

Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Пермский национальный исследовательский
политехнический университет»

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Методические указания к лабораторным работам

Издательство
Пермского национального исследовательского
политехнического университета
2017

УДК 621.81-043.61(072.8)

Д38

Рецензент

д-р техн. наук, профессор кафедры механики
композиционных материалов и конструкций *А.Н. Аношкин*
(Пермский национальный исследовательский
политехнический университет)

Д38 **Детали** машин и основы конструирования : метод. указания к лаб. работам / сост. Е.В. Ташкинова. – Пермь : Изд-во Перм. нац. исслед. политехн. ун-та, 2017. – 112 с.

Приведены краткие теоретические сведения и методические указания к лабораторным работам по дисциплине «Детали машин и основы конструирования».

Предназначено для студентов технических вузов дневной и заочной форм обучения.

УДК 621.81-043.61(072.8)

© ПНИПУ, 2017

СОДЕРЖАНИЕ

1. Зубчатые редукторы	4
Лабораторная работа № 1	22
2. Червячные редукторы	25
Лабораторная работа № 2	43
3. Построение эвольвентных профилей зубьев колес методом обкатки	45
Лабораторная работа № 3	56
4. Подшипники качения	60
Лабораторная работа № 4	78
5. Механические муфты	80
Лабораторная работа № 5	102
Приложение 1	104
Приложение 2	106
Приложение 3	108
Приложение 4	109
Приложение 5	110
Приложение 6	111

1. ЗУБЧАТЫЕ РЕДУКТОРЫ

Назначение редукторов

Зубчатые редукторы – механизмы, состоящие из одной или нескольких зубчатых передач, размещенных в корпусе, и служащие для уменьшения частоты вращения и увеличения вращающего момента (рис. 1.1).

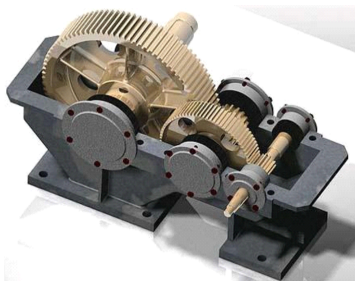


Рис. 1.1. Зубчатый редуктор

Преимущества зубчатых редукторов: малые габариты, высокий КПД (0,94...0,99), высокая нагрузочная способность, долговечность и надежность, простота в эксплуатации, постоянство передаточного отношения.

Недостатки: необходимость высокой точности изготовления, шум при работе на больших скоростях.

Зубчатые редукторы применяются в самых различных отраслях машиностроения, они разнообразны по кинематическим схемам и конструктивному исполнению.

Типы редукторов

Рассмотрим наиболее распространенные схемы редукторов.

Редукторы, состоящие только из одной передачи, называют *одноступенчатыми* (рис. 1.2, а, е), их применяют при передаточных отношениях до 6,3...10.

Многоступенчатые редукторы могут состоять как из нескольких однотипных передач, так и передач разного вида.

Двухступенчатые редукторы целесообразно применять при передаточных отношениях свыше 6,3...12,5. На рис. 1.3 для сравнения показаны схемы одноступенчатого и двухступенчатого цилиндрических редукторов с одинаковым передаточным отношением $i = 10$.

