. 16.10.

7. Дисбаланс. Для валов, вращающихся с частотой $n \geq 600 \text{ мин}^{-1}$, на чертежах приводят нормы допускаемой несбалансированности, которые берут по табл. 16.1.

8. Неперпендикулярность торцов заплечиков. Допуски, связанные с установкой подшипников качения, см. на с. 262—265.

Допуски на перпендикулярность торцов заплечиков, предназначенных для упора зубчатых и червячных колес, не участвующих в базировании подшипников:

а) при $l_{\text{с.т.}}/d < 0,8$ допуски по условию контакта зубьев принимают по табл. 16.13;

Таблица 16.13

Степень точности по нормам контакта	6	7; 8	9
Допуск на перпендикулярность торца на диаметре заплечика вала	IT3	IT4	IT5

б) при $l_{\text{с.т.}}/d \geq 0,8$ требования точности к базовым торцам не предъявляют.

На чертежах валов, имеющих элементы шлицевых соединений, по ГОСТ 2.409—74 указывают длину l_1 зубьев полного профиля до сбега (рис. 16.34, а). Если нужно ограничить выход инструмента, дополнительно показывают: полную длину зубьев l (рис. 16.34, б), или наибольший радиус инструмента R_{max} (рис. 16.34, в), или длину сбега l_2 (рис. 16.34, г).

Для обозначения шероховатости на боковых поверхностях показывают профиль одного зуба (рис. 16.34, д).

Условное обозначение элементов шлицевого соединения вала по соответствующему стандарту приводят на полке линии-выноски или в технических требованиях.

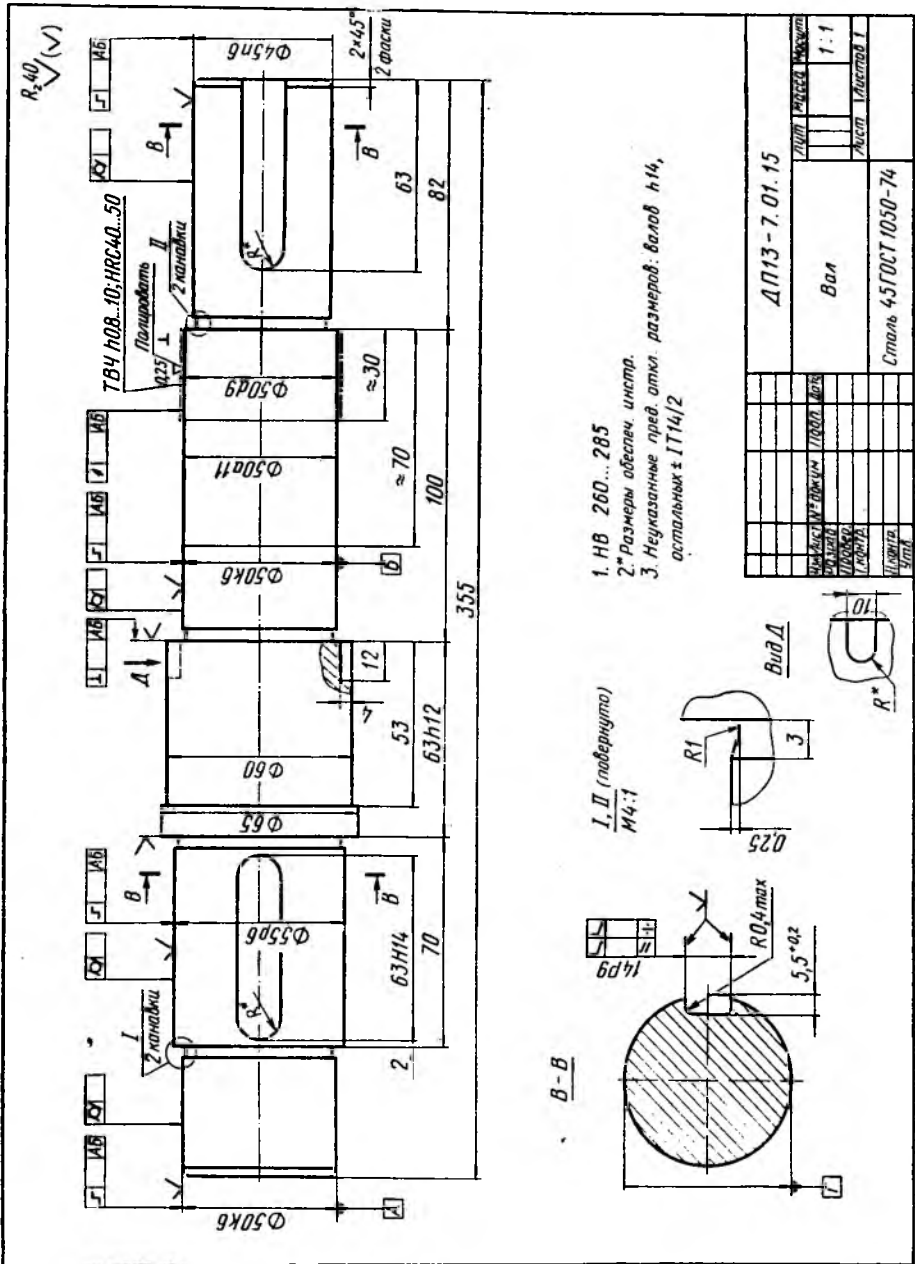


Рис. 16.35

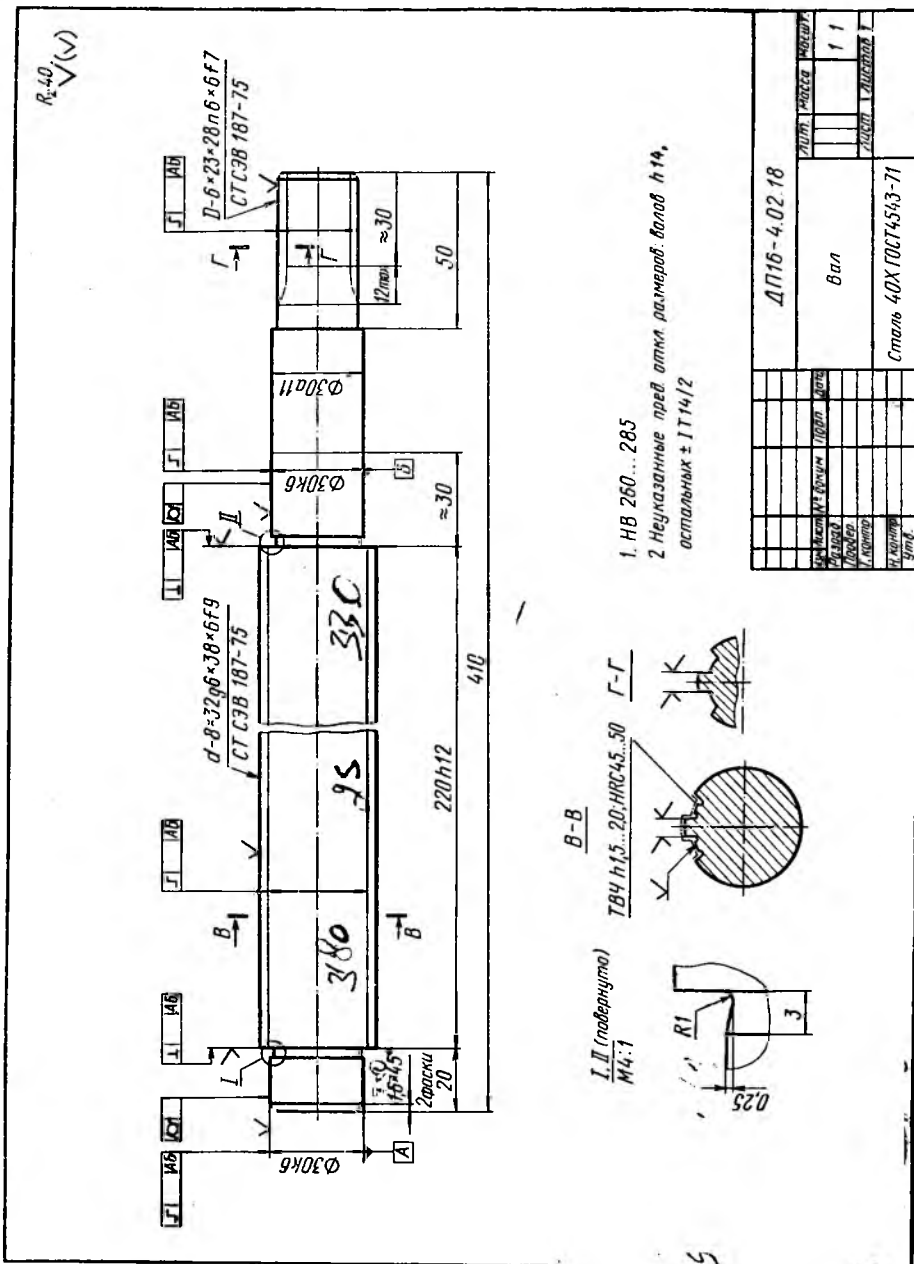


Рис. 16.36

На чертежах валов, имеющих элементы шлицевых соединений, приводят допуски на несоосность центрирующих поверхностей. Значения допусков принимают по табл. 16.11 и 16.12.

На чертежах валов, валов-шестерен и червяков следует располагать:

- 1) осевые линейные размеры — под изображением детали;
- 2) условные обозначения базовых осей — под изображением детали;
- 3) условные обозначения допусков формы и расположения поверхностей — над изображением детали;
- 4) линии-выноски к контролируемым поверхностям — над изображением детали;
- 5) условные обозначения шероховатости поверхностей — на верхних частях изображения детали.

В качестве примера оформления приведены чертежи гладкого и шлицевого валов (рис. 16.35 и 16.36).

2. Зубчатые и червячные колеса

На рис. 16.37, *a—в* показана простановка осевых размеров на чертежах цилиндрических зубчатых колес, где $\zeta(\Gamma)$ — цепной (габаритный) размер; b — ширина зубчатого венца.

Размеры a — глубина канавок (рис. 16.37, *б*) для удобства выполнения и контроля проставлены от торцов зубчатого венца. Поэтому толщину диска колес получают как замыкающий размер подетальной цепочки.

Если заготовку зубчатого колеса получают в штампах, то она поступает на механическую обработку с определенной толщиной диска (рис. 16.37, *в*). Поэтому на чертеже такого колеса ставят:

S — толщину диска, полученную в заготовительной операции (штамповке);

C — размер, связывающий систему размеров для заготовительной и механической операции (между необработанной и обработанной поверхностями детали).

На чертеже конического кругом обработанного колеса ставят осевые размеры по рис. 16.38, *a*;

ζ_1 — цепной, определяющий положение вершины делительного конуса колеса;

ζ_2 — цепной, определяющий величину осевого зазора в комплекте вала с подшипниками;

b — ширину зубчатого венца;

a_1 — размер, координирующий положение венца относительно ступицы;

a_2, a_3 — глубину канавок;

a_4 — размер, координирующий осевое положение зуба относительно ступицы колеса;

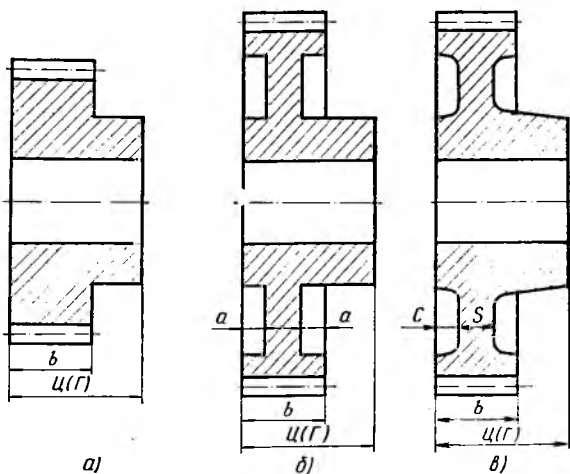


Рис. 16.37

Γ — габаритный размер.

На чертеже конического штампованного колеса ставят осевые размеры по рис. 16.38, б. Здесь в отличие от предыдущего поставлен размер S , полученный на заготовительной операции, а вместо a_2 — связующий размер C .

Часто в целях балансировки заготовку колеса, полученную в штампах, обрабатывают кругом на токарном станке. Тогда осевые размеры ставят, как показано на рис. 16.37, б и 16.38, а.

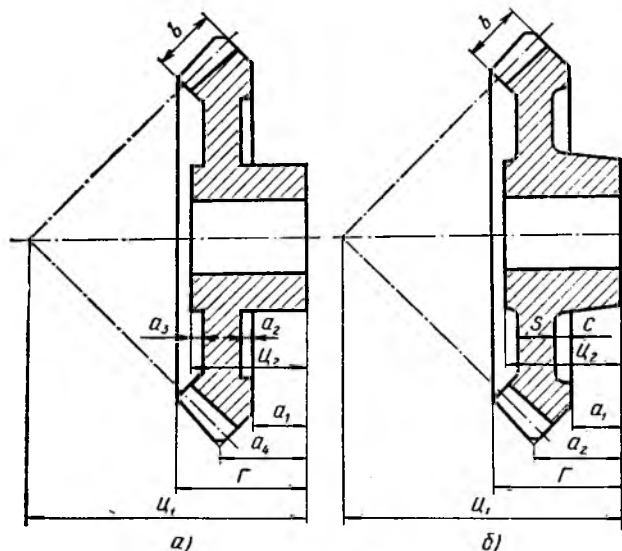


Рис. 16.38

На чертежах зубчатых, червячных колес и червяков приводят предельные отклонения размеров, формы и расположения поверхностей деталей.

1. На внешний диаметр зубьев колес и витков червяков предельные отклонения*:

- при модуле до 3 мм по $h12$,
- » » свыше 3 мм по $h14$.

2. На расстояние C_1^{**} от вершины делительного конуса конического колеса до базового торца, входящее в состав сборочной размерной цепи (см. рис. 15.6, а), предельные отклонения по рекомендациям, приведенным в СТ СЭВ 186—75.

3. На расстояние от средней плоскости венца червячного колеса до базового торца ступицы, которое также входит в состав сборочной размерной цепи (см. рис. 15.5, а), предельные отклонения, приведенные в СТ СЭВ 311—76.

4. Предельные отклонения ширины шпоночного паза.

5. Допуск T_ϕ на нецилиндричность базового отверстия $T_\phi \approx 0,3TD$, где TD — допуск размера диаметра отверстия.

* Если эти поверхности выполнять по допускам на свободные размеры (поле допуска $h14$), то зуб колеса или виток червяка могут сильно укорачиваться. Если внешнюю поверхность зубьев цилиндрических колес используют в качестве измерительной базы, то в технологической документации на размер внешнего цилиндра приводят допуск, равный $0,5 T_n$, где T_n — допуск на смещение исходного контура по ГОСТ 1643—72.

** Размер используют при настройке операции обработки зубьев.

6. Допуски на несоосность наружной поверхности венца червячных колес и червяков по табл. 16.14.

Модуль m , мм	Т а		
	До 2	Свыше 2 до 5	С
Допуск на несоосность	0,05 m	0,04 m	0,03 m

7. Допуски для шпоночного паза: на непараллельность $\approx 0,5 / \sqrt{9}$ ($D10$; $P9$), на несимметричность $\approx 2,0 / \sqrt{9}$ ($D10$; $P9$).

8. Предельные значения дисбаланса по табл. 16.1. Для литых и кованных зубчатых колес редукторов, вращающихся с частотой $n \geq 500 \text{ мин}^{-1}$, значения дисбаланса можно определять также по ГОСТ 16162—70.

9. Допуски на неперпендикулярность или непараллельность торцов ступиц, участвующих в базировании подшипников качения:

а) при $l_{с\tau}/d \geq 0,8$ допуск определяют расчетом на неперпендикулярность торцов ступицы относительно оси отверстия (см. с. 264);

б) при $l_{с\tau}/d < 0,8$ допуск определяют расчетом на непараллельность торцов ступицы (см. с. 264).

Если торцы ступиц не участвуют в базировании подшипников, то требования точности к ним не предъявляют.

Оформление рабочих чертежей зубчатых (червячных) колес и червяков должно соответствовать требованиям ГОСТ 2.403—75; 2.405—75; 2.406—76; 2.407—75.

Помимо графического изображения детали с разрезами, сечениями, необходимыми размерами, предельными отклонениями размеров, параметрами шероховатости, а также данных о материале и других сведений в правом верхнем углу поля чертежа приводят таблицу параметров зубчатого венца или витков червяка.

На рис. 16.39 приведена форма этой таблицы, ее размеры и расположение относительно сторон формата чертежа.

Таблица параметров состоит из трех частей, отделенных друг от друга сплошными основными линиями: первая часть — основные данные, вторая — часть данные для контроля, третья часть — справочные данные.

В первой части таблицы приводят данные для нарезания зубьев.

На чертежах цилиндрических зубчатых колес кроме прочих размеров указывают размеры диаметров вершин зубьев:

для колес внешнего зацепления (см. ГОСТ 16532—70) при стандартном исходном контуре

$$d_a = d + 2(1 + x - \Delta y)m;$$

для колес внутреннего зацепления (см. ГОСТ 19274—73) при стандартном исходном контуре

$$d_{a1} = d_1 + 2(1 + x_1)m; \quad d_{a2} = d_2 - 2(1 - x_2 - 0,2)m,$$

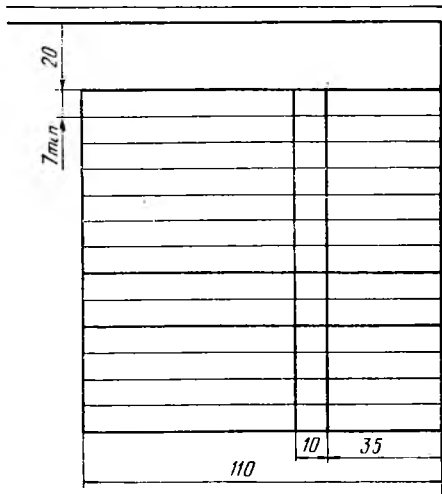


Рис. 16.39

где d — делительный диаметр (d_1 — шестерни, d_2 — колеса);

$$d = zm / \cos \beta;$$

x — коэффициент смещения (x_1 — у шестерни, x_2 — у колеса);

$\Delta y = x_\Sigma - y$ — коэффициент уравнительного смещения;

$x_\Sigma = x_1 + x_2$ — коэффициент суммы смещений;

$y = (a_w - a) / m$ — коэффициент воспринимаемого смещения;

a_w — межосевое расстояние;

a — делительное межосевое расстояние.

Во второй части таблицы приводят данные для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев по одному из следующих вариантов: 1) постоянная хорда зуба \bar{s}_c и высота до постоянной хорды \bar{h}_c , 2) длина общей нормали W ; 3) толщина по хорде зуба \bar{s}_y и высота до хорды \bar{h}_{ag} ; 4) торцовый размер по роликам (шарикам) M и диаметр ролика (шарика) D .

Расчет геометрических параметров для контроля производят по ГОСТ 16532—70 и 19274—73. Выбор варианта контроля зависит от принятой на заводе-изготовителе технологии. Если завод-изготовитель конструктору неизвестен, то две строки второй части таблицы оставляют свободными. Их заполняют в дальнейшем на заводе-изготовителе. Нормы точности принимают по ГОСТ 1643—72.

Если зубчатое колесо имеет два венца одного вида и более, то значения параметров указывают для

20 7min	Зубчатый венец	—	А	Б
10		35	35	
145				

Рис. 16.40 70
85 55

каждого венца в отдельных графах. Венец колеса и графу таблицы обозначают одинаковой прописной буквой русского алфавита (рис. 16.40).

Если зубчатое колесо имеет два венца разного вида и более (например, цилиндрический и конический), то для каждого венца на чертеже детали приводят отдельную таблицу. Таблицы располагают рядом или одну под другой. Каждый венец и соответствующую таблицу обозначают одинаковой прописной буквой русского алфавита.

Неиспользуемые строки таблицы параметров исключают или прочеркивают.

Если в отверстии колеса имеются шлицы, то на чертеже в масштабе увеличения показывают выносной профилем одной впадины с указанием шероховатости поверхностей.

На рис. 16.41 в качестве примера приведен чертеж цилиндрического колеса.

На чертежах конических зубчатых колес кроме размеров, определяющих форму и величину детали, приводят размеры венца (рис. 16.42): внешние диаметры d_{ae} и d'_{ae} ; осевые размеры A , C и l (на рис. 16.42, a размер l — справочный), ширину венца b (на рис. 16.42, b размер b — справочный); угол конуса δ_a вершин зубьев; угол внешнего дополнительного конуса ($90^\circ - \delta$).