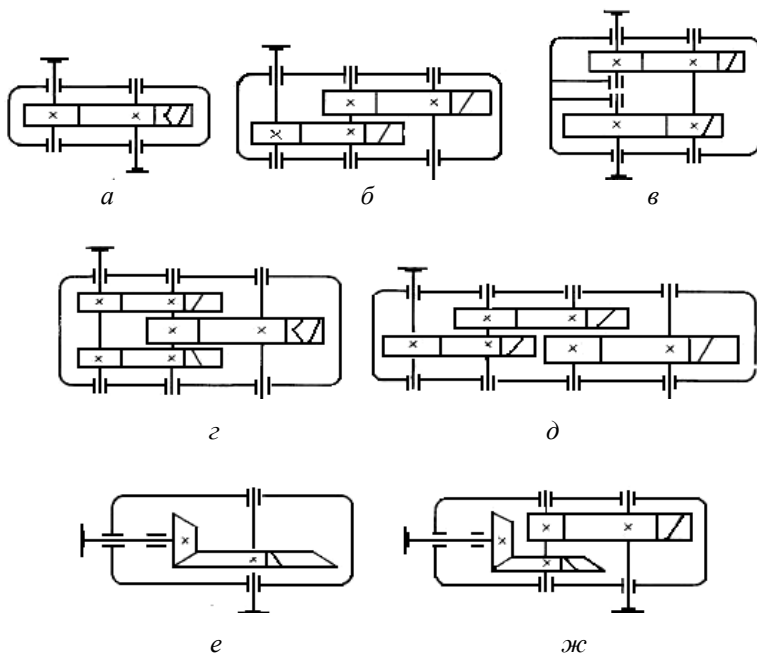


Рис. 1.2. Схемы цилиндрических и конических редукторов

Наибольшее распространение имеют горизонтальные двухступенчатые редукторы с цилиндрическими колесами по развернутой схеме (рис. 1.2, б). Они имеют небольшую ширину, но несимметричное расположение колес относительно опор вызывает неравномерное распределение нагрузки между подшипниками и появление концентрации нагрузки по длине зубьев.

В редукторах с раздвоенной быстроходной ступенью (рис. 1.2, г) опоры расположены симметрично относительно зубчатых колес, благодаря чему достигаются их равномерная загруженность и благоприятное распределение нагрузки по ширине зубчатого венца.

В двухступенчатых цилиндрических редукторах, выполненных по соосной схеме (рис. 1.2, в), геометрические оси ведущего и ведомого валов совпадают, благодаря чему редукторы имеют малые габариты по длине, но увеличенные габариты по ширине.

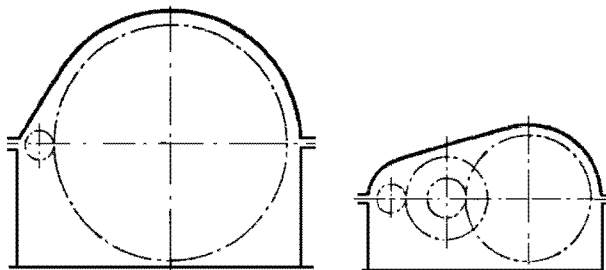


Рис. 1.3. Схемы одноступенчатого и двухступенчатого редукторов

Трехступенчатые редукторы применяют при передаточных отношениях 25...250 (рис. 1.2, *д*).

При необходимости передачи вращения между валами, оси которых пересекаются, применяют конические редукторы (см. рис. 1.2, *е*), а при больших передаточных отношениях – двухступенчатые коническо-цилиндрические (рис. 1.2, *ж*) или трехступенчатые коническо-цилиндрические редукторы.

Зубчатые колеса

Передача движения в зубчатых редукторах осуществляется колесами *цилиндрическими* прямозубыми, косозубыми, шевронными (рис. 1.4, *а–в*) или колесами *коническими* с прямыми, косыми (тангенциальными), круговыми зубьями (рис. 1.4, *г–е*).

Прямозубые цилиндрические колеса (см. рис. 1.4, *а*) применяют при небольших (до 6 м/с) скоростях, небольших нагрузках, а также при необходимости осевого перемещения колес (в коробках передач).

Большую нагрузочную способность и плавность работы имеют зубчатые передачи с *косозубыми* колесами (см. рис. 1.4, *б*). Осевая сила в зацеплении, вызванная наклоном зубьев, передается через валы на опоры – подшипники. Косозубые колеса выполняют с углами наклона зубьев $\beta = 8^\circ \dots 18^\circ$.

В передачах с *шевронными* колесами (см. рис. 1.4, *в*) угол наклона зубьев $\beta = 25^\circ \dots 45^\circ$, однако осевые силы компенсируются противопо-

ложным наклоном зубьев и на подшипники не передаются. Колеса отличаются большей шириной и более трудоемки в изготовлении, их применяют в тяжело нагруженных высокоответственных передачах.

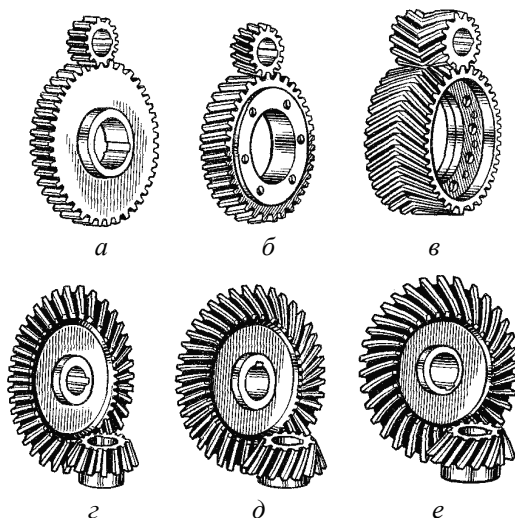


Рис. 1.4. Зубчатые колеса цилиндрические и конические

Конические колеса выполняют с *прямыми* зубьями при окружных скоростях до 3 м/с (см. рис. 1.4, г, д), при скоростях более 3 м/с – с *круговыми* зубьями (см. рис. 1.4, е), которые являются наиболее технологичными.

Конструктивными элементами колеса являются (рис. 1.5, а, б): 1 – зубчатый венец; 2 – обод; 3 – диск; 4 – ступица.

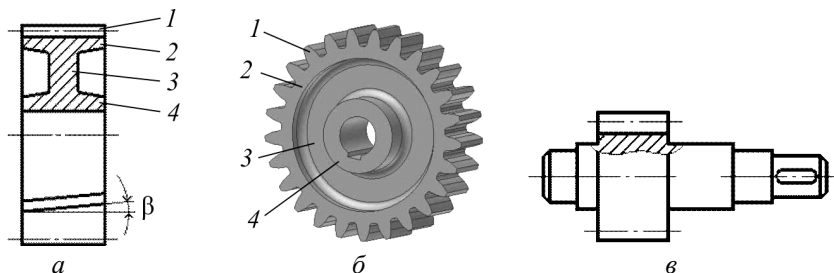


Рис. 1.5. Конструкции зубчатых колес

При небольших диаметрах колеса выполняют за одно целое с валом (*вал-шестерня*) (рис. 1.5, в). Такая конструкция отличается жесткостью, прочностью и технологичностью. Недостатком является необходимость изготавливать вал из того же материала, что и шестерню, часто более качественного и дорогого, чем требуется.

Основными материалами для зубчатых колес являются термически обрабатываемые стали, реже применяются чугуны и неметаллические материалы.

Параметры зубчатой передачи

Основные параметры эвольвентного прямозубого колеса (рис. 1.6): p – окружной шаг; d – диаметр делительной окружности; d_a – диаметр вершин зубьев; d_f – диаметр впадин; b – ширина колеса (зубчатого венца); h – высота зуба.

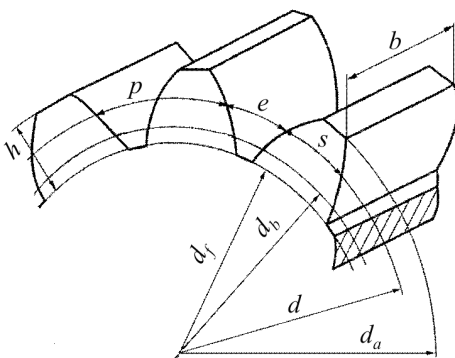


Рис. 1.6. Параметры зубчатого колеса

Модуль зацепления m – величина, в π раз меньшая, чем шаг:

$$m = p/\pi.$$

Для прямозубых колес $d = pz/\pi = mz$, для косозубых колес

$$d = \frac{mz}{\cos\beta},$$
 где β – угол наклона зубьев (см. рис. 1.5, а).

Для обеспечения взаимозаменяемости зубчатых колес значения модулей регламентированы стандартом ГОСТ 9563:

1-й ряд	... 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 60...
2-й ряд	... 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22; 28; 36...

Меньшее колесо зубчатой пары называют *шестерней*, а большее – *колесом*.

Передаточное отношение зубчатой передачи:

$$i = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1,$$

где ω_1 , ω_2 – угловые скорости соответственно шестерни и колеса; z_1 , z_2 – числа зубьев шестерни и колеса.

Для передач без смещения и при суммарном смещении, равном нулю, когда начальные и делительные окружности совпадают, межосевое расстояние определяется по формуле

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}.$$

Остальные зависимости между геометрическими и кинематическими параметрами приведены в бланке отчета к данной работе (приложение 1).

Валы

Валы поддерживают закрепленные на них детали и передают вращающий момент. Они могут быть *гладкими* (рис. 1.7, *а*) или *ступенчатыми* (рис. 1.7, *б*).

Ступенчатая форма вала упрощает сборку, позволяет рационально использовать металл за счет уменьшения размеров менее нагруженных участков, обеспечивая равнопрочность конструкции. Уступы вала служат для фиксации деталей в осевом направлении.

Гладкие валы имеют один номинальный диаметр, а участки под различные детали отличаются допусками размеров и шероховатостью поверхностей.