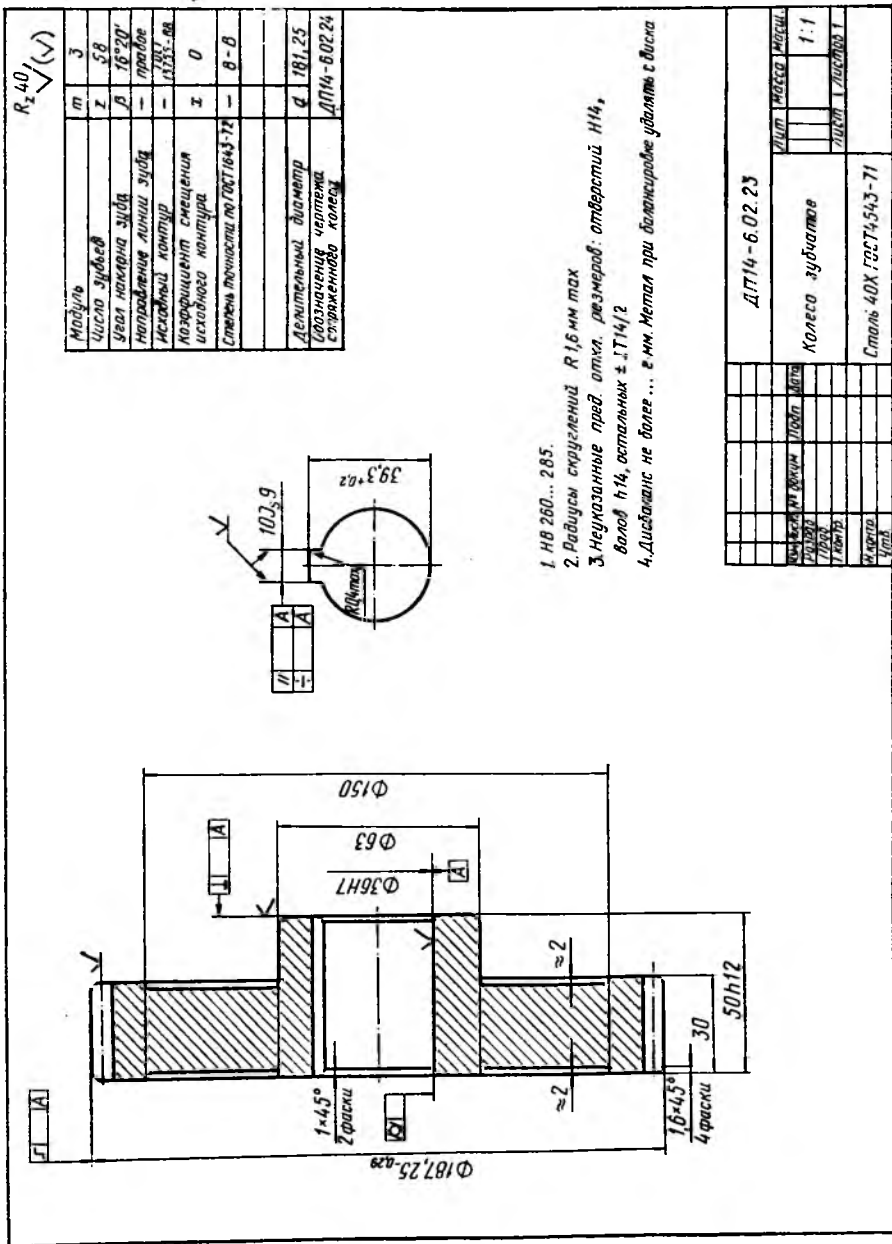


Рис. 16.41

В первой части таблицы параметров приводят: модуль — внешний окружной m_e для прямозубого колеса; средний нормальный m_n для колеса с круговыми зубьями; число зубьев z ; тип зуба: «Прямой», «Круговой»; осевую форму зуба по ГОСТ 19325—73 для колес с круговыми зубьями (форма I, II или III); средний угол налона зуба β_n для колеса с круговыми зубьями; направление линии зуба: «Правое», «Левое»; исходный контур

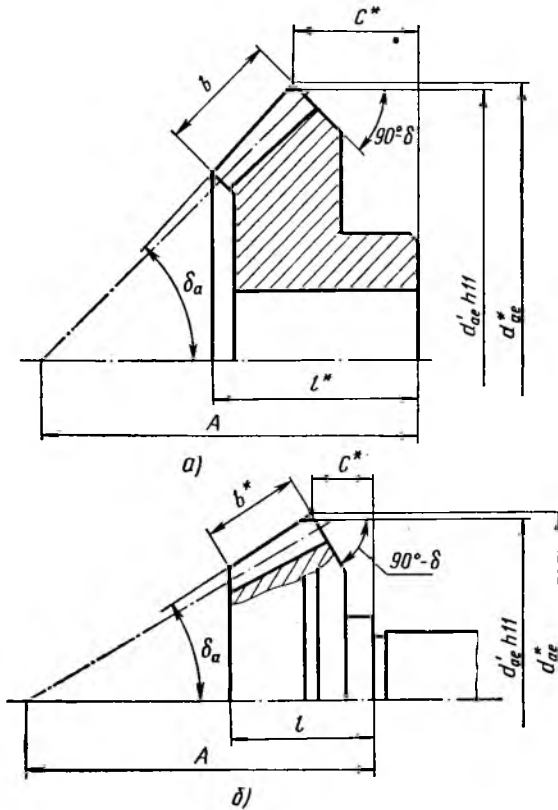


Рис. 16.42

ссылкой на соответствующий стандарт: ГОСТ 13754—68 для колес с прямыми зубьями; ГОСТ 16202—70 для колес с круговыми зубьями;

коэффициент смещения с соответствующим знаком: внешний окружной x_e для колес с прямыми зубьями; средний нормальный x_n для колес с круговыми зубьями (при отсутствии смещения в графе проставляют 0); коэффициент изменения толщины зуба x_c с соответствующим знаком (при отсутствии изменения расчетной толщины в графе проставляют 0); угол делительного конуса δ ; номинальный диаметр зуборезной головки d_0 для зубчатого колеса с круговыми зубьями; степень точности, вид сопряжения и обозначение стандарта на нормы точности СТ СЭВ 186—75.

Во второй части таблицы параметров размеры зуба в измерительном сечении: толщину зуба по хорде \bar{s} и высоту до хорды \bar{h}_a или толщину зуба по постоянной хорде \bar{s}_c и высоту до этой хорды \bar{h}_c .

Размеры \bar{s} , \bar{h}_a , \bar{s}_c и \bar{h}_c вычисляют по формулам, приведенным в ГОСТ 19624—74 для колес с прямыми зубьями и в ГОСТ 19326—73 для колес с круговыми зубьями.

Здесь также две строки второй части таблицы параметров оставляют свободными, если неизвестен завод-изготовитель.

В третьей части таблицы приводят: межосевой угол передачи Σ ; модуль — средний окружной m_m для колеса с прямыми зубьями, внешний окружной m_e для колеса с круговыми зубьями; внешнее R_c и среднее R конусные расстояния; средний делительный диаметр d ; угол конуса впадин δ_f ; внешнюю высоту зуба h_e ; обозначение чертёжа сопряженного колеса.

Если колесо имеет два венца или более одного или разных видов, таблицу параметров строят так же, как и для цилиндрических колес.

Размеры геометрических параметров конических зубчатых колес определяют по ГОСТ 19624—74 для прямозубых колес и по ГОСТ 19326—73 для колес с круговыми зубьями, а нормы точности принимают по стандарту СТ СЭВ 186—75.

Ниже приведен порядок расчета геометрических параметров колес со стандартным исходным контуром для осевой формы зубьев I.

1. Внешний окружной модуль m_e для прямозубых колес и m_{te} для колес с круговыми зубьями

$$m_e (m_{te}) = d_e / z.$$

2. Число зубьев плоского колеса

$$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}.$$

3. Углы делительного конуса колес

$$\operatorname{tg} \delta_1 = z_1 / z_2; \quad \delta_2 = 90^\circ - \delta_1.$$

4. Внешнее конусное расстояние

$$R_e = d_{e2} / (2 \sin \delta_2).$$

5. Ширина венца

$$b = 0,285 R_e.$$

6. Среднее конусное расстояние

$$R = R_e - 0,5b.$$

7. Расчетный (средний) модуль передачи:

для прямозубых колес $m = m_e R / R_e$;

для колес с круговыми зубьями $m_n = 2R \cos \beta_n / z_c$.

8. После округления модуля m_n для колес с круговыми зубьями уточняют значения R , R_e и d_{e2} :

$$R = m_n z_c / (2 \cos \beta_n); \quad R_e = R + 0,5b;$$

$$d_{e1} = 2R_e \sin \delta_1; \quad d_{e2} = 2R_e \sin \delta_2.$$

9. Средний делительный диаметр:

для прямозубых колес $d = m z$;

для колес с круговыми зубьями $d = m_n z / \cos \beta_n$.

10. Внешний диаметр вершин зубьев

$$d_{ae} = d_e + 2h_{ae} \cos \delta.$$

Для прямозубых колес внешняя высота головки зуба:

шестерни $h_{ae1} = (1 + x_1)m_e$;

колеса $h_{ae2} = 2m_e - h_{ae1}$;

значения коэффициента смещения для шестерни x_1 приведены в табл. 16.15;

Таблица 16.15;

z_1	Передачное число u									
	1	1,12	1,25	1,4	1,6	1,8	2,0	2,5	3,15	4,0
16	—	0,10	0,17	0,24	0,30	0,35	0,38	0,43	0,46	0,48
18	0,00	0,09	0,15	0,22	0,28	0,33	0,36	0,40	0,43	0,45
20	0,00	0,08	0,14	0,20	0,26	0,30	0,34	0,37	0,40	0,42
25	0,00	0,07	0,13	0,18	0,23	0,26	0,29	0,33	0,36	0,38
30	0,00	0,06	0,11	0,15	0,19	0,22	0,25	0,28	0,31	0,33
40	0,00	0,05	0,09	0,12	0,15	0,18	0,20	0,22	0,24	0,26

коэффициент смещения для колеса $x_2 = -x_1$.

Для колес с круговыми зубьями

$$h_{ae} = h_a + \Delta h_{ae},$$

где h_a — высота головки зуба в расчетном сечении;

$$h_{a1} = (1 + x_{n1}) m_n; \quad h_{a2} = (1 - x_{n1}) m_n;$$

Δh_{ae} — увеличение высоты головки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец;

$$\Delta h_{ae} = l_e \operatorname{tg} \Theta_a;$$

$l_e = 0,5b$ — расстояние от внешнего торца до расчетного сечения;
 Θ_a — угол головки зуба;

$$\Theta_{a1} = \Theta_{f2}, \quad \Theta_{a2} = \Theta_{f1};$$

значения коэффициента смещения для шестерни x_{n1} приведены в табл. 16.16 (при угле β_n свыше 29 до 45°);

Таблица 16.16

z_1	Передачное число u									
	1	1,12	1,25	1,4	1,6	1,8	2,0	2,5	3,15	4,0
16	—	0,06	0,11	0,16	0,21	0,24	0,26	0,30	0,32	0,34
18	0,00	0,05	0,10	0,15	0,19	0,22	0,24	0,27	0,30	0,32
20	0,00	0,05	0,09	0,13	0,17	0,20	0,22	0,26	0,28	0,29
25	0,00	0,04	0,08	0,11	0,15	0,17	0,19	0,21	0,24	0,25
30	0,00	0,03	0,07	0,09	0,11	0,15	0,16	0,18	0,21	0,22
40	0,00	0,03	0,05	0,07	0,09	0,11	0,11	0,14	0,16	0,17

коэффициент смещения для колеса $x_{n2} = -x_{n1}$;
 Θ_f — угол ножки зуба;

$$\operatorname{tg} \Theta_{f1} = h_{f1}/R, \quad \operatorname{tg} \Theta_{f2} = h_{f2}/R,$$

h_f — высота ножки зуба в расчетном сечении;

$$h_{f1} = (1,25 - x_{n1}) m_n, \quad h_{f2} = (1,25 + x_{n1}) m_n.$$

11. Внешний диаметр вершин зубьев после притупления кромки

$$d'_{ae} \approx d_{ae} - \sin 2\delta \cdot m_e(m_{te}),$$

где m_e — для колес с прямыми зубьями; m_{te} — для колес с круговыми зубьями.

12. Угол конуса вершин

$$\delta_a = \delta + \Theta_a.$$

13. Внешняя высота зуба

$$h_e = h_{ae} + h_{fe}.$$

Внешнюю высоту головки зуба h_{ae} определяют по формулам, приведенным на с. 291.

Внешнюю высоту ножки зуба h_{fe} определяют:
 для прямозубых колес

$$h_{fe1} = h_{ae2} + 0,25m_e; \quad h_{fe2} = h_{ae1} + 0,25m_e;$$

для колес с круговыми зубьями

$$h_{fe} = h_f + \Delta h_{fe},$$

где h_f находят по формуле, приведенной выше.

Увеличение высоты ножки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец

$$\Delta h_{fe} = l_e \operatorname{tg} \Theta_f.$$

14. Угол конуса впадин

$$\delta_f = \delta - \Theta_f.$$

15. Коэффициент изменения расчетной толщины зуба шестерни: прямозубой передачи $x_{\tau 1} = 0,03 + 0,008(u - 2,5)$;

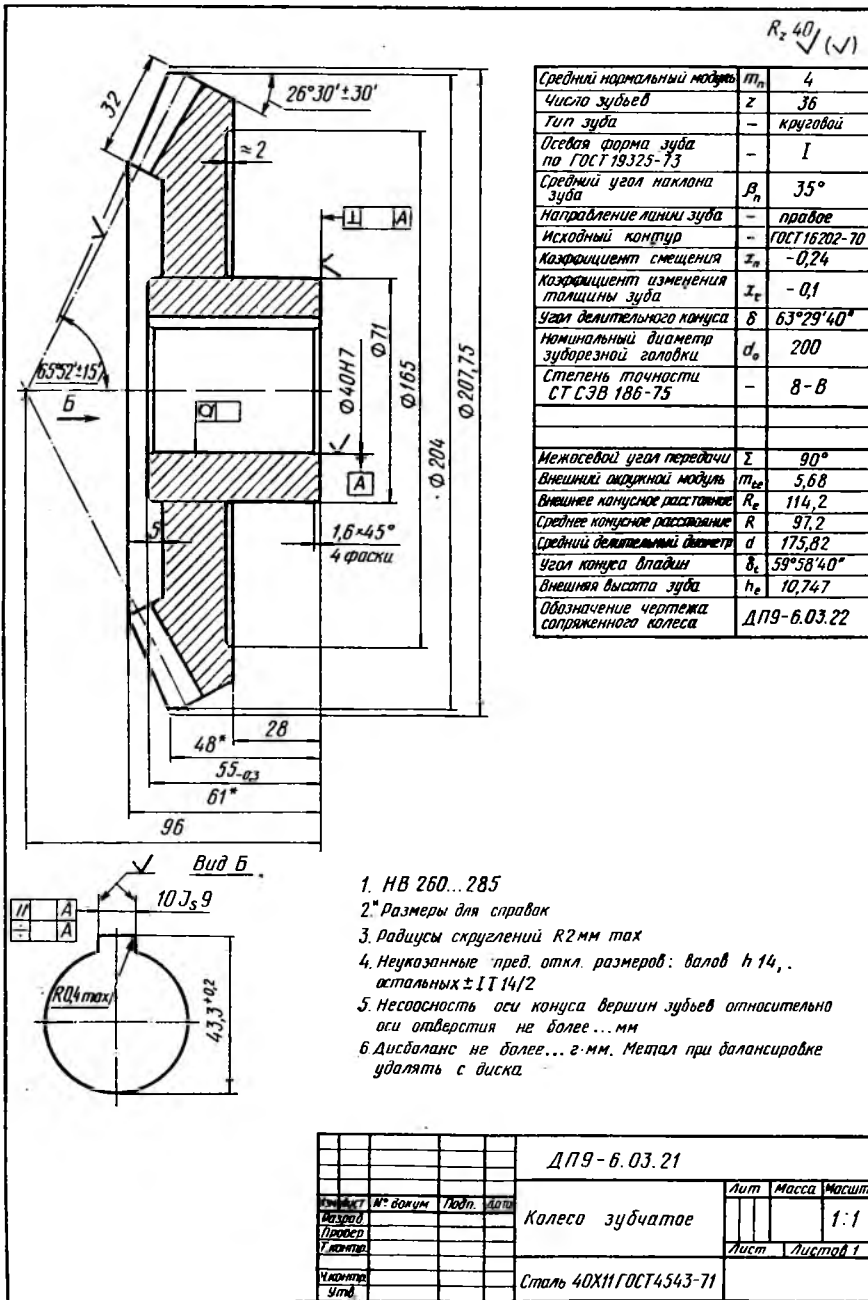


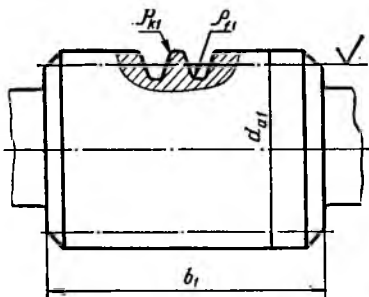
Рис. 16.43

передачи с круговыми зубьями (при $\beta_n = 35^\circ$) $x_{\tau 1} = 0,11 + 0,01 (u - 2,5)$;
то же, зуба колеса $x_{\tau 2} = -x_{\tau 1}$.

16. Номинальный диаметр d_0 зуборезной головки для колес с круговыми зубьями определяют (при β_n свыше 29° до 45°) по табл. 16.17.

Т а б л и ц а 16.17

мм							
R	55...75	72...95	90...120	110...150	140...190	180...240	225...300
d_0	125	160	200	250	315	400	500



На рис. 16.43 в качестве примера оформления приведен чертеж конического колеса.

На изображении цилиндрического червяка и червячного колеса по ГОСТ 2.406—76 приводят кроме прочих размеры, определяющие нарезанную часть червяка и венец червячного колеса (рис. 16.44). Эти размеры определяют по формулам (ГОСТ 19650—74):

1. Для червяка.

Делительный диаметр $d_1 = qm$.

Диаметр вершин витков $d_{a1} = d_1 + 2m$.

Длину b_1 нарезанной части червяка находят из табл. 16.18.

При промежуточном значении коэффициента x длину b_1 вычисляют по ближайшему значению x , которое дает большее значение b_1 .

Для фрезеруемых и шлифуемых червяков полученную расчетом длину b_1 увеличивают:

при $m < 10$ мм на 25 мм;

при $m = 10...16$ на 35...40 мм.

Радиусы закруглений впадины и вершины витков:

$$r_{f1} = 0,3m, \quad r_{k1} = 0,1m.$$

Концевые участки витков имеют заостренную форму. Их необходимо притупить фрезерованием или зашлифовкой. На рабочем чертеже червяка об этом приводят соответствующее указание.

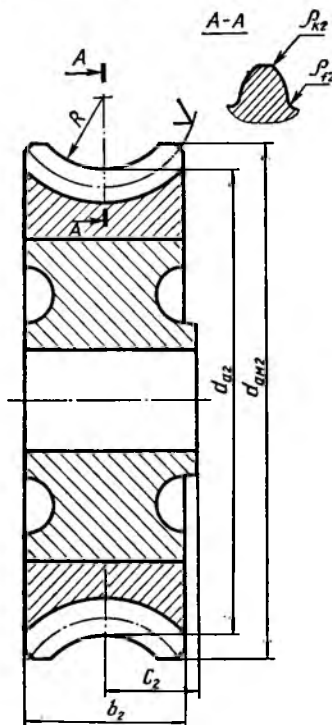


Рис. 16.44

Т а б л и ц а 16.18

Коэффициент смещения x	Расчетные формулы при числе витков z_1	
	1 и 2	4
-1,0	$b_1 \geq (10,5 + z_1) m$	$b_1 \geq (10,5 + z_1) m$
-0,5	$b_1 \geq (8 + 0,06z_2) m$	$b_1 \geq (9,5 + 0,09z_2) m$
0	$b_1 \geq (11 + 0,06z_2) m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,1z_2) m$
+0,5	$b_1 \geq (11 + 0,1z_2) m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,1z_2) m$
+1,0	$b_1 \geq (12 + 0,1z_2) m$	$b_1 \geq (13 + 0,1z_2) m$

2. Для колеса.

Диаметр вершин зубьев $d_{a2} = d_2 + 2(1 + x)m$, где делительный диаметр колеса $d_2 = z_2 m$.

Наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{a\max} \leq d_{a2} + 6m/(z_1 + 2).$$

Ширина венца червячного колеса:

$$\text{при } z_1 \leq 2 \quad b_2 \leq 0,75 d_{a1};$$

$$\text{при } z_1 = 4 \quad b_2 \leq 0,67 d_{a1}.$$

Расстояние C_2 от базового торца до средней торцевой плоскости венца. Радиус выемки поверхностей вершин зубьев

$$R = (0,5q - 1)m.$$

Радиусы закруглений впадины и вершины зубьев:

$$\rho_{f2} = 0,3m; \quad \rho_{k2} = 0,1m.$$

В первой части таблицы параметров червяка записывают: модуль m , число витков z_1 , вид червяка (по типу ЗА; Z1 и т. д.), делительный угол подъема линии витка γ , направление линии витка («Правое», «Левое»), исходный червяк (ссылка на ГОСТ 19036—73), степень точности и вид сопряжения по нормам бокового зазора по стандарту и номер стандарта (СТ СЭВ 311—76)

Во второй части таблицы записывают: делительную толщину по хорде \bar{s}_{a1} , высоту до хорды \bar{h}_{a1} .

В третьей части таблицы записывают: делительный диаметр червяка d_1 , ход витка P_{z1} , обозначение чертежа сопряженного колеса.

Значения \bar{s}_{a1} , \bar{h}_{a1} и P_{z1} вычисляют по формулам:

$$\bar{s}_{a1} = 1,571 m \cos \gamma;$$

$$\bar{h}_{a1} = m + 0,5 \bar{s}_{a1} \operatorname{tg} [0,5 \arcsin (\bar{s}_{a1} \sin^2 \gamma / d_1)];$$

$$P_{z1} = \pi m z_1.$$

В первой части таблицы параметров колеса записывают: модуль m , число зубьев z_2 , направление линии зуба («Правое», «Левое»), коэффициент смещения червяка x , исходный производящий червяк со ссылкой на стандарт (ГОСТ 19036—73), степень точности и вид сопряжения по нормам бокового зазора по стандарту и номер стандарта (СТ СЭВ 311—76).

Во второй части таблицы оставляют две свободные строки, которые заполняют на заводе-изготовителе.

В третьей части таблицы записывают: межосевое расстояние a_w , делительный диаметр колеса d_2 , вид сопряженного червяка, число витков сопряженного червяка z_1 , обозначение чертежа сопряженного червяка.

На рис. 16.45 и 16.46 приведены примеры оформления чертежей червяка и червячного колеса. Для составного червячного колеса выполняют два-три чертежа — чертеж центра (чертеж заготовки обода) и чертеж готового колеса. На рис. 16.46 в учебных целях дан один объединенный чертеж.

На изображении глобоидного червяка и червячного колеса по ГОСТ 2.407—75 указывают кроме прочих размеры, определяющие нарезанную часть червяка и венец червячного колеса (рис. 16.47 и 16.48).