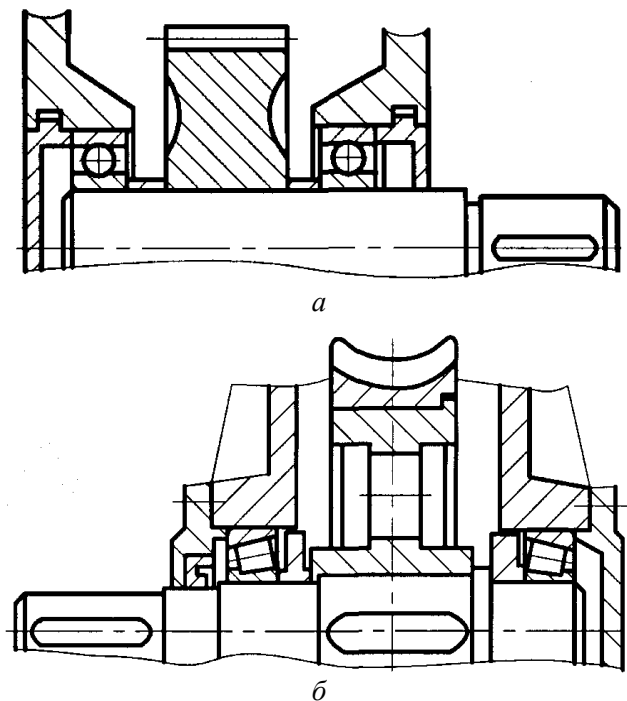


Рис. 1.7. Конструкции валов

Концевые участки валов делают цилиндрическими или коническими. Посадка деталей на конус обеспечивает легкость сборки и разборки, возможность создания любого натяга. Цилиндрические концы валов проще в изготовлении.

Основными материалами валов являются углеродистые и легированные стали благодаря их прочности, большому модулю упругости, способности к упрочнению.

Соединение валов с деталями

Передачу вращающего момента от вала к ступицам деталей осуществляют с помощью соединений вал-втулка: *шпоночных* (рис. 1.8, а), *шлицевых* (рис. 1.8, б), *соединений с натягом* (рис. 1.8, в), *профильных* и др.

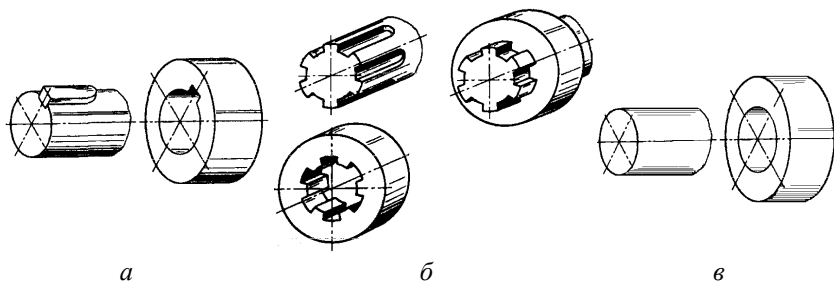


Рис. 1.8. Соединения вал-втулка

Для закрепления деталей в осевом направлении и передачи осевых усилий применяют *уступы вала* (рис. 1.9, а), *распорные втулки* (рис. 1.9, б), *пружинные кольца* (рис. 1.9, в), *штифты*, *установочные винты* (рис. 1.9, г), *концевые шайбы* (рис. 1.9, д), *гайки* (рис. 1.9, е) и другие, либо устанавливают дополнительные кольца (рис. 1.9, ж).

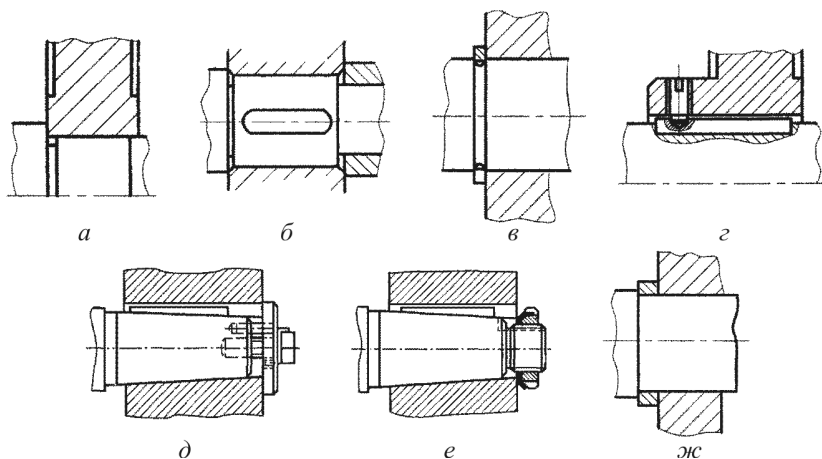


Рис. 1.9. Осевое крепление деталей на валах

Подшипниковые узлы

Опорами валов редукторов являются подшипники качения. Они обеспечивают радиальное и осевое фиксирование валов.