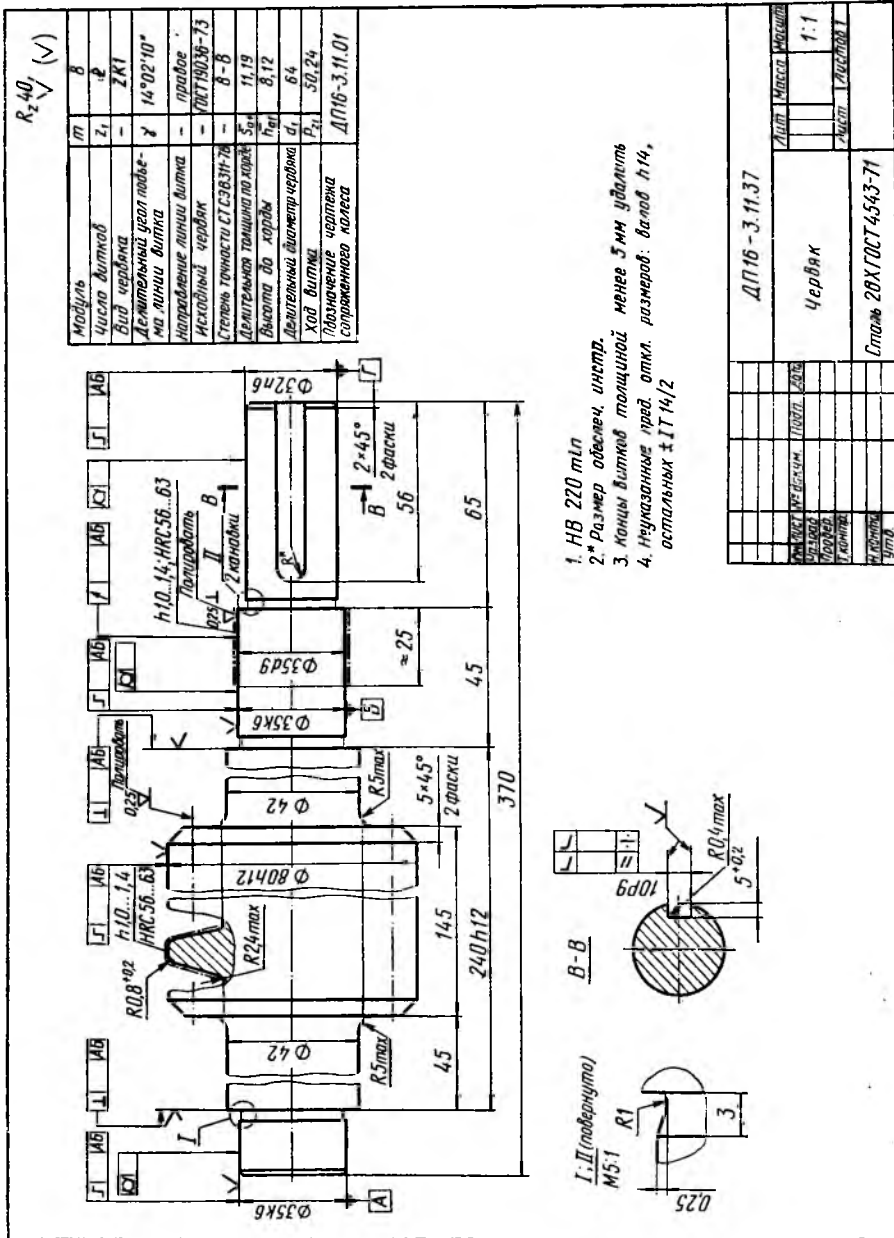


Рис. 16.45

Приведенные на рисунках размеры определяют по формулам (см. ГОСТ 17696—72):

1. Для червяка.

Диаметр вершин витков

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1},$$

где $d_1 = 2aq/(q + z_2)$ — делительный диаметр; a — межосевое расстояние передачи, $h_{a1} = h - h_{a2}$ — высота делительной головки витка.

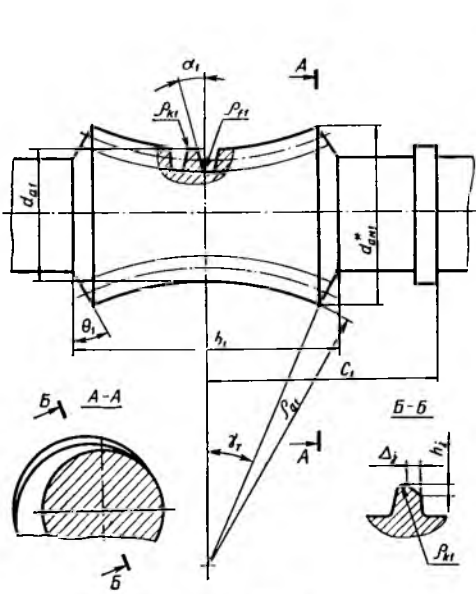


Рис. 16.47

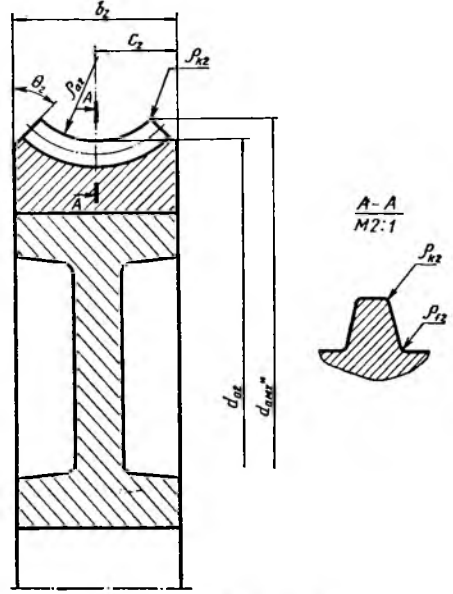


Рис. 16.48

Рабочую высоту h витка (зуба колеса) и высоту делительной головки h_{a2} зуба колеса принимают по табл. 16.19.

Таблица 16.19

мм

a	z ₂									
	35 ... 37		40 ... 42		45		49; 50		55; 56	
	h	h _{a2}	h	h _{a2}	h	h _{a2}	h	h _{a2}	h	h _{a2}
100	8	3,2	7	2,8	6	2,5	5,5	2,5	5	2,0
125	10	4,0	9	3,5	8	3,2	7	2,8	6	2,5
140	11	4,5	10	4,0	9	3,5	8	3,2	7	2,8
160	12	5,0	11	4,5	10	4,0	9	3,5	8	3,0
180	14	5,5	12	5,0	11	4,5	10	4,0	9	3,2
200	16	6,0	14	5,5	12	5,0	11	4,5	10	3,5
225	18	6,5	16	6,0	14	5,5	12	5,0	11	4,0
250	20	7,0	18	6,5	16	6,0	14	5,5	12	4,5
280	22	8,0	20	7,0	18	6,5	16	6,0	14	5,0
315	25	9,0	22	8,0	20	7,0	18	6,5	16	5,5

Радиус образующей глобоида вершин витков

$$r_{a1} = a - 0,5 d_{a1}.$$

Наибольший диаметр вершин витков глобоида

$$d_{ам1} = d_{a1} + 0,12 \rho_{a1}.$$

Размер $d_{ам1}$ проставляют как справочный.

Размер C_1 (см. рис. 16.47) определяют конструктивно.

Размер b_1 определяют прочерчиванием, принимая половину угла теоретического обхвата $\gamma_T \approx 20^\circ$ (на чертеже угол γ , не приводят).

Угол фаски принимают $\theta_1 = 30^\circ$.

Радиусы закруглений:

$$\rho_{f1} = \rho_{k1} = 0,1 h.$$

Параметры скоса витка:

высота $h_j = 0,5 h$, глубина $\Delta j = 0,03 h$.

2. Для колеса.

Диаметр вершин зубьев d_{a2} и ширину венца b_2 определяют по табл. 16.20.

Т а б л и ц а 16.20

мм

a	100	125	140	160	180	200	225	250	280	315
d_{a2}	170	215	242	278	312	348	392	435	490	550
b_2	24	28	31	34	38	42	47	55	60	65

Наибольший диаметр $d_{ам2}$ определяют конструктивно.

Радиус выемки поверхности вершин зубьев

$$\rho_{a2} \approx 1,1 (a - 0,5 d_{a2} + 0,1 h).$$

Расстояние C_2 от базового торца до средней торцевой плоскости венца определяют конструктивно.

Угол фаски $\theta_2 = 30^\circ$.

Радиусы закруглений:

$$\rho_{f2} = \rho_{k2} = 0,1 h.$$

В таблице параметров приводят:

1. Для червяка.

Первая часть таблицы: число витков z_1 ; делительный диаметр d_1 ; высота витка h_1 ; направление линии витка («Правое» или «Левое»); степень точности и вид сопряжения по ГОСТ 16502—70 и обозначение этого стандарта.

Вторая часть таблицы: делительная толщина по хорде витка \bar{s}_{a1} с предельными отклонениями; высота до хорды витка \bar{h}_{a1} .

Третья часть таблицы: межосевое расстояние a передачи; число зубьев z_2 сопряженного колеса; максимальный делительный угол γ подъема линии витка; обозначение чертежа сопряженного колеса.

2. Для колеса.

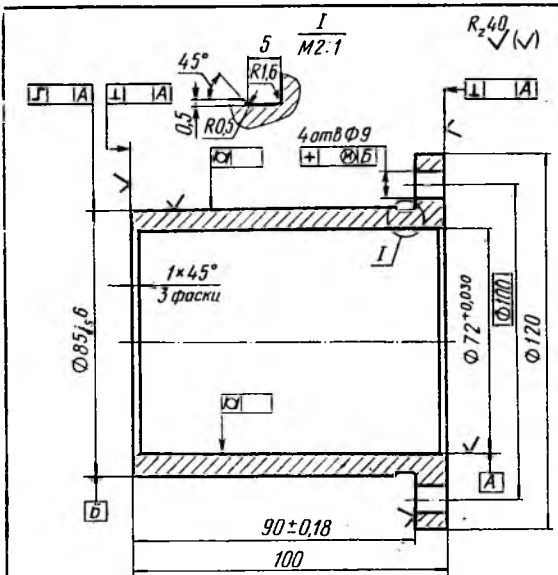
Первая часть таблицы: число зубьев колеса z_2 ; делительный диаметр колеса d_2 ; высота зуба h_2 ; направление линии зуба («Правое» или «Левое»); степень точности и вид сопряжения по ГОСТ 16502—70 и обозначение этого стандарта.

Вторая часть таблицы: делительная толщина по хорде зуба \bar{s}_{a2} с предельными отклонениями; высота до хорды зуба \bar{h}_{a2} .

Третья часть таблицы: межосевое расстояние a передачи; число витков

сопряженного червяка z_1 ; угол α профиля зуба на делительном диаметре в средней плоскости колеса; обозначение чертежа сопряженного червяка.

Параметры, приводимые в таблицах, определяют:



Неуказанные пред. откл. размеров: отверстий H14, валов h14, остальных $\pm IT14/2$

				ДП23-4.01.33		
№ докум.	Изд.	Дата	Стакан	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.						1:1
Проф.				Лист	из листов 1	
Утверд.				СЧ 15-32 ГОСТ 1412-70		

Рис. 16.49

где h_{a2} — высота делительной головки зуба колеса по табл. 16.19.

3. Стаканы

Некоторые осевые размеры стаканов входят в состав размерных цепей (см. рис. 15.5, б и 15.6, б, в) и поэтому относятся к группе цепных. На чертежах деталей эти размеры должны быть даны с предельными отклонениями, приведенными на с. 258. Простановка других линейных размеров затруднений не вызывает.

На чертежах стаканов приводят также следующий комплекс предельных отклонений формы и расположения поверхностей:

1. Нецилиндричность отверстия. Нормы точности по соотношению, приведенному на с. 281, п. 4.
2. Нецилиндричность внешней поверхности стакана. Нормы точности по п. 4, с. 281.

делительный диаметр червяка d_1 по формуле (см. с. 298);

высоту витка $h_1 = h_2 = h$ по табл. 16.19;

делительную толщину по хорде витка

$$\bar{s}_{a1} = d_2 \sin(\tau/4) \cos\gamma,$$

где угловой шаг $\tau = 360^\circ/z_2$; максимальный делительный угол подъема линии витка червяка

$$\operatorname{tg} \gamma = d_2 / (u d_1);$$

делительный диаметр колеса

$$d_2 = 2a - d_1;$$

высоту до хорды витка

$$\bar{h}_{a1} = h_{a1} - d_2 \sin^2(\tau/8),$$

где h_{a1} — высота делительной головки витка, определяемая по формуле, приведенной на с. 298; делительную толщину зуба по хорде

$$\bar{s}_{a2} = \bar{s}_{a1};$$

высоту до хорды зуба

$$\bar{h}_{a2} = h_{a2} + d_2 \sin^2(\tau/8),$$

3. Несоосность оси внешней поверхности стакана относительно оси отверстия. Допуск на несоосность

$$T_{\alpha} \approx 0,3 TD,$$

где TD — допуск размера отверстия.

4. Неперпендикулярность торцов. Допуски определяют расчетом (см. с. 266, 268).

5. Точность расположения координат крепежных отверстий при сверлении по кондукторам или на станках с ЧПУ задают предельным смещением осей отверстий от номинального расположения (см. ГОСТ 14140—69).

Допуск T на смещение принимают

$$T = 0,2 (D - d),$$

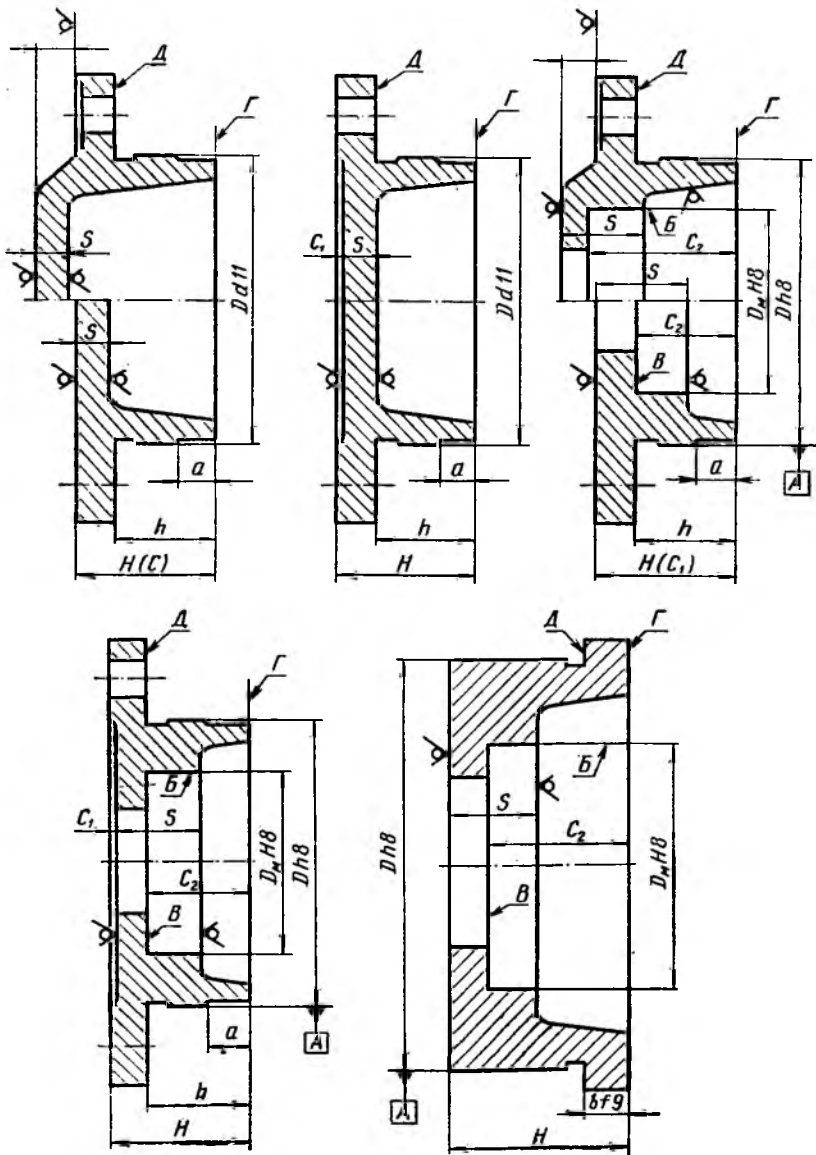


Рис. 16.50

где D и d — соответственно диаметр отверстия и диаметр стержня винта.

При разметке или сверлении крепежных отверстий в сопряженной детали по отверстиям во фланце стакана (при малом выпуске изделий) требования точности к координатам отверстий последнего не предъявляют. Пример оформления чертежа стакана дан на рис. 16.49.

4. Крышки подшипников

На чертежах крышек подшипников осевые размеры проставляют по рис. 16.50.

Во всех конструктивных вариантах размер S получен при отливке крышки на заготовительной операции. Размер h обычно входит составляющим размером размерной цепи, определяющей осевой зазор в комплекте вала с подшипниками качения (см. рис. 15.4). Размер H везде габаритный. Размеры C_1 и C_2 связывают необработанные и обработанные поверхности деталей.

На чертежах крышек подшипников приводят предельные отклонения размеров и расположения поверхностей:

1. Предельные отклонения цепного размера h располагают симметрично относительно номинального значения по рекомендациям, приведенным на с. 259.

2. Предельные отклонения диаметра центрирующего пояска D принимают по рис. 16.50.

3. При установке подшипников по схемам, показанным на рис. 16.19, на чертежах крышек приводят допуски на непараллельность базовых торцов Γ и D , которые принимают по рекомендациям, приведенным на с. 266.

При установке подшипников по схемам, показанным на рис. 16.18, требования точности к торцам крышек не предъявляют.

4. Если в крышке подшипника встроено манжетное уплотнение, то на чертеже приводят допуск на несоосность поверхности B относительно оси центрирующего буртика и на взаимную непараллельность торцов B и Γ . Допуски T_{Π} на несоосность на диаметре D_m принимают по IT_6 , а на непараллельность торцов — на диаметре Dh_8 по IT_9 .

5. На чертежах этих деталей приводят также

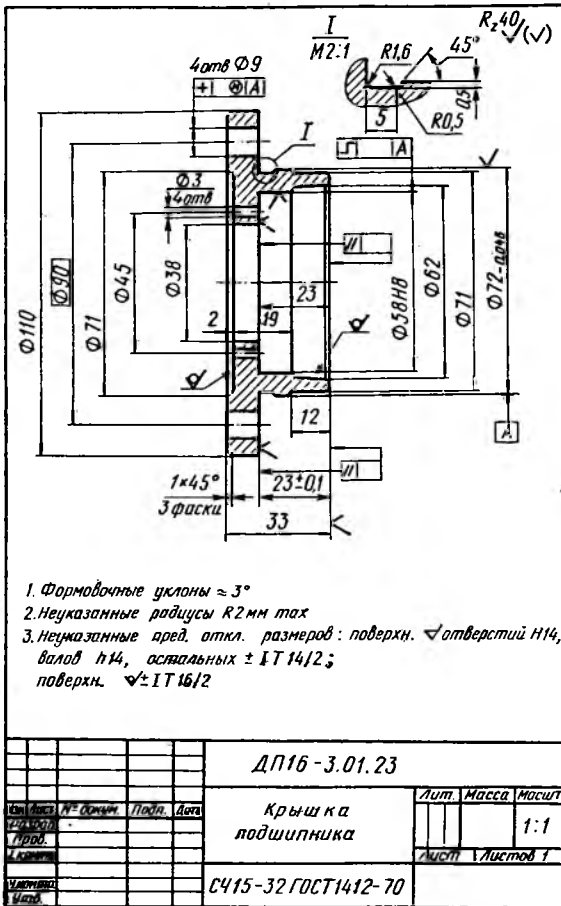


Рис. 16.51

предельные смещения осей крепежных отверстий от номинального расположения. Значения предельных смещений определяют так же, как и для стаканов (см. с. 301).

Пример оформления чертежа крышки дан на рис. 16.51.

5. Шкивы

На чертежах шкивов приводят предельные отклонения ширины шпоночного паза. На чертежах шкивов клиноременных передач дополнительно приводят по ГОСТ 20898—75 предельные отклонения:

а) расчетного диаметра шкива по d_{11} (обычно контролируют размер $K = d_p + 2x$, см. табл. 12.4, с. 186);

б) угла канавок: 0, А и Б $\pm 1,0^\circ$; В, Г, Д, и Е $\pm 30'$;

в) размеров канавок (см. табл. 12.4).

На рабочих чертежах шкивов приводят также следующий комплекс предельных отклонений формы и расположения поверхностей:

1. Нецилиндричность посадочного отверстия. Нормы точности по п. 4, с. 281.

2. Непараллельность и несимметричность шпоночного паза. Нормы точности по п. 6, с. 282.

3. Дисбаланс. По ГОСТ 17383—73 и 20898—75 при окружной скорости вращения шкива $v \geq 5$ м/с их подвергают статической балансировке. Допускаемый дисбаланс приведен в табл. 16.21.

Таблица 16.21

v , м/с	5...10	>10...15	>15...20	>20...25	>25...40
Дисбаланс, г·см	6	3	2	1,6	1,0

4. Несоосность рабочей поверхности шкива. Для шкивов плоскоремennых передач допуск T на несоосность не должен превышать данных табл. 16.22.

Таблица 16.22

	мм		
D , свыше ... до	50...120	120...260	260...500
T	0,02	0,025	0,03

По ГОСТ 20898—75 для шкивов клиноременных передач биение конусной рабочей поверхности шкива на каждые 100 мм диаметра (перпендикулярно образующей конуса):

0,20 мм при частоте вращения шкива до 500 мин⁻¹;

0,15 » » » » » свыше 500 до 1000 мин⁻¹;

0,10 » » » » » свыше 1000 мин⁻¹.

Если шкив установлен на подшипниках качения, то нормы точности по п. 1 принимают такими же, как и в п. 1 для стаканов (см. с. 300).

Пример оформления чертежа шкива дан на рис. 16.52.

6. Плиты и рамы

На рабочих чертежах плит и рам приводят:

1) предельные отклонения цепного размера h_0 (см. рис. 13.4) по f_s 14;

2) предельные отклонения размеров диаметров резьбовых отверстий (примеры обозначений: М12—7Н; М16—7Н);

2. На размер B (рис. 16.53). Если этот размер цепной, то на него задают предельные отклонения по рекомендациям, приведенным на с. 259. В остальных случаях этот размер свободный, выполняемый по $h14$.

3. На размер A_0 (рис. 16.53). При сверлении крепежных отверстий в приспособлениях (накладные кондукторы) или на станках с ЧПУ на размер A_0 устанавливают предельные отклонения примерно $0,1 (D-d)$.

4. На размеры a_1, a_2, \dots межосевых расстояний.

Для корпусов зубчатых и червячных передач предельные отклонения на эти размеры определяют по соотношению

$$T = (0,7 \dots 0,8) f_a,$$

где f_a — предельное отклонение, принимаемое по табл. 15.1 и 15.2 (см. с. 245, 246).

Числовой коэффициент учитывает влияние погрешностей подшипников качения и смещения осей вращения валов вследствие посадочных зазоров.

5. На размеры диаметров резьбовых отверстий (примеры обозначений: M12 — 7H; M16 — 7H).

6. Неплоскостность базовых плоскостей.

Нормы точности по этому параметру принимают по ГОСТ 16162—70. Для корпусов редукторов неплоскостность (рис. 16.53), мм/мм, не более: плоскости A — $0,05/100$, плоскости B — $0,01/100$, плоскостей Γ — $0,03/100$.

7. Взаимная непараллельность (неперпендикулярность) базовых плоскостей. Для корпусов редукторов принимают непараллельность плоскостей A и B и неперпендикулярность плоскостей B и Γ не более $0,05/100$ мм/мм.

8. Непараллельность осей отверстий для подшипников базовым поверхностям. Базовыми поверхностями являются основание корпуса и боковая стенка, кромка или другая поверхность, параллельная осям основных отверстий. Иногда вместо боковой стенки (кромки) за базовые принимают два точно выполненных крепежных отверстия в основании корпуса, от которых координируют оси основных отверстий. Допуск на непараллельность осей отверстий в общем случае определяют по результатам расчета размерных цепей.

Для корпусов редукторов принимают непараллельность осей (рис. 16.53) на ширине B :

к плоскости A — в пределах допуска на размер h_p ;

к линии $a-a$ — в пределах допуска на размер A_0 .

9. Непараллельность T_x и перекос T_y основных отверстий на ширине B корпуса. Приближенно их вычисляют по формулам:

$$T_x = (0,3 \dots 0,4) f_x B/b,$$

$$T_y = (0,3 \dots 0,4) f_y B/b,$$

где f_x, f_y — допуск по ГОСТ 1643—72, табл. 8, для передачи; b — ширина зубчатого колеса. Числовой коэффициент имеет тот же смысл, что и выше.

Значение T_x должно удовлетворять условию

$$T_x \leq 0,8 f_a.$$

Предельное отклонение f_a определяют по табл. 15.1.

10. Неперпендикулярность осей основных отверстий к базовым плоскостям. Предельные отклонения определяют расчетом (см. с. 266).

11. Несоосность основных отверстий относительно их общей оси (с. 261).

12. Нецилиндричность основных отверстий. Нормы точности прини-

3) отклонения от плоскостности базовых плоскостей, предназначенных для установки узлов (электродвигателя, редуктора и др.) 0,05/100 мм/мм;

4) отклонения от взаимной параллельности базовых плоскостей 0,05/100 мм/мм;

5) предельные смещения осей крепежных отверстий от номинального расположения, если сверление крепежных отверстий производят по накладным кондукторам или на станках с ЧПУ. Поскольку при монтаже производят выверку положения узлов на плите (раме), предельные смещения задают небольшими, чтобы оставался зазор между отверстиями и болтами.

Если узлы крепят на плите (раме) винтами (без гаек), допуск на смещение T принимают

$$T \approx 0,1(D - d),$$

если узлы крепят на плите (раме) болтами с гайками —

$$T \approx 0,2(D - d),$$

где D — диаметр крепежного отверстия; d — диаметр болта.

7. Корпуса редукторов и коробок скоростей

На чертежах корпусов редукторов, имеющих плоскость разъема по осям валов, приводят предельные отклонения размеров, формы и расположения поверхностей:

1. На размеры H и h_p (рис. 16.53). Для того чтобы собранные комплекты валов с зубчатыми, червячными колесами и с подшипниками можно было

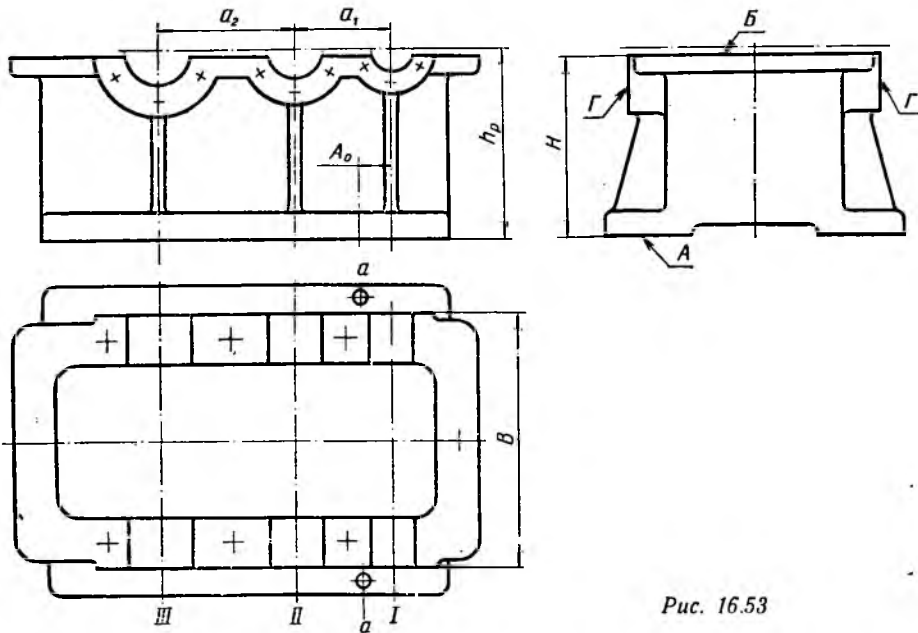


Рис. 16.53

свободно устанавливать в гнезда корпусов, оси основных отверстий должны совпадать с плоскостью разъема корпуса. При фрезеровании плоскости разъема получают размер H . При последующем растрачивании основных отверстий в сборе с крышкой получают размер h_p . Несовпадение осей отверстий с плоскостью разъема есть замыкающий размер цепочки размеров, в котором накапливаются погрешности размеров H и h_p . Подсчеты показывают, что размеры H и h_p следует выполнять с предельными отклонениями по $h11$.

2. На размер B (рис. 16.53). Если этот размер цепной, то на него задают предельные отклонения по рекомендациям, приведенным на с. 259. В остальных случаях этот размер свободный, выполняемый по $h14$.

3. На размер A_0 (рис. 16.53). При сверлении крепежных отверстий в приспособлениях (накладные кондукторы) или на станках с ЧПУ на размер A_0 устанавливают предельные отклонения примерно $0,1 (D-d)$.

4. На размеры a_1, a_2, \dots межосевых расстояний.

Для корпусов зубчатых и червячных передач предельные отклонения на эти размеры определяют по соотношению

$$T = (0,7 \dots 0,8) f_a,$$

где f_a — предельное отклонение, принимаемое по табл. 15.1 и 15.2 (см. с. 245, 246).

Числовой коэффициент учитывает влияние погрешностей подшипников качения и смещения осей вращения валов вследствие посадочных зазоров.

5. На размеры диаметров резьбовых отверстий (примеры обозначений: M12 — 7H; M16 — 7H).

6. Неплоскостность базовых плоскостей.

Нормы точности по этому параметру принимают по ГОСТ 16162—70. Для корпусов редукторов неплоскостность (рис. 16.53), мм/мм, не более: плоскости A — 0,05/100, плоскости B — 0,01/100, плоскостей Γ — 0,03/100.

7. Взаимная непараллельность (неперпендикулярность) базовых плоскостей. Для корпусов редукторов принимают непараллельность плоскостей A и B и неперпендикулярность плоскостей B и Γ не более 0,05/100 мм/мм.

8. Непараллельность осей отверстий для подшипников базовым поверхностям. Базовыми поверхностями являются основание корпуса и боковая стенка, кромка или другая поверхность, параллельная осям основных отверстий. Иногда вместо боковой стенки (кромки) за базовые принимают два точно выполненных крепежных отверстия в основании корпуса, от которых координируют оси основных отверстий. Допуск на непараллельность осей отверстий в общем случае определяют по результатам расчета размерных цепей.

Для корпусов редукторов принимают непараллельность осей (рис. 16.53) на ширине B :

к плоскости A — в пределах допуска на размер h_p ;

к линии $a-a$ — в пределах допуска на размер A_0 .

9. Непараллельность T_x и перекос T_y основных отверстий на ширине B корпуса. Приближенно их вычисляют по формулам:

$$T_x = (0,3 \dots 0,4) f_x B/b,$$

$$T_y = (0,3 \dots 0,4) f_y B/b,$$

где f_x, f_y — допуск по ГОСТ 1643—72, табл. 8, для передачи; b — ширина зубчатого колеса. Числовой коэффициент имеет тот же смысл, что и выше.

Значение T_x должно удовлетворять условию

$$T_x \leq 0,8 f_a.$$

Предельное отклонение f_a определяют по табл. 15.1.

10. Неperпендикулярность осей основных отверстий к базовым плоскостям. Предельные отклонения определяют расчетом (см. с. 266).

11. Несоосность основных отверстий относительно их общей оси (с. 261).

12. Нецилиндричность основных отверстий. Нормы точности прини-

мают: при установке подшипников качения — не более $0,3TD$, в остальных случаях — не более $0,4TD$, где TD — допуск размера отверстия.

13. Предельные отклонения угла между осями отверстий для опор валов конических зубчатых колес

$$\Delta\varphi = (0,7 \dots 0,8) E_{\Sigma} L_{\kappa}/R,$$

где E_{Σ} — предельные отклонения для передачи, определяемые по стандарту СТ СЭВ 186—75; R — среднее конусное расстояние; L_{κ} — расстояние от оси отверстий под опоры вала колеса до торца прилива под опоры вала шестерни (рис. 16.54). Числовой коэффициент имеет тот же смысл, что и на с. 306.

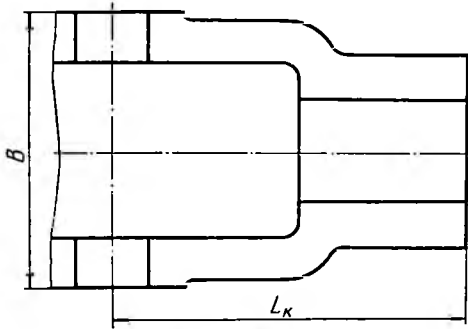


Рис. 16.54

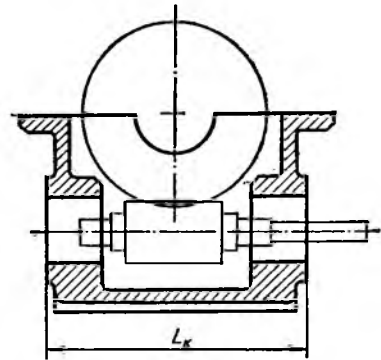


Рис. 16.55

14. Перекос осей отверстий корпуса червячной передачи для опор червяка и вала колеса

$$\Delta y = (0,7 \dots 0,8) f_y L_{\kappa}/b,$$

где f_y — допуск на перекас осей вращения червяка и колеса, который принимают по стандарту СТ СЭВ 311—76; b — ширина червячного колеса; L_{κ} — расстояние между платиками корпуса (рис. 16.55). Числовой коэффициент имеет тот же смысл, что и на с. 306.

15. Предельные смещения осей крепежных отверстий от номинального расположения. Если крепежные отверстия сверлят в кондукторах или на станках с ЧПУ, то допуск T на смещение осей отверстий определяют по формулам:

а) для отверстий в основании корпуса

$$T \approx 0,1 (D - d);$$

б) для остальных отверстий корпуса

$$T \approx 0,2 (D - d),$$

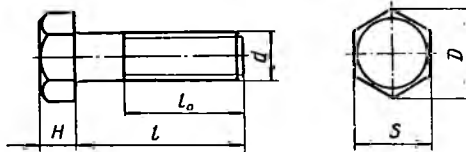
где D — диаметр крепежных отверстий; d — диаметр винтов.

Приложение I

СПРАВОЧНЫЕ ТАБЛИЦЫ

Ниже приведены справочные таблицы болтов, винтов, шайб, штифтов и других деталей, часто применяемых в изделиях машиностроения, а также подшипников и двигателей.

Таблица I.1. Болты с шестигранной уменьшенной головкой (из ГОСТ 7808—70)



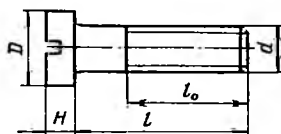
мм

d	S	H	D	l	l_0
8	12	5	13,2	8...100	$l_0 = l$ при $l \leq 25$ $l_0 = 22$ » $l \geq 30$
10	14	6	15,5	10...150	$l_0 = l$ » $l \leq 30$ $l_0 = 26$ » $l \geq 35$
12 ✓	17	7	18,9	14...150	$l_0 = l$ » $l \leq 30$ $l_0 = 30$ » $l \geq 35$
16 ✓	22	9	24,5	20...150	$l_0 = l$ » $l \leq 40$ $l_0 = 38$ » $l \geq 45$
20	27	11	30,2	25...150	$l_0 = l$ » $l \leq 50$ $l_0 = 46$ » $l \geq 55$
24	32	13	35,8	35...150	$l_0 = l$ » $l \leq 60$ $l_0 = 54$ » $l \geq 65$

Размер l в указанных пределах брать из следующего ряда чисел: 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150 мм.

Пример условного обозначения болта диаметром резьбы $d = 12$ мм, длиной $l = 60$ мм: Болт M12 × 60 ГОСТ 7808—70.

Таблица 1.2. Винты с цилиндрической головкой (из ГОСТ 1491—72)

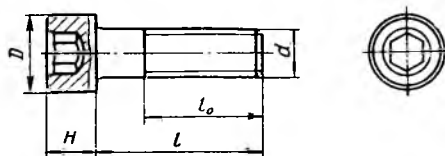


ММ

d	D	H	l	l_0
6	10	4	8...70	$l_0 = l$ при $l \leq 20$ $l_0 = 18$ » $l \geq 25$
8	13	5	12...70	$l_0 = l$ » $l \leq 25$ $l_0 = 22$ » $l \geq 30$
10	16	6	20...70	$l_0 = l$ » $l \leq 30$ $l_0 = 26$ » $l \geq 35$
12	18	7	25...80	$l_0 = l$ » $l \leq 30$ $l_0 = 30$ » $l \geq 35$
16	24	9	30...90	$l_0 = l$ » $l \leq 40$ $l_0 = 38$ » $l \geq 45$
20	30	11	40...120	$l_0 = l$ » $l \leq 50$ $l_0 = 46$ » $l \geq 55$

Размер l в указанных пределах брать из ряда чисел, приведенного в табл. 1.1.
Пример условного обозначения винта диаметром резьбы $d = 12$ мм, длиной $l = 50$ мм: Винт М12 × 50 ГОСТ 1491—72.

Таблица 1.3. Винты с цилиндрической головкой и шестигранным углублением «под ключ» (из ГОСТ 11738—72)



ММ

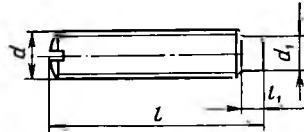
d	D	H	l	l_0
6	10	6	10...60	$l_0 = l$ при $l \leq 20$ $l_0 = 18$ при $l \geq 25$
8	13	8	12...80	$l_0 = l$ » $l \leq 25$ $l_0 = 22$ » $l \geq 30$
10	16	10	16...100	$l_0 = l$ » $l \leq 30$ $l_0 = 26$ » $l \geq 35$
12	18	12	20...120	$l_0 = l$ » $l \leq 30$ $l_0 = 30$ » $l \geq 35$
16	24	16	25...120	$l_0 = l$ » $l \leq 40$ $l_0 = 38$ » $l \geq 45$

d	D	H	l	l_0
20	30	20	30...120	$l_0 = l$ > $l \leq 50$ $l_0 = 46$ > $l \geq 55$
24	36	24	35...120	$l_0 = l$ > $l \leq 60$ $l_0 = 54$ > $l \geq 65$

Размер l в указанных пределах брать из ряда чисел, приведенного в табл. I.1.

Пример условного обозначения винта диаметром резьбы $d = 12$ мм, длиной $l = 40$ мм: *Винт M12 × 40 ГОСТ 11738—72.*

Таблица I.4. Винты установочные с цилиндрическим концом (из ГОСТ 1478—75)



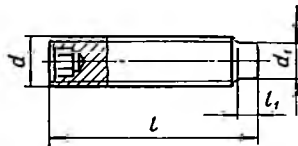
мм

d	6	8	10	12
d_1	4,5	6	7,5	9
l_1	3	4	4,5	6
l	10...35	12...40	12...50	16...50

Размер l в указанных пределах брать из ряда чисел, приведенных в табл. I.1.

Пример условного обозначения винта с цилиндрическим концом диаметром резьбы $d = 10$ мм, длиной $l = 25$ мм: *Винт M10 × 25 ГОСТ 1478—75.*

Таблица I.5. Винты установочные с цилиндрическим концом и шестигранным углублением «под ключ» (из ГОСТ 11075—75)



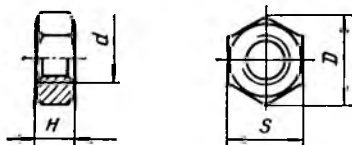
мм

d	10	12	16	20
d_1	7,5	9	12	15
l_1	4,5	6	7,5	7,5
l	14...70	16...80	20...90	25...100

Размер l в указанных пределах брать из ряда чисел, приведенных в табл. I.1.

Пример условного обозначения винта диаметром резьбы $d = 10$ мм, длиной $l = 25$ мм: *Винт M10 × 25 ГОСТ 11075—75.*

Таблица 1.6. Гайки шестигранные с уменьшенным размером «под ключ»
(из ГОСТ 2524—70)

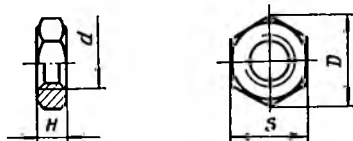


мм

d	8	10	12	16	20	24
S	12	14	17	22	27	32
D	13,2	15,5	18,9	24,5	30,2	35,8
H	6,5	8	10	13	16	19

Пример условного обозначения гайки диаметром резьбы $d = 12$ мм: *Гайка М12*
ГОСТ 2524—70.

Таблица 1.7. Гайки шестигранные низкие с уменьшенным размером «под ключ»
(из ГОСТ 2526—70)

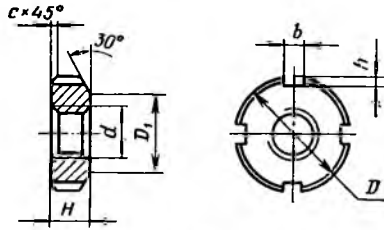


мм

d	8	10	12	16	20	24
S	12	14	17	22	27	32
D	13,2	15,5	18,9	24,5	30,2	35,8
H	5	6	7	8	9	10

Пример условного обозначения гайки диаметром резьбы $d = 12$ мм: *Гайка М12*
ГОСТ 2526—70.

Таблица 1.8. Гайки круглые шлицевые (из ГОСТ 11871—73)

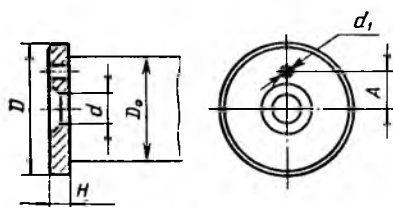


мм

d	Шаг резьбы	D	H	b	h	Число шлицев	D_1	c
20	1,5	34	8	5	2,5	4	27	1,0
22		38						
24		42						
27		45						
30		48						
33		52	10	6	3		39	
36		55						
39		60						
42		65						
45		70						
48	2,0	75	12	8	4	60	1,6	
52		80						
56		85						
60		90						
64		95						
68		100				15		10

Пример условного обозначения гайки диаметром резьбы $d = 64$ мм: Гайка М64×2 ГОСТ 11871—73.

Таблица 1.9. Концевые шайбы (из ГОСТ 14734—69)

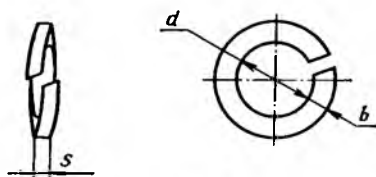


мм

Диаметр вала D_0	D	H	A	a	a_1	Обозначение
24...28	32	5	9,0	6,6	4,5	7019—0622
28...32	36		10,0			0624
32...36	40					0626
36...40	45		12,0			0628
40...45	50		16,0			0630
45...50	56					0632
50...55	63	6	20	9	5,5	0634
55...60	67					0636
60...65	71		25			0638
65...70	75					0640
70...75	85		28			0642
75...80	90					0644

Пример условного обозначения концевой шайбы $D=50$ мм: Шайба 7019—0630 ГОСТ 14734—69.

Таблица 1.10. Шайбы пружинные (из ГОСТ 6402—70)



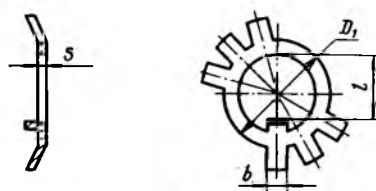
М М

Номинальные диаметры резьбы болта, винта, шпильки	d	$s=b$
6	6,1	1,6
8	8,1	2,0
10	10,1	2,5
12	12,1	3,0
16	16,3	4,0
20	20,5	5,0
24	24,5	6,0

Пример условного обозначения пружинной шайбы для болта, винта, шпильки диаметром резьбы 12 мм из стали 65 Г: Шайба 1265 Г ГОСТ 6402—70.

Таблица 1.11. Стопорные многолапчатые шайбы (из ГОСТ 11872—73)

Развертка



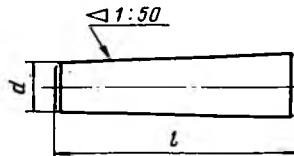
М М

Для резьбы d	D_1	l	s	b
20	27	17	1,0	4,8
22	30	19		
24	33	21		
27	36	24		
30	39	27		

Для резьбы d	D_1	l	s	b
33	42	30	1,6	5,8
36	45	33		
39	48	36		
42	52	39		
45	56	42		
48	60	45		7,8
52	65	49		
56	70	53		
60	75	57		
64	80	61		
68	85	65		9,5

Пример обозначения шайбы для гайки круглой шлицевой с резьбой М64×2
Шайба 64 ГОСТ 11872—73.

Таблица 1.12. Штифты конические (из ГОСТ 3129—70)

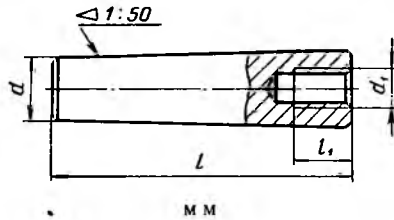


мм

d	6	8	10	12
l	20...110	25...140	30...180	36...220

Размер l в заданных пределах брать из ряда чисел, приведенных в табл. 1.1.
Пример условного обозначения конического штифта $d=10$ мм, $l=60$ мм: Штифт
10×60 ГОСТ 3129—70.

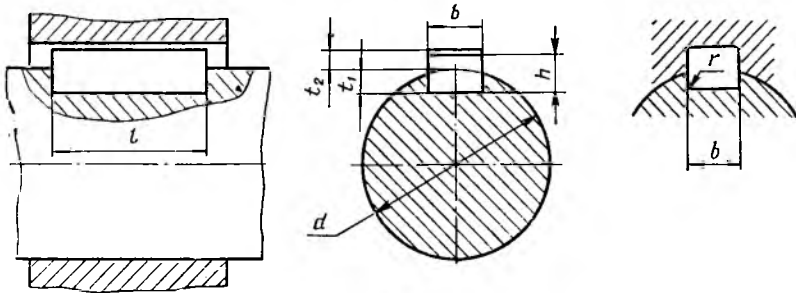
Таблица 1.13. Штифты конические с внутренней резьбой (из ГОСТ 9464—70)



d	8	10	12	16
d_1	M5	M6	M8	M10
l_1	9	10	12	16
l	25...65	30...80	36...100	40...120

Размер l в заданных пределах брать из ряда чисел, приведенных в табл. 1.1.
 Пример условного обозначения конического штифта с внутренней резьбой и размерами штифта $d=10$ мм, $l=60$ мм: Штифт 10×60 ГОСТ 9464—70

Таблица 1.14. Шпонки призматические (из СТ СЭВ 189—75)



мм

Диаметр вала d , св. — до	Сечение и длина шпонки			Глубина пазов		Радиус закругления пазов	
				вал t_1	втулка t_2	$r_{\text{наим}}$	$r_{\text{наиб}}$
17—22	6	6	14...70	3,5	2,8	0,16	0,25
22—30	8	7	18...90	4	3,3		
30—38	10	8	22...110	5			
38—44	12	8	28...140	5,5	3,8	0,25	0,4
44—50	14	9	36...160				
50—58	16	10	45...180	6	4,3		
58—65	18	11	50...200	7	4,4		

Диаметр вала	Сечение и длина шпонки			Глубина пазов		Радиус закругления пазов	
				вал	втулка		
d , св. — до	b	h	l	t_1	t_2	$r_{\text{наим}}$	$r_{\text{наиб}}$
65—75	20	12	56—220	7,5	4,9	0,4	0,6
75—85	22	14	63...250	9	5,4		

Длины призматических шпонок l выбирают из следующего ряда:

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 мм.

Пример обозначения шпонки размерами $b=18$ мм, $h=11$ мм, $l=110$ мм: Шпонка $18 \times 11 \times 110$ СТ СЭВ 189—75.

Таблица 1.15. Соединения шлицевые прямобочные (средняя серия)
(из СТ СЭВ 188—75)

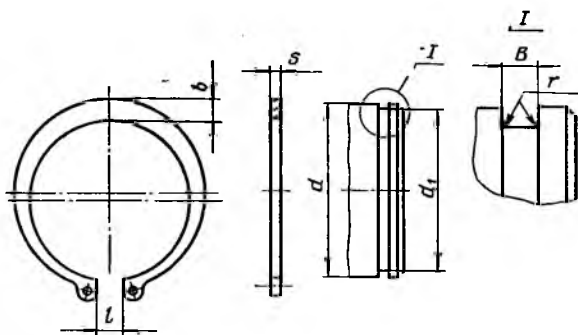
мм

$z \times d \times D$	$6 \times 18 \times 22$	$6 \times 21 \times 25$	$6 \times 23 \times 28$	$6 \times 26 \times 32$
	$6 \times 28 \times 34$	$8 \times 32 \times 38$	$8 \times 36 \times 42$	$8 \times 42 \times 48$
	$8 \times 46 \times 54$	$8 \times 52 \times 60$	$8 \times 56 \times 65$	$8 \times 62 \times 72$

Таблица 1.16. Соединения шлицевые эвольвентные (из СТ СЭВ 269—76)

D	25	28	30	32	35	38	40	42	45	48	50	53	55	58	60	62	65	68	70	72	75	78	80	
$m=1,25$	18	21	22	24	26	29	30	32	34	37	38	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
$m=2,0$	—	—	—	—	16	18	18	20	21	22	24	24	26	28	28	30	31	32	34	34	36	38	—	—
$m=3,0$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	17	18	18	19	20	21	22	22	24	24	25	—

Таблица 1.17. Пружинные упорные плоские наружные эксцентрические кольца (из ГОСТ 13942—68) и канавки для них

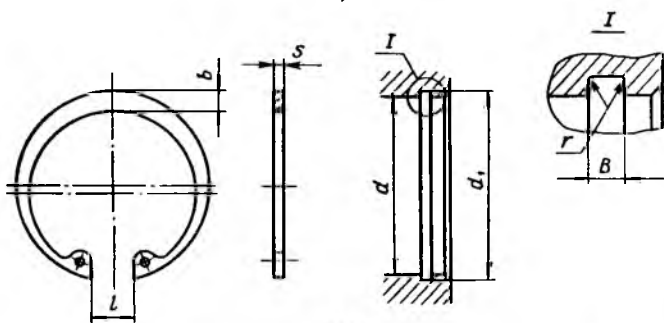


мм

Диаметр вала d	Канавка			Кольцо		
	d_1	B	$r_{\text{наиб}}$	s	b	l
20	18,6	1,4	0,1	1,2	3,2	3
22	20,6					
23	21,5					
24	22,5					
25	23,5					
26	24,5					
28	26,5					
29	27,5					
30	28,5					
32	30,2					
34	32,2	1,9	0,2	1,7	4,4	6
35	33,0					
36	34,0					
37	35,0					
38	36,0					
40	37,5					
42	39,5					
45	42,5					
46	43,5					
48	45,5					
50	47,0	2,2	0,3	2,0	6,0	6
52	49,0					
54	51,0					
55	52,0					
56	53,0					
58	55,0					
60	57,0					
62	59,0					
65	62,0					
68	65,0				2,8	
70	67,0					
72	69,0					
75	72,0					
						8

Пример обозначения кольца для вала диаметром $d = 30$ мм: Кольцо 30 ГОСТ 13942—68.

Таблица 1.18. Пружинные упорные плоские внутренние эксцентрисические кольца (по ГОСТ 13941—68) и канавки для них

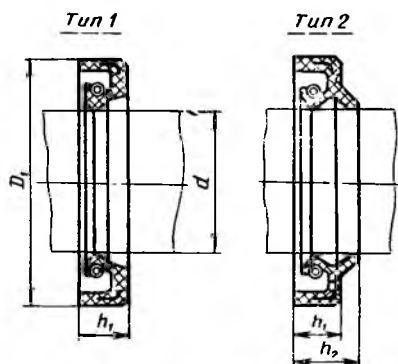


мм

Диаметр отверстия d	Канавка			Кольцо				
	d_1	B	$r_{\text{наиб}}$	s	b	l		
40	42,5	1,9	0,2	1,7	4,2	12		
42	44,5							
45	47,5							
46	48,5							
47	49,5				4,5	14		
48	50,5							
50	53,0				2,2	2,0	5,1	16
52	55,0							
54	57,0							
55	58,0							
56	59,0							
58	61,0							
60	63,0	6,1	18					
62	65,0							
65	68,0							
68	71,0							
70	73,0	2,8	0,3	7,3	20			
72	75,0							
75	78,0							
78	81,0							
80	83,5			8,5	22			
82	85,5							
85	88,5							
88	91,5							
90	93,5					9,7	24	
92	95,5							
95	98,5							
98	101,5							
100	103,5							
102	106							
105	109							
108	112							
110	114							
112	116							
115	119							
120	124							
125	129							
130	134							

Пример обозначения кольца для отверстия $d = 50$ мм: Кольцо 50
ГОСТ 13941—68.

Таблица 1.19. Резиновые армированные манжеты для валов (из ГОСТ 8752—70)



М М

Диаметр вала d	D_1		h_1	h_2 , не более	Диаметр вала d	D_1		h_1	h_2 , не более
	1-й ряд	2-й ряд				1-й и 2-й ряды	1-й ряд		
20	40	35	8	12	42	62	65	10	14
		37					68		
		38					62		
		42					65		
21	40	37	8	12	45	65	62	10	14
		42					70		
22	40	35	8	12	48	70	65	10	14
		42					72		
24	40	42	10	14	50	70	72	10	14
		45					75		
25	42	40	8	12	52	75	80	12	16
		45					72		
26	45	40	8	12	55	80	80	12	16
		47					85		
28	—	45	10	14	56	80	75	10	14
		47					82		
30	52	50	10	14	58	85	75	10	14
		45					82		
32	52	47	10	14	60	85	80	10	14
		50					82		
35	58	45	10	14	62	90	80	10	14
		47					85		
36	58	50	10	14	63	90	90	12	16
		55					95		
38	58	52	10	14	65	95	90	10	14
		55					95		
40	60	60	12	16	67	100	90	12	16
		62					95		
40	60	55	12	16	70	100	100	12	16
		58					102		
		62			71				

Пример обозначения манжеты типа I для вала диаметром $d = 50$ мм с наружным диаметром $D_1 = 70$ мм: Манжета 1—50×70 ГОСТ 8752—70.

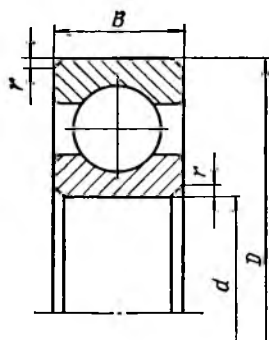
Таблица 1.20. Нормальные линейные размеры (ряды $R_a 20$ и $R_a 40$ по ГОСТ 6636—69)

мм

1,0*	4,0*	17	67	260
1,05	4,2	18*	71*	280*
1,1*	4,5*	19	75	300
1,15	4,8	20*	80*	320*
1,2*	5,0*	21	85	340
1,3	5,3	22*	90*	360*
1,4*	5,6*	24	95	380
1,5	6,0	25*	100*	400*
1,6*	6,3*	26	105	420
1,7	6,7	28*	110*	450*
1,8*	7,1*	30	120	480
1,9	7,5	32*	125*	500*
2,0*	8,0*	34	130	530
2,1	8,5	36*	140*	560*
2,2*	9,0*	38	150	600
2,4	9,5			
2,5*	10*	40*	160*	630*
2,6	10,5	42	170	670
2,8*	11*	45*	180*	710*
3,0	11,5	48	190	750
3,2*	12*	50*	200*	800*
3,4	13	53	210	850
3,6*	14*	56*	220*	900*
3,8	15	60	240	950
	16*	63*	250*	1000*

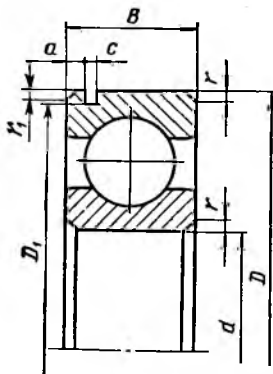
Числа со звездочкой (ряд $R_a 20$) предпочтительнее чисел без звездочки (ряд $R_a 40$).

Таблица 1.21. Шарикоподшипники радиальные однорядные



Легкая серия							Средняя серия						
обозначение	размеры, мм				грузоподъемность, кН		обозначение	размеры, мм				грузоподъемность, кН	
	d	D	B	r	C	C ₀		d	D	B	r	C	C ₀
204	20	47	14	1,6	10	6,3	304	20	52	15	2	12,5	7,9
205	25	52	15		11	7	305	25	62	17		17,6	11,6
206	30	62	16		15	10	306	30	72	19		22	15
207	35	72	17	2	20	14	307	35	80	21	2,5	26	18
208	40	80	18		25	18	308	40	90	23		32	22
209	45	85	19		25	18	309	45	100	25		37	26
210	50	90	20	2,5	27	20	310	50	110	27	3	48	36
211	55	100	21		34	25	311	55	120	29		56	42
212	60	110	22		41	31	312	60	130	31		64	49
213	65	120	23	3,5	45	35	313	65	140	33	3,5	72	56
214	70	125	24		49	38	314	70	150	35		81	64
215	75	130	25		52	42	315	75	160	37		89	72

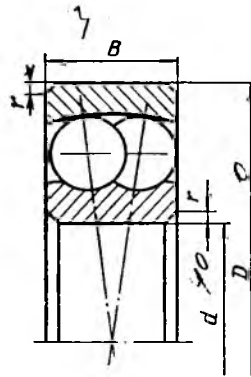
Таблица 1.22. Шарикоподшипники радиальные однорядные со стопорной канавкой на наружном кольце



Легкая серия						Средняя серия					
обозначение	размеры, мм					обозначение	размеры, мм				
	<i>d</i>	<i>D</i> ₁	<i>a</i>	<i>c</i>	<i>r</i> ₁		<i>d</i>	<i>D</i> ₁	<i>a</i>	<i>c</i>	<i>r</i> ₁
50204	20	44,6	2,45	1,3	0,5	50304	20	49,7	2,45	1,3	0,5
50205	25	49,7				50305	25	59,6			
50206	30	59,6	3,25	1,9	0,8	50306	30	68,8	3,25	1,9	0,8
50207	35	68,8				50307	35	76,8			
50208	40	76,8				50308	40	86,8			
50209	45	81,8				50309	45	96,8			
50210	50	86,8				50310	50	106,8			
50211	55	96,8	4,05	2,7	0,8	50311	55	115,2	4,05	2,7	0,8
—	—	—				50312	60	125,2			
50213	65	115,2				4,05	3,1	0,8			
—	—	—	4,90	—	—	50314	70	145,2	4,90	3,1	—
—	—	—				50315	75	155,2			

Примечание. Значения *D*, *B*, *r*, *C* и *C*₀ следует принимать по табл. 1.21 для соответствующего размера подшипника.

Таблица 1.23. Шарикоподшипники радиальные сферические двухрядные



Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН		Факторы нагрузки					
	d	D	B	r	C	C ₀	e	$F_a / F_r < e$		$F_a / F_r > e$		Y ₀
								X	Y	X	Y	

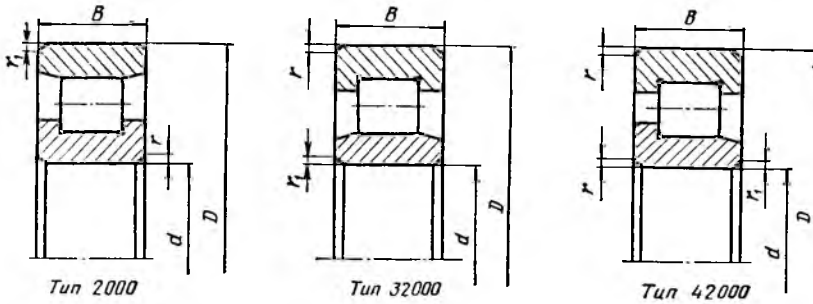
Легкая серия

1204	20	47	14	1,6	7,7	3,2	0,273	1,0	0,65	2,306	3,570	2,416
1205	25	52	15		9,4	4,0	0,271			2,324	3,597	2,435
1206	30	62	16		12	5,9	0,244			2,576	3,987	2,699
1207	35	72	17		12	6,7	0,230			2,737	4,236	2,867
1208	40	80	18	2	15	8,7	0,219			2,870	4,442	3,007
1209	45	85	19		17	9,7	0,212			2,972	4,599	3,113
1210	50	90	20		17,7	11,0	0,214			3,134	4,850	3,283
1211	55	100	21		21	13,6	0,195			3,232	5,002	3,386
1212	60	110	22	2,5	23,8	15,8	0,185			3,407	5,273	3,569
1213	65	120	23		24,4	17,5	0,170			3,705	5,734	3,882
1214	70	125	24		27	19,1	0,179			3,509	5,431	3,676
1215	75	130	25		30	21,8	0,175			3,596	5,566	3,767

Средняя серия

1304	20	52	15	2	9,7	4,0	0,291	1,0	0,65	2,166	3,352	2,269
1305	25	62	17		14,0	6,0	0,279			2,257	3,492	2,364
1306	30	72	19		16,8	7,9	0,256			2,458	3,804	2,575
1307	35	80	21	2,5	20	10,0	0,245			2,570	3,978	2,693
1308	40	90	23		23,3	12,4	0,241			2,614	4,046	2,739
1309	45	100	25		30	16,2	0,248			2,538	3,928	2,659
1310	50	110	27	3	34	17,8	0,235			2,676	4,141	2,803
1311	55	120	29		40	22,9	0,234			2,696	4,173	2,824
1312	60	130	31		45,8	27,0	0,225			2,800	4,334	2,934
1313	65	140	33	3,5	49,2	29,9	0,226			2,785	4,311	2,918
1314	70	150	35		58,6	35,9	0,224			2,813	4,354	2,947
1315	75	160	37		62,4	39,0	0,222			2,837	4,390	2,972

Таблица 1.24. Роликоподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами



Обозначение			Размеры, мм					Грузоподъемность, кН	
Тип			d	D	B	r	r ₁	C	C ₀
2000	32000	42000							

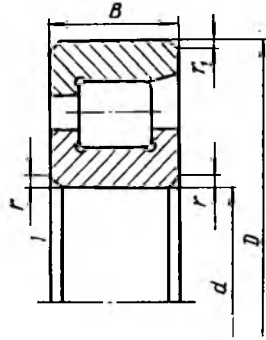
Легкая узкая серия

2204	32204	42204	20	47	14	1,6	1,0	11,9	7,3
2205	32205	42205	25	52	15			2,0	2,0
2206	32206	42206	30	62	16	17,3	11,4		
2207	32207	42207	35	72	17	2,5	2,5	25,6	17,5
2208	32208	42208	40	80	18			33,7	24,0
2209	32209	42209	45	85	19	2,5	2,5	35,3	25,7
2210	32210	42210	50	90	20			38,7	29,2
2211	32211	42211	55	100	21	2,5	2,5	43,7	32,9
2212	32212	42212	60	110	22			54,8	42,8
2213	32213	42213	65	120	23	2,5	2,5	62,1	48,6
2214	32214	42214	70	125	24			61,8	48,6
2215	32215	42215	75	130	25			75,4	61,0

Средняя узкая серия

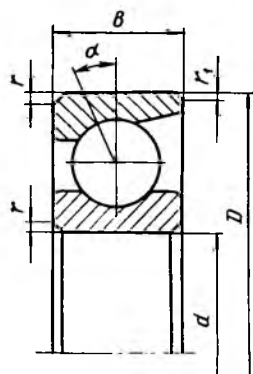
2305	—	42305	25	62	17	2,0	2,0	22,6	14,8
2306	32306	42306	30	72	19			2,5	2,5
2307	—	42307	35	80	21	34,1	23,2		
2308	32308	42308	40	90	23	3,0	3,0	41,0	28,5
2309	32309	—	45	100	25			56,5	40,7
2310	32310	42310	50	110	27	3,5	3,5	65,2	47,5
2311	32311	42311	55	120	29			84,0	62,8
2312	32312	42312	60	130	31	3,5	3,5	100,0	77,2
2313	32313	42313	65	140	33			105,0	80,4
2314	32314	42314	70	150	35			123,0	97,3
2315	32315	42315	75	160	37			142,0	112,0

Таблица I.25. Роликоподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами с одним бортом на наружном кольце



Обозначение	Размеры, мм					Грузоподъемность, кН	
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>r</i> ₁	<i>C</i>	<i>C</i> ₀
Легкая узкая серия							
12204	20	47	14	1,6	1,0	11,9	7,3
12207	35	72	17			25,6	17,5
12208	40	80	18	2,0	2,0	33,7	24,0
12210	50	90	20			38,7	29,2
12211	55	100	21	2,5	2,5	43,7	33,0
12212	60	110	22			45,4	33,3
12213	65	120	23			48,6	50,0
Средняя узкая серия							
12307	35	80	21	2,5	2,0	31,1	23,2
12308	40	90	23		41,0	28,5	
12309	45	100	25	3,0	2,5	56,5	40,7
12310	50	110	27		65,2	47,5	
12311	55	120	29	3,5	3,0	84,0	62,8
12312	60	130	31		94,3	71,3	
12315	75	160	37		3,5	142,0	112,0

Таблица 1.26. Шарикоподшипники радиально-упорные однорядные



Обозначение		Размеры, мм					Грузоподъемность, кН			
							$\alpha=12^\circ$		$\alpha=26^\circ$	
$\alpha=12^\circ$	$\alpha=26^\circ$	<i>a</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>r</i> ₁	<i>C</i>	<i>C</i> ₀	<i>C</i>	<i>C</i> ₀

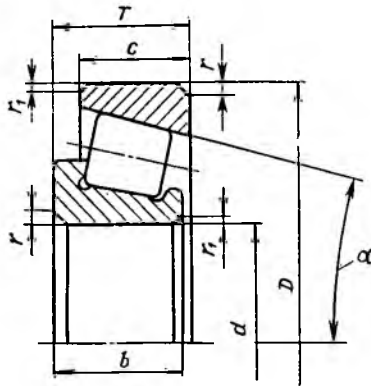
Легкая серия

36204	46204	20	47	14	1,6	0,5	12,3	8,4	11,6	7,8
36205	46205	25	52	15			13,1	9,2	12,4	8,5
36206	46206	30	62	16			18,2	13,3	17,2	12,2
36207	46207	35	72	17	2,0	1,0	24,0	18,1	22,7	16,6
36208	46208	40	80	18			30,6	23,7	28,9	21,7
36209	46209	45	85	19			32,3	25,6	30,4	23,6
36210	46210	50	90	20			33,9	27,6	31,8	25,4
36211	46211	55	100	21	2,5	1,2	41,9	34,9	39,4	32,1
36212	46212	60	110	22			48,2	40,1	45,4	36,8
36213	46213	65	120	23			57,9	51,0	54,4	46,8
36214	46214	70	125	24			63,0	55,9	59,1	51,4
36215	46215	75	130	25			65,6	59,7	61,5	54,8

Средняя серия

—	46304	20	52	15	2,0	1,0	—	—	14,0	9,1
36305	46305	25	62	17			22,0	16,2	21,1	14,9
36306	46306	30	72	19			26,9	20,4	25,6	18,7

Обозначение		Размеры, мм					Грузоподъемность, кН			
							$\alpha=12^\circ$		$\alpha=26^\circ$	
$\alpha=12^\circ$	$\alpha=26^\circ$	a	D	b	r	r_1	C	C_0	C	C_0
36307	46307	35	80	21	2,5	1,2	35,0	27,4	33,4	25,2
36308	46308	40	90	23			41,3	33,4	39,2	30,7
36309	46309	45	100	25			50,5	41,0	48,1	37,7
36310	46310	50	110	27	3,0	1,6	59,2	48,8	56,3	44,8
—	46311	55	120	29			—	—	68,9	57,4
36312	46312	60	130	31	3,5	2,0	83,0	72,5	78,8	66,6
36313	46313	65	140	33			94,1	83,2	89,0	76,4
—	46314	70	150	35			—	—	100,0	87,0

Таблица 1.27. Роликоподшипники конические однорядные $\alpha = 12...16^\circ$ 

Обозначение	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Факторы нагрузки		
	a	D	$T_{\text{наиб}}$	b	c	r	r_1	C	C_0	e	Y	Y_0

Легкая серия

7204	20	47	15,5	14	12	1,6	0,5	19,1	13,3	0,360	1,666	0,916
7205	25	52	16,5	15	13			23,9	17,9	0,360	1,666	0,916
7206	30	62	17,5	16	14			29,8	22,3	0,365	1,645	0,905

Обозначение	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Факторы нагрузки		
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>T</i> _{наиб}	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>r</i>	<i>r</i> ₁	<i>C</i>	<i>C</i> ₀	<i>e</i>	<i>γ</i>	<i>γ</i> ₀
7207	35	72	18,5	17	15	2,0	0,8	35,2	26,3	0,369	1,624	0,893
7208	40	80	20,0	20	16			42,4	32,7	0,383	1,565	0,861
7209	45	85	21,0	19	16	42,7		33,4	0,414	1,450	0,798	
7210	50	90	22,0	21	17	52,9		40,6	0,374	1,604	0,882	
7211	55	100	23,0	21	18	57,9		46,1	0,411	1,459	0,802	
7212	60	110	24,0	23	19	72,2		58,4	0,351	1,710	0,940	
7214	70	125	26,5	26	21	95,9		82,1	0,369	1,624	0,893	
7215	75	130	27,5	26	22	97,6		84,5	0,388	1,547	0,851	

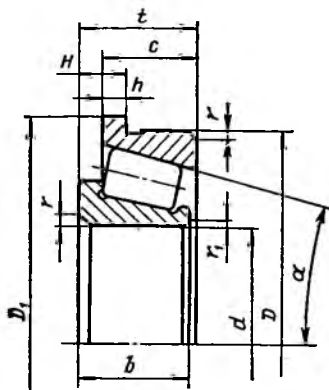
Средняя серия

7304	20	52	16,5	16	13	2,0	0,8	25,0	17,7	0,296	2,026	1,114	
7305	25	62	18,5	17	15			29,6	20,9	0,360	1,666	0,916	
7306	30	72	21,0	19	17	40,0		29,9	0,337	1,780	0,979		
7307	35	80	23,0	21	18	2,5		48,1	35,3	0,319	1,881	1,035	
7308	40	90	25,5	23	20			61,0	46,0	0,278	2,158	1,187	
7309	45	100	27,5	26	22			76,1	59,3	0,287	2,090	1,150	
7310	50	110	29,5	29	23	3,0		1,0	96,6	75,9	0,310	1,937	1,065
7311	55	120	32,0	29	25				102,0	81,5	0,332	1,804	0,99
7312	60	130	34,0	31	27	3,5	1,2	118,0	96,3	0,305	1,966	1,081	
7313	65	140	36,5	33	28			134,0	111,0	0,305	1,966	1,081	
7314	70	150	38,5	37	30			168,0	137,0	0,310	1,937	1,065	
7315	75	160	40,5	37	31			178,0	148,0	0,328	1,829	1,006	

Таблица 1.28. Роликоподшипники конические однорядные с большим углом конуса (обозначения по рис. к табл. 1.27)

Обозначение	Размеры, мм							α , град (прибл.)	Грузоподъемность, кН		Факторы нагрузки			
	a	D	$T_{\text{наиб}}$	b	c	r	r_1		C	C_0	e	Y	Y_0	
27306	30	72	21	19	14	2,0		0,8	26	30	21	0,721	0,833	0,458
27307	35	80	23	21	15		2,5	0,8	28	39,4	29,5	0,786	0,763	0,420
27308	40	90	25,5	23	17		2,5	0,8	28	48,4	37,1	0,786	0,763	0,420
27310	50	110	29,5	29	19		3,0	1,0	28	69,3	54,2	0,797	0,752	0,414
27311	55	120	32	29	21		3,0	1,0	29	72,5	58,9	0,814	0,737	0,504
27312	60	130	34	31	22				25	80,5	62	0,699	0,858	0,472
27313	65	140	36,5	33	23	3,5		1,2	27	89	71,4	0,753	0,796	0,438
27315	75	160	40,5	37	26				29	119	95,1	0,826	0,726	0,400

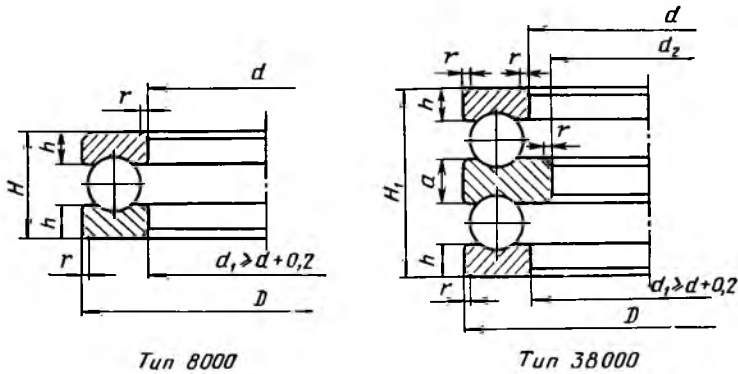
Таблица 1.29. Роликоподшипники конические однорядные с упорным бортом на наружном кольце $\alpha = 13...16^\circ$



Обозначение	Размеры, мм										Грузоподъемность, кН		Факторы нагрузки		
	d	D	D_1	t	b	c	H	h	r	r_1	C	C_0	e	Y	Y_0
67204	20	47	51	15,5	14	12	6,5	3	1,6	0,5	19,1	13,3	0,360	1,666	0,916

Обозначение	Размеры, мм										Грузоподъемность, кН		Факторы нагрузки		
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>D₁</i>	<i>t</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>H</i>	<i>h</i>	<i>r</i>	<i>r₁</i>	<i>C</i>	<i>C₀</i>	<i>e</i>	<i>Y</i>	<i>Y₀</i>
67207	35	72	77	18,5	17	15	7,5	4	2,0	0,8	35,1	26,3	0,369	1,624	0,893
67208	40	80	85	20,0	20	16	8,0	4			42,3	32,7	0,383	1,565	0,861
67510	50	90	96	25,0	23,5	20	10,0	5	2,5	0,8	59,4	54,5	0,421	1,426	0,784
67512	60	110	117	30,0	28	24	12	6			83,8	75,6	0,392	1,528	0,840
67513	65	120	127	33	31	27	12	6			109	98,9	0,369	1,624	0,893

Таблица 1.30. Шарикоподшипники упорные



Обозначение		Размеры, мм								Грузоподъемность, кН	
Тип 8000	Тип 38000	<i>d</i>	<i>d₁</i>	<i>D</i>	<i>H</i>	<i>H₁</i>	<i>a</i>	<i>r</i>	<i>h</i>	<i>C</i>	<i>C₀</i>

Легкая серия

8204	38204	20	15	40	14	26	6	1,0	4	15,8	30,6
8205	38205	25	20	47	15	28	7		4,2	20,4	41,0
8206	38206	30	25	52	16	29	7		4,8	23,0	47,2
8207	38207	35	30	62	18	34	8	1,6	5	31,6	68,0
8208	38208	40	30	68	19	36	9		5,2	37,5	79,9
8209	38209	45	35	73	20	37	9		5,7	39,5	90,5

Обозначение		Размеры, мм								Грузоподъемность, кН	
Тип 8000	Тип 38000	d	d_2	D	H	H_1	a	r	h	C	C_0
8210	38210	50	40	78	22	39	9	1,6	6,3	46,0	105,0
8211	38211	55	45	90	25	45	10		7,1	56,6	129,0
8212	38212	60	50	95	26	46	10		7,3	65,8	155,0
8213	—	65	—	100	27	—	—		8	65,8	153,0
8214	38214	70	55	105	27	47	10		8	65,8	161,0
8215	—	75	—	110	27	—	—		8	68,4	169,0

Средняя серия

8305	—	25	—	52	18	—	—	1,6	5	25,7	49,9
8306	—	30	—	60	21	—	—		6	32,9	67,9
8307	—	35	—	68	24	—	—		7	40,8	85,0
8308	—	40	—	78	26	—	—		7,6	51,3	109,0
8309	—	45	—	85	28	—	—		8,2	59,2	133,0
8310	—	50	—	95	31	—	—		9,1	71,0	164,0
8311	—	55	—	105	35	—	—	2,0	10,1	92,1	217,0
8312	—	60	—	110	35	—	—		10,1	92,1	217,0
8313	—	65	—	115	36	—	—		10,5	104,0	254,0
8314	—	70	—	125	40	—	—		12	120,0	298,0
8315	—	75	—	135	44	—	—		2,5	138,0	346,0

Таблица 1.31. Двигатели закрытые обдуваемые. Технические данные

Тип двигателя	Мощность кВт	Частота вращения, мин ⁻¹	$\frac{M_{\text{пуск}}}{M_{\text{ном}}}$	$\frac{M_{\text{макс}}}{M_{\text{ном}}}$	Тип двигателя	Мощность кВт	Частота вращения, мин ⁻¹	$\frac{M_{\text{пуск}}}{M_{\text{ном}}}$	$\frac{M_{\text{макс}}}{M_{\text{ном}}}$
4A71A2	0,75	2840	2,0	2,2	4A71A6	0,37	910	2,0	2,2
4A71B2	1,1	2810	2,0	2,2	4A71B6	0,55	900	2,0	2,2
4A80A2	1,5	2850	2,1	2,6	4A80A6	0,75	915	2,0	2,2

Тип двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, мин ⁻¹	$\frac{M_{\text{пуск}}}{M_{\text{ном}}}$	$\frac{M_{\text{макс}}}{M_{\text{ном}}}$	Тип двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, мин ⁻¹	$\frac{M_{\text{пуск}}}{M_{\text{ном}}}$	$\frac{M_{\text{макс}}}{M_{\text{ном}}}$
4A80B2	2,2	2850	2,1	2,6	4A80B6	1,1	920	2,0	2,2
4A90L2	3,0	2840	2,1	2,5	4A90L6	1,5	935	2,0	2,2
4A100S2	4,0	2880	2,0	2,5	4A100L6	2,2	950	2,0	2,2
4A100L2	5,5	2880	2,0	2,5	4A112MA6	3,0	955	2,0	2,5
4A112M2	7,5	2900	2,0	2,8	4A112MB6	4,0	950	2,0	2,5
4A132M2	11,0	2900	1,7	2,8	4A132S6	5,5	965	2,0	2,5
4A160S2	15,0	2940	1,4	2,2	4A132M6	7,5	870	2,0	2,5
4A160M2	18,5	2940	1,4	2,2	4A160S6	11,0	975	1,2	2,0
4A180S2	22,0	2945	1,4	2,5	4A160M6	15,0	975	1,2	2,0
4A180M2	30,0	2945	1,4	2,5	4A180M6	18,5	975	1,2	2,0
Синхронная частота вращения 1500 мин ⁻¹					Синхронная частота вращения 750 мин ⁻¹				
4A71A4	0,55	1390	2,0	2,2	4A71B8	0,25	680	1,6	1,7
4A71B4	0,75	1390	2,0	2,2	4A80A8	0,37	675	1,6	1,7
4A80A4	1,1	1420	2,0	2,2	4A80B8	0,55	700	1,6	1,7
4A80B4	1,5	1415	2,0	2,2	4A90LA8	0,75	700	1,6	1,9
4A90L4	2,2	1425	2,1	2,4	4A90LB8	1,1	700	1,6	1,9
4A100S4	3,0	1435	2,0	2,4	4A100L8	1,5	700	1,6	1,9
4A100L4	4,0	1430	2,0	2,4	4A112MA8	2,2	700	1,9	2,2
4A112M4	5,5	1445	2,0	2,2	4A112MB8	3,0	700	1,9	2,2
4A132S4	7,5	1455	2,2	3,0	4A132S8	4,0	720	1,9	2,6
4A132M4	11,0	1460	2,2	3,0	4A132M8	5,5	720	1,9	2,6
4A160S4	15,0	1465	1,4	2,3	4A160S8	7,5	730	1,4	2,2
4A160M4	18,5	1465	1,4	2,3	4A160M8	11,0	730	1,4	2,2
4A180S4	22,0	1470	1,4	2,3	4A180M8	15,0	730	1,2	2,0
4A180M4	30,0	1470	1,4	2,3					

Структура условного обозначения электродвигателей:

4A □ □ □ □ □ □ УЗ

4 — порядковый номер серии;

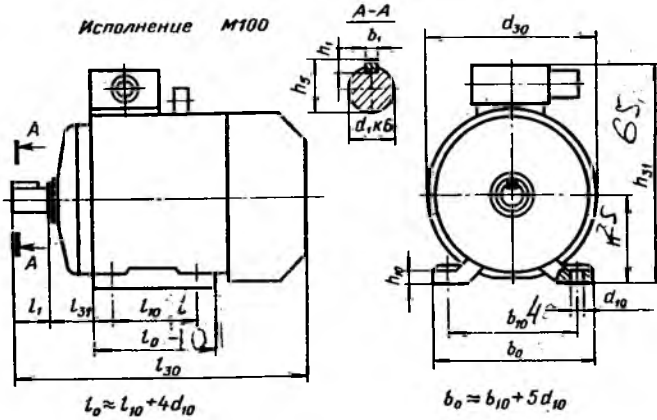
A — вид двигателя (асинхронный),

- □ □ — высота оси вращения (три или две цифры);
- — установочный размер по длине станины (S, M или L);
- — длина сердечника статора (A или B);
- — число полюсов 2, 4, 6 и 8;

УЗ — климатическое исполнение и категория размещения по ГОСТ 15150—69 (в табл. I.31 условно не дано).

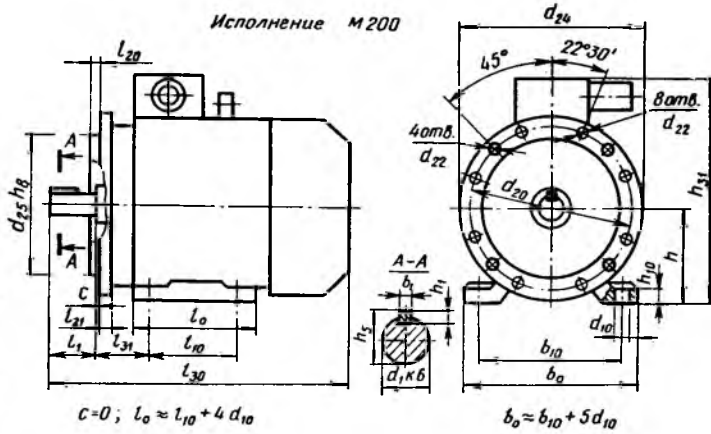
Пример условного обозначения трехфазного асинхронного короткозамкнутого закрытого обдуваемого двигателя четвертой серии со станиной и щитами из чугуна, с высотой оси вращения 112 мм, с установочным размером по длине станины M, четырехполюсного, климатического исполнения У, категории 3: *Двигатель исполнения M200 4A112M4УЗ ГОСТ 19523—74.*

Таблица I.32. Двигатели исполнения M100. Основные размеры, мм (ГОСТ 19523—74)



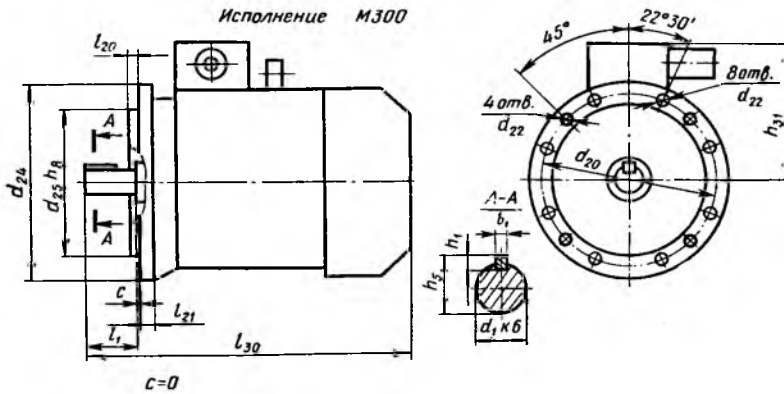
Тип двигателя	Число полюсов	Габаритные размеры			Установочные и присоединительные размеры										
		l_{30}	h_{31}	d_{30}	l_1	l_{10}	l_{31}	d_1	d_{10}	b_1	b_{10}	h	h_1	h_5	h_{10}
4A71	2, 4, 6, 8	285	201	170	40	90	45	19	7		112	71		21,5	9
4A80A		300	218	186		100	50	22		6	125	80	6	24,5	10
4A80B		320	218		50				10						
4A90L		350	243	208		125	56	24			140	90		27	11
4A100S		362	263	235	60	112	63	28		8	160	100	7	31	12
4A100L		392	263												
4A112M		452	310	260		140	70	32	12		190	112		35	
4A132S		480	350	302	80		89	38		10	216	132	8	41	13
4A132M		530	350			178									
4A160S		2	624			178		42			12				45
	4, 6, 8		430	358	110	108	48	15		14	254	160	9	51,5	18
4A160M	2	667			210		42			12			8	45	
	4, 6, 8						48			14			9	51,5	
4A180S	2	662			203		48			14			9	51,5	
	4, 6, 8						55			16			10	59	
4A180M	2	702	470	410	110		48			14			9	51,5	
	4, 6, 8				241	121	55	15		16	279	180	10	59	20

Таблица 1.33. Двигатели исполнения М200. Основные размеры, мм.
(ГОСТ 19523—74)



Тип двигателя	Число полюсов	Габаритные размеры		Установочные и присоединительные размеры																		
		l_{20}	h_{21}	d_{24}	l_1	l_{10}	l_{20}	l_{21}	l_{31}	d_1	d_{10}	d_{20}	d_{22}	d_{25}	b_1	b_{10}	h	h_1	h_5	h_{10}		
4A71	2, 4, 6, 8	285	201		40	90			45	19	7						112	71	21,5	9		
4A80A		300		200			3,5	10					165	12	130	6	125	80	6	24,5	10	
4A80B		320	218		50	100			50	22	10											
4A90L		350	243			125			12	56	24							140	90		27	11
4A100S		362		250		112							215									
4A100L		263		60			4	14	63	28			15	180	8		160	100	7	31	12	
4A112M		392				140			16	70	32	12	26,5		230			190	112		35	1
4A132S		480		80					18	89	38					10		216	132	8	41	13
4A132M		530				178																
4A160S		2	624		350					42			300		250	12					45	
		4, 6, 8		430						48						14				9	51,5	
4A160M		2	667			210	5	15	108	42				19		12	254	160		8	45	18
		4, 6, 8			110											14				9	51,5	
4A180S		2	662			203				48	15											
	4, 6, 8								55						16				10	59	20	
		470	400				18	121				350		300		279	180					
4A180M	2								48						14				9	51,5		
	4, 6, 8	702			241				55						16				10	59		

Таблица 1.34. Двигатели исполнения М300. Основные размеры, мм
(ГОСТ 19523—74)



Тип двигателя	Число полюсов	Габаритные размеры			Установочные и присоединительные размеры									
		l_{30}	h_{37}	d_{24}	l_1	l_{20}	l_{21}	d_1	d_{20}	d_{22}	d_{25}	b_1	h_1	h_5
4A71	2, 4, 6, 8	285	130	200	40	3,5	10	19	165	12	130	6	6	21,5
4A80A		300	138	50	22			24						215
4A80B		320	153			250	4		12	28	15	10	7	
4A90L		350		163	60			14						28
4A100S		362	198			300	80		16	32	265	230	10	
4A100L		392		218	350			18						38
4A112M		452	270			110	5		15	42	300	14	9	
4A132S		480		290	400			18						55
4A132M		530	702			400	18		55	350	300	14	10	
4A160M		2		667	270			110						5
4A160S	4, 6, 8	624	270	110	5	15	42	300	19	12	9	51,5		
	2												624	270
4A180S	4, 6, 8	662	290	400	18	55	350	300	300	14	10	59		
	2												662	290
4A180M	4, 6, 8	702	290	400	18	55	350	300	300	14	10	59		
	2												702	290

Приложение II

ПРИМЕРЫ КОНСТРУКЦИЙ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ СОВРЕМЕННЫХ МАШИН

Рассмотрим ряд конструкций подшипниковых узлов современных машин.

Осевое фиксирование валов в одной опоре (схема I.1, с. 59), широко применяют в станкостроении.

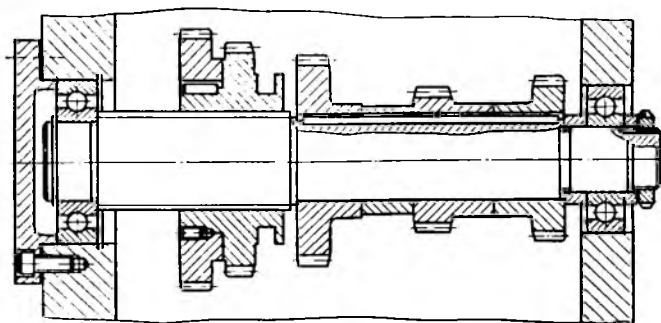


Рис. II.1

На рис. II.1 и II.2 показаны подшипниковые узлы токарных станков Рязанского станкозавода. На рис. II.1 подшипник фиксирующей опоры поджимается крышкой к упорному пружинному кольцу, а на рис. II.2 — к буртику, выполненному в отверстии корпуса.

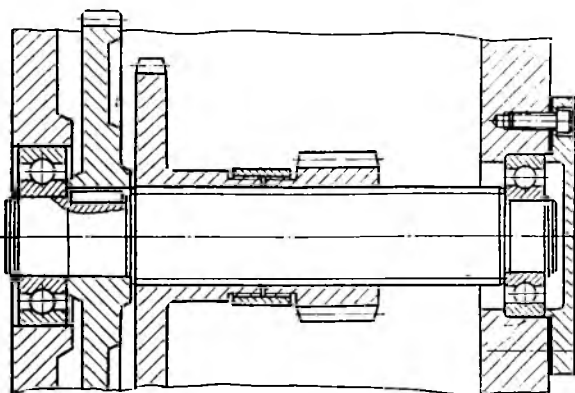


Рис. II.2

Ульяновский завод тяжелых и уникальных станков в фиксирующих опорах валов коробки скоростей продольно-фрезерного станка применяет радиальные шариковые подшипники со стопорной канавкой на наружном кольце (рис. II.3). Крепление к корпусу подшипников фиксирующих опор производят крышками.

Подшипники такого типа очень широко применяют станкостроители вследствие достоинств, которыми они обладают (см. с. 69).

В автомобилях и тракторах также часто применяют осевое фиксирование валов в одной опоре (схема I.1). На рис. II.4 в качестве примера приведена конструкция коробки передач автомобиля.

Осевое фиксирование валов в одной опоре двумя подшипниками или одним сдвоенным подшипником (схема I.2, с. 59) широко применяют для червяков червячных передач и валов конических шестерен, для шпинделей станков и в других случаях. В гл. IV

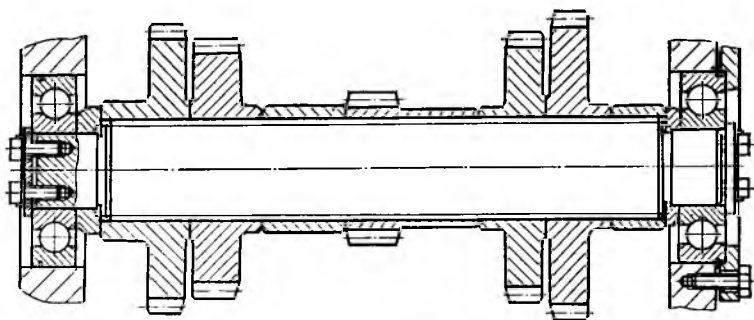


Рис. 11.3

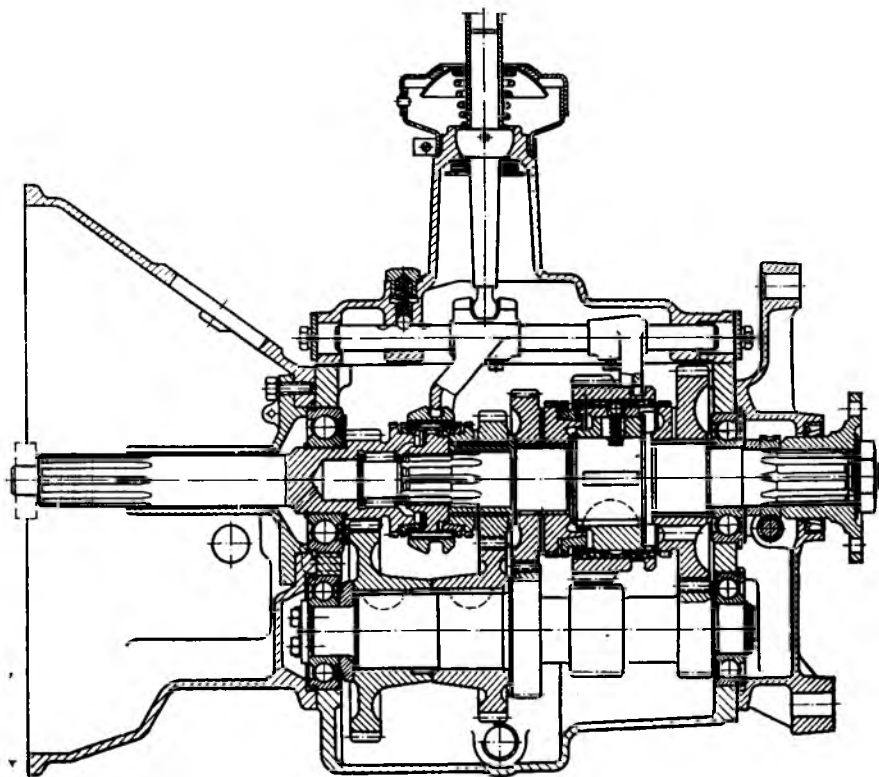


Рис. 11.4

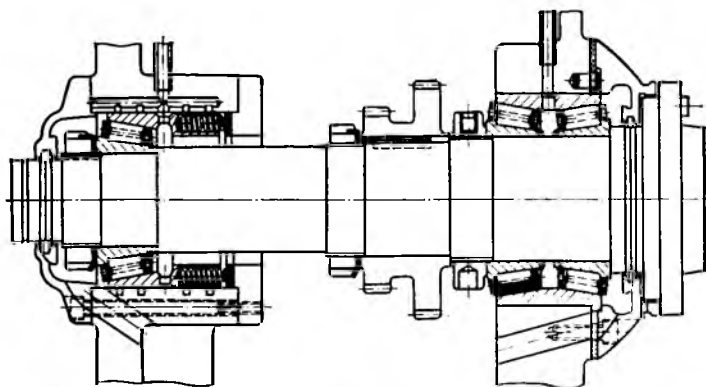


Рис. 11.5

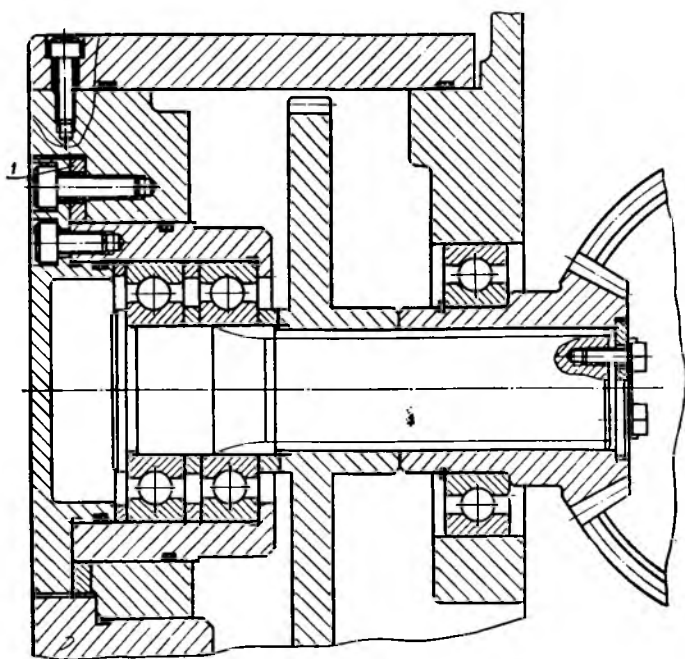


Рис. 11.6

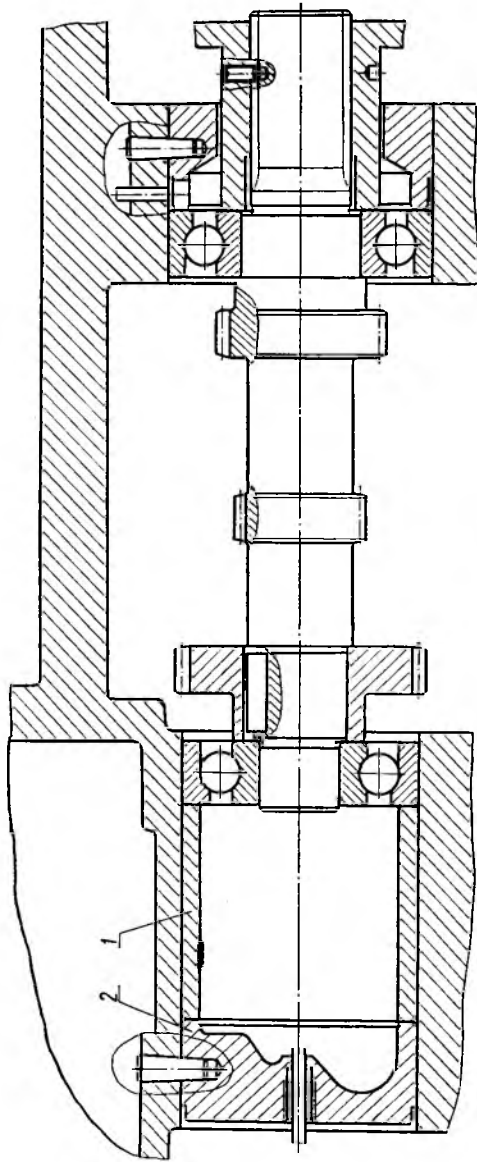


Рис. 11.7

достаточно подробно освещены конструкции опор валов, фиксированных по этой схеме. Здесь в качестве примера (рис. 11.5) можно привести шпиндель токарного станка, установленного на подшипниках фирмы «Гаме». В этой конструкции зазоры плавающей опоры выбирают пружины, расположенные в отверстиях наружного кольца подшипника.

На рис. 11.6 показана конструкция вала конической шестерни, примененная в приводе машины отечественного производства, фиксированного по схеме 1.2. Радиальные шариковые подшипники поставлены с небольшим предварительным натягом. Осевое положение конической шестерни здесь регулируют подшлифовкой двух полуколец 1.

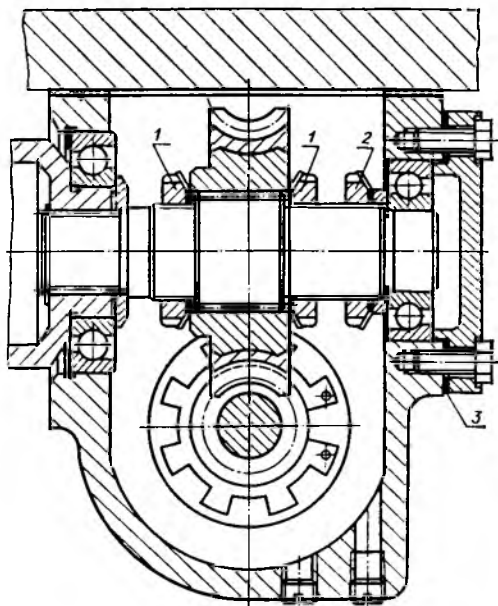


Рис. 11.8

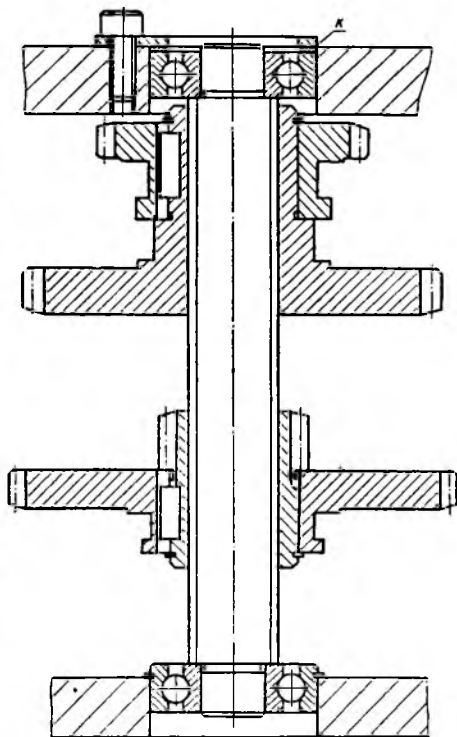


Рис. 11.9

Исключительно широкое применение в различных отраслях машиностроения имеет осевая фиксация валов «враспор» (схема 11.1, с. 59). Так, валы цилиндрических редукторов, валы конических и червячных колес редукторов, как правило, фиксируют от осевых смещений по этой схеме.

В станкостроении также широко применяется осевое фиксирование валов по той же схеме. В качестве примера приведем несколько исполнений валов, взятых из современных конструкций станков.

На рис. 11.7 показан вал коробки скоростей расточного станка Ленинградского завода имени Свердлова. Регулирование опор вала производят осевым смещением стакана 1 и пробки-заглушки 2. Предварительно производят осевую установку вала, чтобы совместить зацепляющиеся зубчатые колеса. После нахождения оптимального положения вала регулируют подшипники, после чего коническим штифтом стопорят заглушку 2.

Вал червячного колеса в приводе подачи стола металлорежущего станка (рис. 11.8) также зафиксирован от осевых смещений по схеме «враспор». Регулирование подшипников производят гайкой 2 или подбором компенсаторных прокладок 3, регулирование осевого положения червячного колеса — гайками 1.

На рис. 11.9 показан вертикально расположенный вал коробки скоростей сверлильного станка мод. 2Н125 станкозавода имени Ленина (г. Стерлитамак). Оригинальным является применение шарикового радиального подшипника со стопорной канавкой на наружном кольце. Регулирование подшипников производят подбором и при необходимости подшлифовкой компенсаторного кольца К.

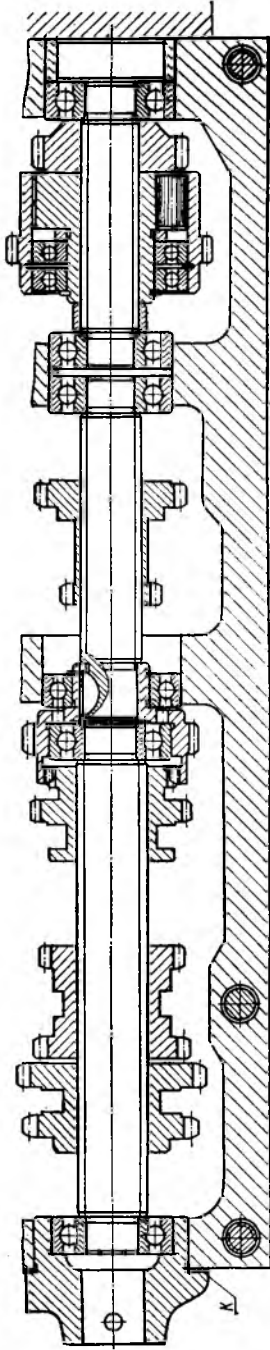


Рис. 11.10

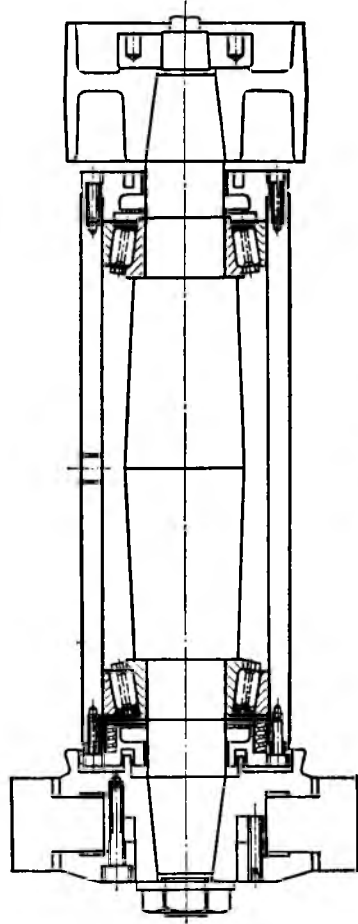


Рис. 11.11

На рис. II.10 показан комплект трех соосно расположенных валов коробки подач токарного станка мод. 16Б2 станкозавода «Красный пролетарий». Оригинальным является то, что подшипники трех валов регулируют одним набором прокладок *К*.

На рис. II.11 опорами шпинделя шлифовальной бабки служат конические роликовые подшипники. Постоянный натяг в опорах создают пружины, расположенные в отверстиях на торце крышки подшипника.

Осевую фиксацию валов «встряжку» (схема II.2, с. 59) очень широко применяют во многих отраслях машиностроения. В редукторах ее используют главным образом в опорах валов конических шестерен. Довольно широко применяют эту схему в станках, в автомобилях и тракторах.

В качестве примера приведем четыре исполнения валов, фиксированных по этой схеме в современных машинах.

На рис. II.12 показан вал червячного колеса привода стола металлорежущего

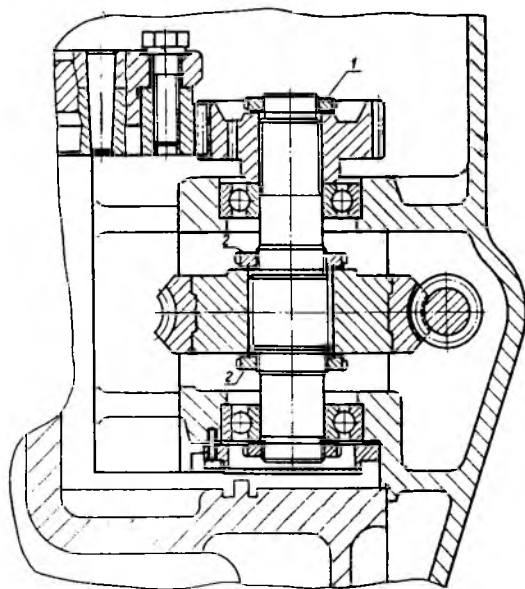


Рис. II.12

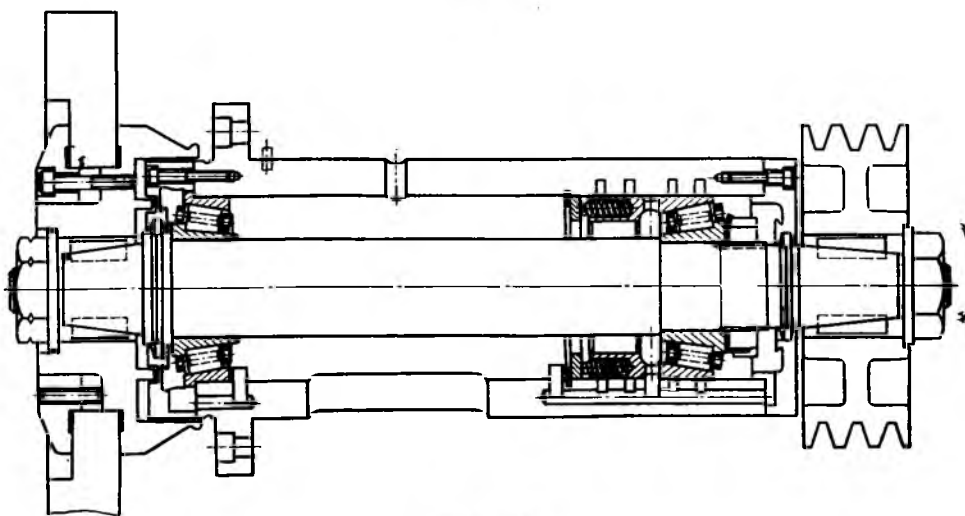


Рис. II.13

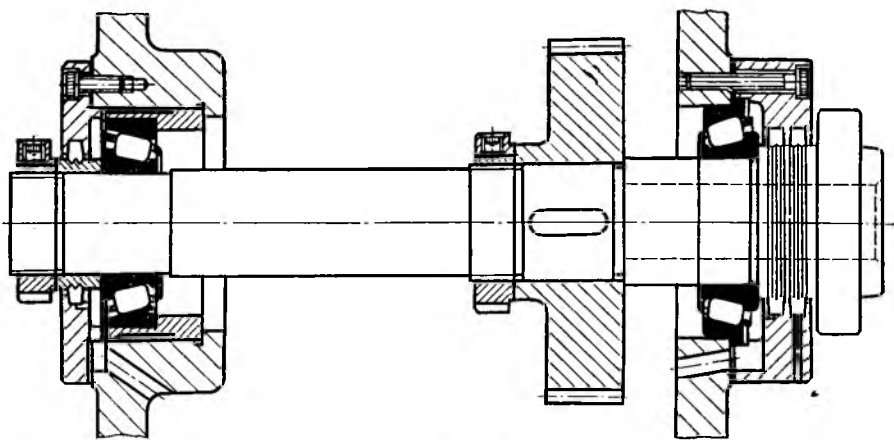


Рис. 11.14

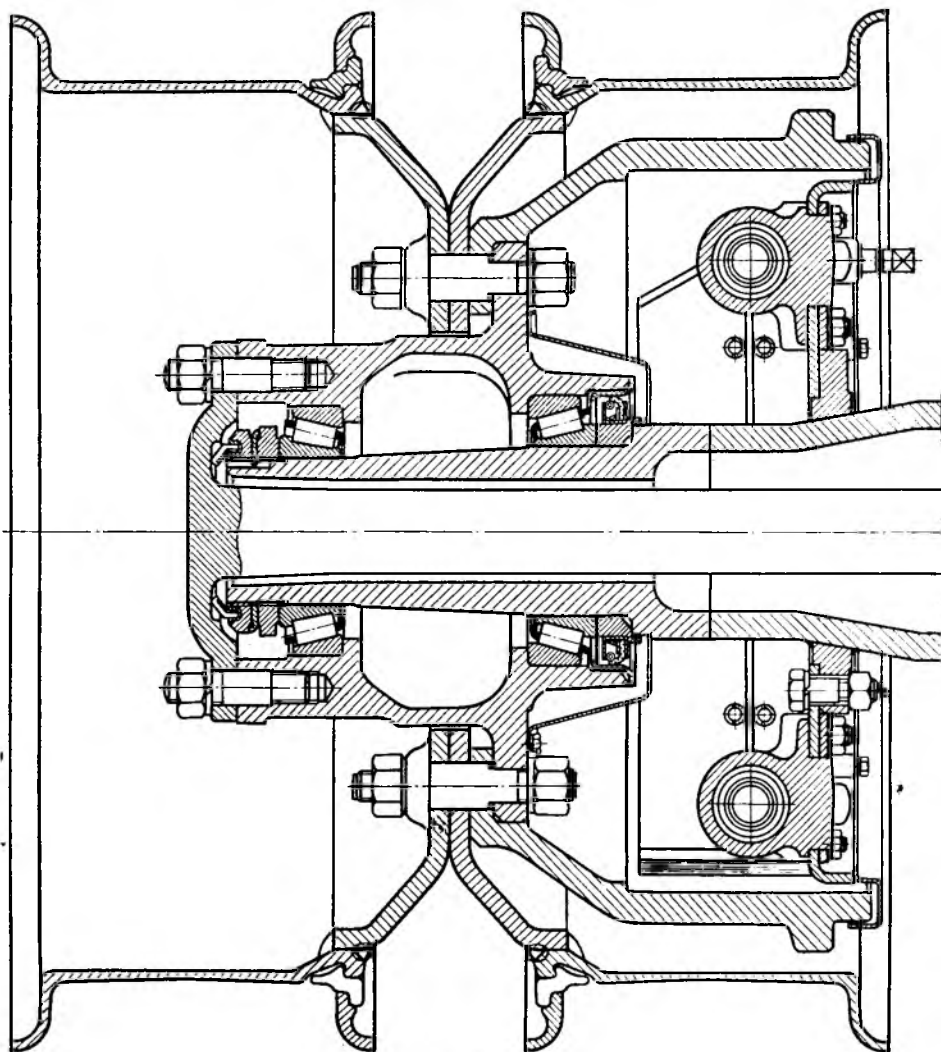


Рис. 11.15

станка. Регулирование опор в этой конструкции производят гайкой 1, а осевое положение червячного колеса — гайками 2.

Шпиндель шлифовальной бабки, показанный на рис. 11.13, также фиксирован от осевых смещений по схеме 11.2. Здесь в задней опоре шпинделя применен конический роликовый подшипник со встроенными пружинами, которые создают постоянный натяг в опорах шпинделя.

Американская фирма «Тимкен» предлагает в качестве типового решения опоры шпинделей станков, фиксированных по схеме «встряжку» (рис. 11.14).

Колеса грузовых автомобилей также, как правило, фиксируют на полуосях по этой схеме (рис. 11.15).

Приложение III

ПРИМЕРЫ КОНСТРУКЦИЙ СОВРЕМЕННЫХ УПЛОТНЕНИЙ ВАЛОВ

Ниже приведены конструкции уплотнений валов современных машин.

Из числа контактных радиальных уплотнений интерес представляют следующие. Уплотнение манжетой с винтовыми канавками на валу (рис. III.1,а). Канавки выполняют на поверхности вала глубиной 0,02 мм. Масло, попавшее в углубление, отбрасывается канавками обратно, внутрь корпуса.

В США широко распространено манжетное уплотнение фирмы «Хайдросил» с винтовыми канавками на валу (рис. III.1,б) глубиной $\approx 0,02$ мм. Число заходов резьбы от 3 до 6.

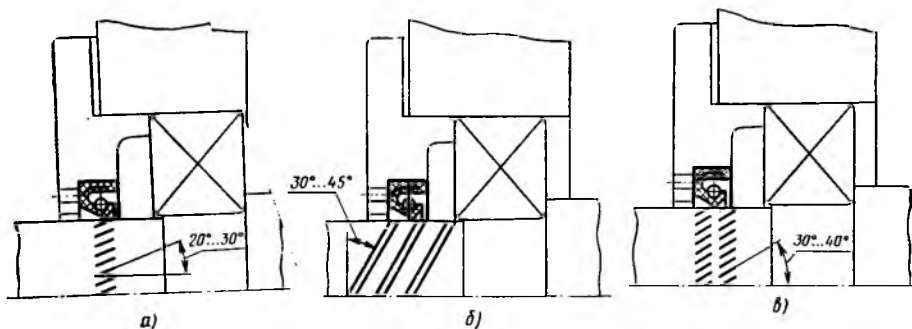


Рис. III.1

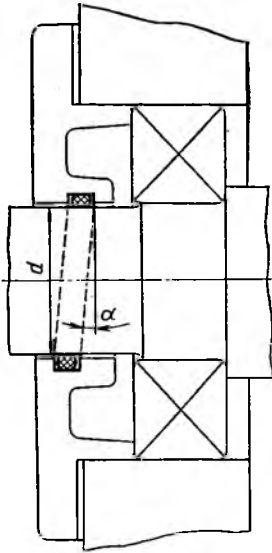
Фирма «Даймлер-Бенц» на тщательно шлифованной и полированной поверхности вала наносит травленые неглубокие риски. Во время работы рабочая кромка манжеты отшлифовывает поверхность вала до полного исчезновения рисков, которые остаются только с двух сторон (рис. III.1,в).

Уплотнения с канавками и рисками можно применять при постоянном направлении вращения вала.

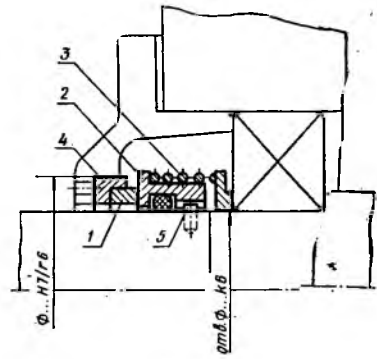
Хороший уплотняющий эффект и большую долговечность создают манжеты в виде наклонно расположенных круглых резиновых колец. Угол наклона манжеты выбирают по соотношению $\operatorname{tg} \alpha \geq d_2/d_1$, где d_2 — толщина резинового кольца (рис. III.2). Наклонное расположение манжеты дает условия для отбрасывания масла и для смазки поверхности вала, расположенной под манжетой.

Из числа контактных торцовых уплотнений интерес представляют рассмотренные ниже.

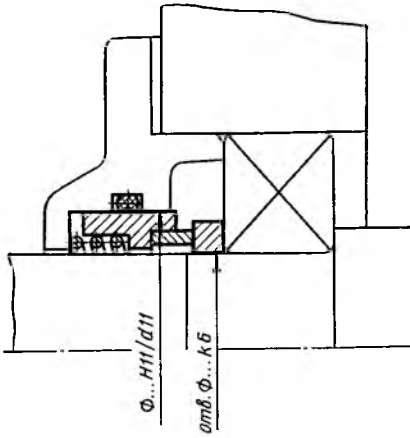
На рис. III.3 показано уплотнение, в котором уплотняющее кольцо 1 вклеено в стальную обойму 4. Этот комплект смонтирован в крышке подшипника на посадке с натягом. Вращающееся с валом стальное кольцо 2 поджимает к уплотняющему кольцу 1 пружина 3. Кольцо 2 сидит на валу с зазором 0,1...0,2 мм, уплотняется резиновым кольцом и имеет возможность самоустанавливаться по торцу кольца 1. Для предотвращения от возможного проворота одно из колец иногда фиксируют штифтом 5, как показано на рис. III.3, хотя трение в статическом состоянии всегда больше, чем между уплотняющими поверхностями.



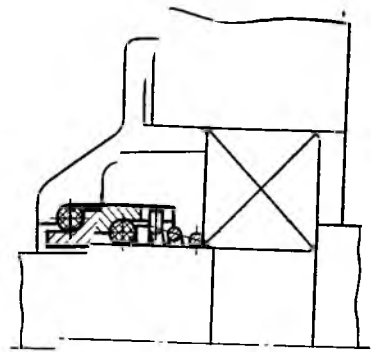
Puc. III.2



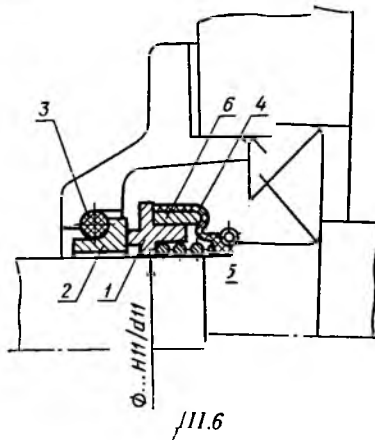
Puc. III.3



Puc. III.4



Puc. III.5



III.6

Торцовое уплотнение, показанное на рис. III.4, проще, чем на рис. III.3, и компактнее в осевом направлении. В нем только одна деталь вращается вместе с валом, а остальные детали неподвижны.

На рис. III.5 показано торцовое уплотнение, изготовляемое фирмой «GOETZE» (ФРГ). В этой конструкции статическое уплотнение осуществляют резиновые кольца круглого сечения.

Уплотнение той же фирмы приведено на рис. III.6. В нем статическое уплотнение кольца 2 осуществлено резиновым кольцом 3. Другое статическое уплотнение выпол-

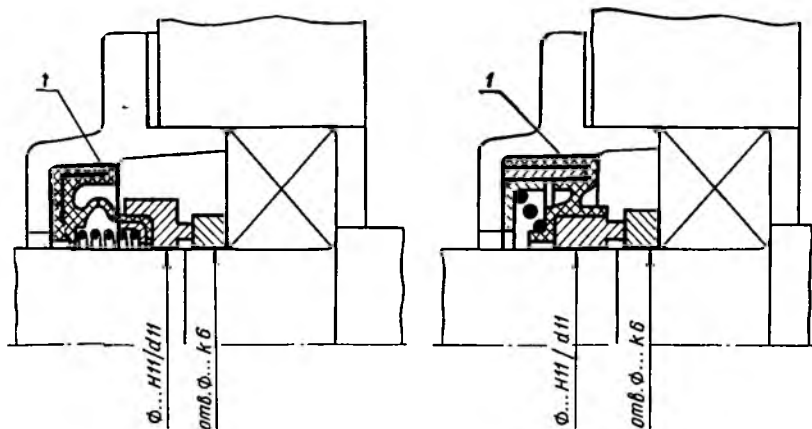


Рис. III.7

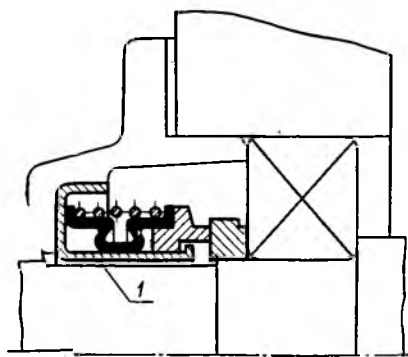


Рис. III.8

нено сильфоном 4, стянутым блетной пружиной 5. Сильфон 4 привулканизован к стальному кольцу 6, в которое посажено на клей уплотняющее кольцо 1.

Два уплотнения фирмы «GOETZE», показанные на рис. III.7, имеют следующие особенности:

1. Статическое уплотнение выполнено сильфонами 1, к которым привулканизованы другие элементы уплотнения.

2. Все уплотнение представляет собой самостоятельный комплект.

Торцовое уплотнение фирмы «Бутман» (ФРГ), показанное на рис. III.8, также представляет собой самостоятельный комплект, заключенный в стальную штампованную обойму 1.

Западно-германская фирма «Цилл» производит простые и достаточно эффективные уплотнения эластичными стальными шайбами, называемыми Nilos. Уплотнение этими шайбами применяют при любой скорости подшипников, при скорости скольжения трущихся поверхностей до 6 м/с. Поджим шайбы 1 производят крышкой или гайкой (см. рис. 7.11, с. 122) или, если это удобно, через кольцо 2 пружинным разрезным кольцом 3 (рис. III.9,а).

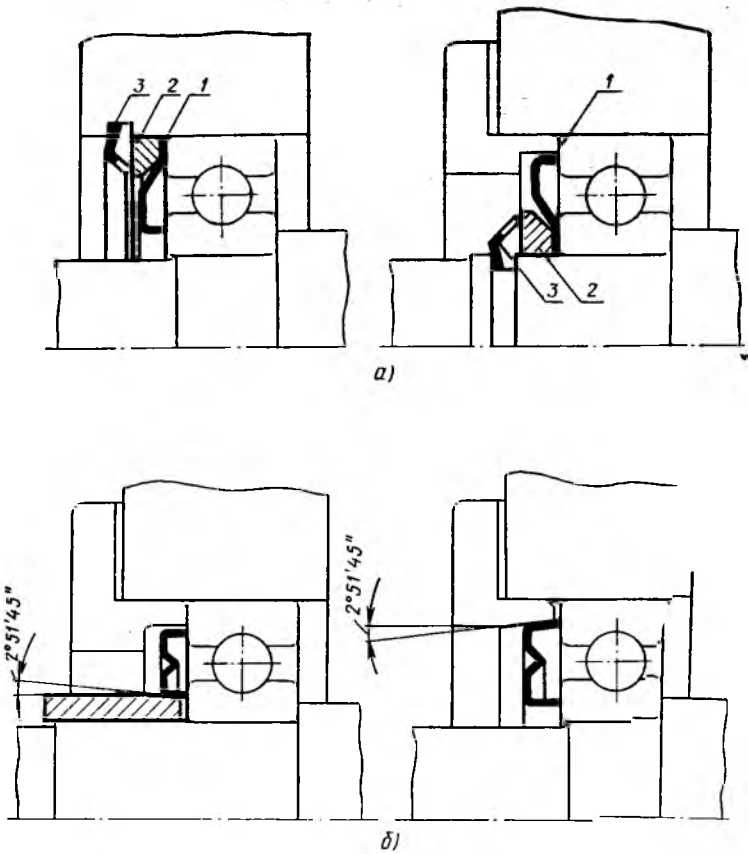


Рис. 111.9

Вместо способа, показанного на рис. 111.9,а, фирма «Цилер» применяет в последнее время посадку эластичных шайб на конусную поверхность втулки или крышки (рис. 111.9,б).

Литература

1. А н у р ь е в В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. М.: Машиностроение, 1973.
2. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Перель Л. Я. Подшипники качения: Справочник. М.: Машиностроение, 1975.
3. В а с и л ь ц о в Э. А. Бесконтактные уплотнения. Л.: Машиностроение, 1974.
4. В е р ш и н с к и й С. В., В и н о к у р о в В. А., З е м з и н В. Н. Проектирование сварных конструкций в машиностроении/Под ред. С. А. Куркина. М.: Машиностроение, 1975.
5. Г о л у б е в А. И. Торцовые уплотнения вращающихся валов. М.: Машиностроение, 1974.
6. Детали машин: Атлас конструкций/ Под ред. докт. техн. наук, проф. Решетова Д. Н. М.: Машиностроение, 1979.
7. Детали машин: Расчет и конструирование. Справочник/Под ред. Н. С. Ачеркана. М.: Машиностроение, т. 1, 1968; т. 2, 1969.
8. Д у н а е в П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин. М.: Высшая школа, 1971.
9. Д у н а е в П. Ф., Л е л и к о в О. П. Расчет перекосов колец подшипников качения. — Вестник машиностроения, 1976, № 2.
10. Д у н а е в П. Ф., В а р л а м о в а Л. П., Л е л и к о в О. П. Методика расчета упругих элементов многопоточных соосных зубчатых передач: МВТУ, 1974.
11. И в а н о в М. Н., И в а н о в В. Н. Детали машин. Курсовое проектирование. М.: Высшая школа, 1975.
12. И о с и л е в и ч Г. Б., Ш а р х о в с к и й Ю. В. Затяжка и стопорение резьбовых соединений. М.: Машиностроение, 1971.
13. Ковка и объемная штамповка стали: Справочник. М.: Машиностроение, т. 1, 1967.
14. К у д р я в ц е в В. Н., Д е р ж а в е ц Ю. А., Г л у х а р е в Е. Г. Конструирование и расчет зубчатых редукторов. М.: Машиностроение, 1971.
15. М а к а р о в Г. В. Уплотнительные устройства. М.: Машиностроение, 1973.
16. О р л о в П. И. Основы конструирования. М.: Машиностроение, т. 1, 1968, т. 2, 1972.
17. Основы конструирования машин: Атлас конструкций/Под ред. докт. техн. наук, проф. Д. Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1967.
18. П о л я к о в В. С., Б а р б а ш И. Д. Муфты. Л.: Машиностроение, 1973.
19. П о л я к о в В. С., Б а р б а ш И. Д., Р я х о в с к и й О. А. Справочник по муфтам. Л.: Машиностроение, 1974.
20. П о н о м а р е в С. Д., Б и д е р м а н В. Л., Л и х а р е в К. К. Расчеты на прочность в машиностроении/Под ред. докт. техн. наук, проф. С. Д. Пономарева. М.: Машгиз, т. 1, 1956, т. 2, 1958.
21. П о т у р а е в В. Н. Резиновые и резино-металлические детали машин. М.: Машиностроение, 1966.
22. П р о н и н Б. А., Р е в к о в Г. А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи. М.: Машиностроение, 1967.
23. Р е ш е т о в Д. Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1974.
24. Р и в и н Е. Н. Сравнительная оценка конструкций соединительных муфт. — Вестник машиностроения, 1972, № 7.
25. С е м е н о в Е. Н. Ковка и объемная штамповка. М.: Высшая школа, 1972.
26. С н е с а р е в Г. А. Методические основы конструирования редукторов. М.: Машиностроение, 1974.
27. Ч а с о в н и к о в Л. Д. Передачи зацеплением. М.: Машиностроение, 1969.
28. Ч е р н а в с к и й С. А., И ц к о в и ч Г. М., К и с е л е в В. А. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие. М.: Машиностроение, 1976.

Оглавление

Предисловие	3
Введение	5
Глава I. Порядок выполнения проекта	8
§ 1. Выполнение кинематических расчетов	8
§ 2. Выполнение основных проектных расчетов	10
§ 3. Относительное расположение деталей	10
§ 4. Определение размеров валов	11
§ 5. Составление компоновочных схем	13
1. Компоновка узлов (14). — 2. Общая компоновка изделия (17).	
Глава II. Базирование деталей	20
§ 1. Общие положения	20
§ 2. Определение основной базы при посадках с зазором и переходных	21
§ 3. Базирование деталей по торцам	22
§ 4. Базирование деталей при посадках с натягом	23
Глава III. Конструирование зубчатых, червячных колес и червяков	24
§ 1. Зубчатые колеса	24
1. Цилиндрические зубчатые колеса внешнего зацепления (24). — 2. Цилиндрические зубчатые колеса внутреннего зацепления (29). — 3. Блоки зубчатых колес (31). — 4. Конические зубчатые колеса (31) — 5. Валы-шестерни (34).	
§ 2. Червячные колеса и червяки	36
§ 3. Установка колес на валах	38
1. Сопряжение колес с валом (38). — 2. Осевое фиксирование и осевое крепление колес (39).	
§ 4. Регулирование осевого положения колес	49
1. Основные соображения (49). — 2. Способы регулирования осевого положения колес (51).	
Глава IV. Конструирование узлов подшипников качения	58
§ 1. Выбор типа, размера и класса точности подшипника	58
§ 2. Схемы установки подшипников	59
1. Опоры фиксированных валов (59). — 2. Опоры плавающих валов (62).	
§ 3. Конструктивное оформление опор	63
1. Опоры фиксированных валов (63). — 2. Опоры плавающих валов (80). — 3. Опоры валов конических шестерен (82). — 4. Опоры червяков (89). — 5. Опоры соосно расположенных валов (93). — 6. Опоры валов, расположенные в разных корпусах (94).	
§ 4. Посадки подшипников. Конструктивное оформление посадочных мест валов и корпусов	95
Глава V. Конструирование стаканов и крышек подшипников	99
§ 1. Стаканы	99
§ 2. Крышки подшипников	101
1. Крышки привертные (101). — 2. Крышки закладные (104).	
Глава VI. Конструкции смазочных устройств	105
§ 1. Смазка зубчатых и червячных передач	105
§ 2. Смазка подшипников	107
§ 3. Маслоуказатели и отдушины	112
Глава VII. Конструирование уплотнительных устройств	115
§ 1. Манжетные уплотнения	116
§ 2. Торцовые уплотнения	119
§ 3. Щелевые уплотнения	122
§ 4. Лабиринтные уплотнения	124
§ 5. Центробежные и комбинированные уплотнения	125
Глава VIII. Конструирование валов и осей	126
Глава IX. Конструирование и расчет упругих элементов многопоточных соосных зубчатых передач	132

§ 1. Силовые соотношения	134
§ 2. Материалы упругих элементов и допускаемые напряжения	134
§ 3. Торсионный вал	135
§ 4. Пружины сжатия	136
§ 5. Пакет радиально расположенных пружин	137
Глава X. Конструирование механизмов переключения скоростей.	138
§ 1. Переводные камни и вилки	140
§ 2. Направляющие скалки. Рычаги, оси и рукоятки управления	142
§ 3. Устройства для фиксации подвижных деталей	143
§ 4. Блокировочные устройства	149
§ 5. Однорычажные механизмы переключения скоростей	150
Глава XI. Конструирование корпусных деталей и крышек	153
§ 1. Общие рекомендации	153
§ 2. Корпуса редукторов	157
1. Цилиндрические редукторы, выполненные по развернутой схеме (157). —	
2. Цилиндрические соосные редукторы (168). — 3. Конические и коническо-	
цилиндрические редукторы (172). — 4. Червячные редукторы (172).	
§ 3. Корпуса коробок скоростей	176
§ 4. Оформление мест соединения корпуса с фланцем электродвигателя	179
§ 5. Крышки люков	180
§ 6. Сварные корпуса	182
Глава XII. Конструирование шкивов и натяжных устройств	184
§ 1. Выбор типа и основных параметров ременной передачи	184
§ 2. Конструкции шкивов	184
§ 3. Натяжные устройства	188
Глава XIII. Конструирование муфт	191
§ 1. Установка полумуфт на валах	191
§ 2. Несоосность валов	194
§ 3. Компенсирующие муфты	198
1. Зубчатые муфты (198). — 2. Цепные муфты (199). — 3. Кулачково-дисковые	
муфты (200).	
§ 4. Упругие муфты	201
1. Муфты с металлическими упругими элементами (202). — 2. Муфты с резино-	
выми упругими элементами (210).	
§ 5. Сцепные муфты	220
1. Кулачковые муфты (220). — 2. Зубчатые муфты (221). — 3. Фрикционные	
муфты (221). — 4. Обгонные муфты (223).	
§ 6. Предохранительные муфты	225
1. Муфты с разрушающимся элементом (225). — 2. Кулачковые муфты (227). —	
3. Шариковые муфты (229). — 4. Фрикционные муфты (229).	
§ 7. Комбинированные муфты	230
Глава XIV. Конструирование рам и плит. Способы крепления к полу	233
§ 1. Рамы	233
§ 2. Плиты	238
§ 3. Крепление рам и плит к полу цеха	240
Глава XV. Оформление проекта	243
§ 1. Оформление чертежей узлов	243
§ 2. Оформление чертежей приводов	251
§ 3. Составление спецификаций	251
§ 4. Составление расчетно-пояснительной записки	252
Глава XVI. Разработка рабочих чертежей деталей	253
§ 1. Общие положения	253
§ 2. Линейные размеры	255
§ 3. Предельные отклонения размеров	258
§ 4. Предельные отклонения формы и расположения поверхностей	259
§ 5. Предельные отклонения расположения поверхностей деталей под-	
шипниковых узлов	261
§ 6. Шероховатость поверхностей	268
§ 7. Обозначение термической обработки	272
§ 8. Обозначение сварных швов	272
§ 9. Выполнение чертежей типовых деталей машин	276
1. Валы, валы-шестерни, червяки (278). — 2. Зубчатые и червячные колеса	
(285). — 3. Стаканы (300). — 4. Крышки подшипников (302). — 5. Шкивы (303). —	
6. Плиты и рамы (303). — 7. Корпуса редукторов и коробки скоростей (305).	

Приложение I. Справочные таблицы	308
Приложение II. Примеры конструкций подшипниковых узлов современных машин	337
Приложение III. Примеры конструкций современных уплотнений валов	345
Литература	349

Петр Федорович Дунаев

**КОНСТРУИРОВАНИЕ УЗЛОВ
И ДЕТАЛЕЙ МАШИН**

Редактор Т. М. Минаева. Художник В. З. Казакевич. Художественный редактор Н. К. Гуторов. Технический редактор Л. А. Муравьева. Корректор Г. И. Кострикова

ИБ 1052

Изд. № ОТ-278/75. Сдано в набор 21.02.78. Подп. в печать 20.06.78. Т-10140. Формат 70×100/16. Бум. тип. № 2. Гарнитура литературная. Печать высокая. Объем 28,6 усл. печ. л. 23,7. уч.-изд. л. Тираж 125000 экз. Зак. № 180. Цена 95 коп.

Издательство «Высшая школа»,
Москва, К-51. Неглинная ул., д. 29/14

Ярославский полиграфкомбинат Союзполиграфпрома при Государственном комитете Совета Министров СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 150014. Ярославль, ул. Свободы, 97.