Конструктивное оформление подшипниковых узлов зависит от типа подшипников, схемы их установки, способа смазывания.

По способности фиксировать осевое положение вала различают опоры *фиксирующие* и *плавающие*. В фиксирующих опорах ограничено осевое перемещение вала в одном или обоих направлениях. В плавающей опоре осевое перемещение вала не ограничено в обоих направлениях.

На рис. 1.10, *а, б* опоры 1 – фиксирующие, в них подшипники закреплены как на валу, так и в корпусе, опоры 2 – плавающие, внутреннее кольцо подшипников закреплено на валу, а наружное в корпусе не закреплено, что дает возможность подшипнику перемещаться, например, при тепловых деформациях валов.

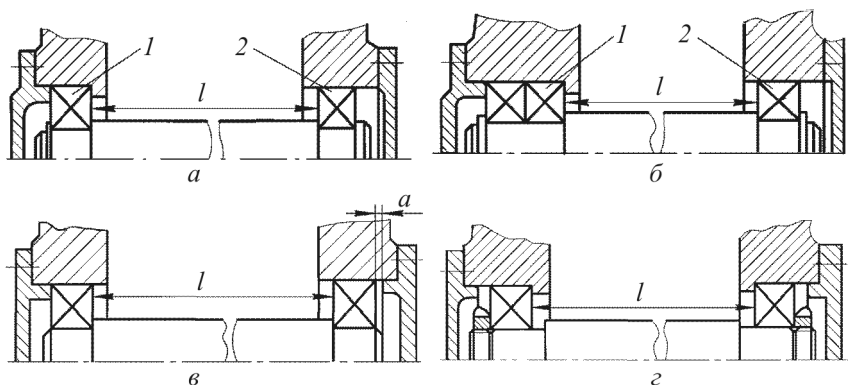


Рис. 1.10. Схемы установки подшипников

На рис. 1.10, *в, г* все опоры – фиксирующие, но перемещение валов в них ограничено только в одном направлении. При установке подшипников по схеме *враспор* (рис. 1.10, *в*) удлинение вала вследствие нагрева приводит к уменьшению зазоров в подшипниках. Чтобы не происходило защемления вала в опорах, предусматривают при сборке осевой зазор *а*, устанавливаемый несколько больше ожидаемой тепловой деформации валов и подшипников.

При установке вала по схеме *вставляжку* (см. рис. 1.10, *г*) тепловые деформации приводят к увеличению зазора в подшипниках. Такая схема обычно применяется для длинных валов.

При одних и тех же габаритных размерах узла схемы различаются расстоянием l между опорами.

Опорами валов цилиндрических редукторов часто являются подшипники шариковые радиальные (рис. 1.11, а) или роликовые конические радиально-упорные (рис. 1.11, б), установленные враспор.

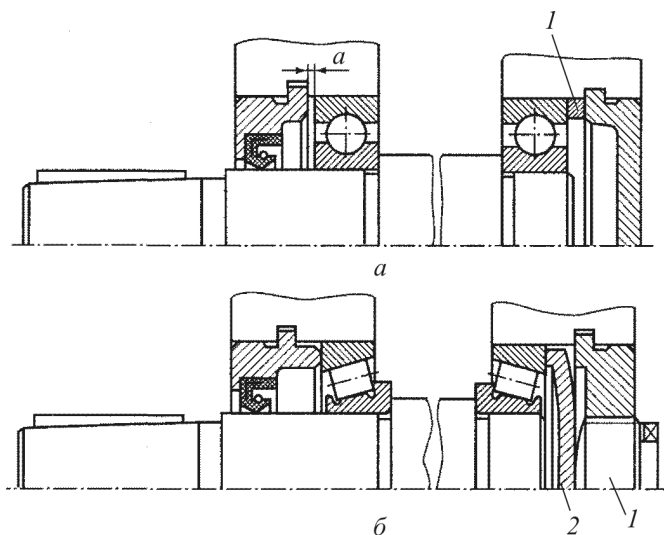


Рис. 1.11. Установка подшипников враспор

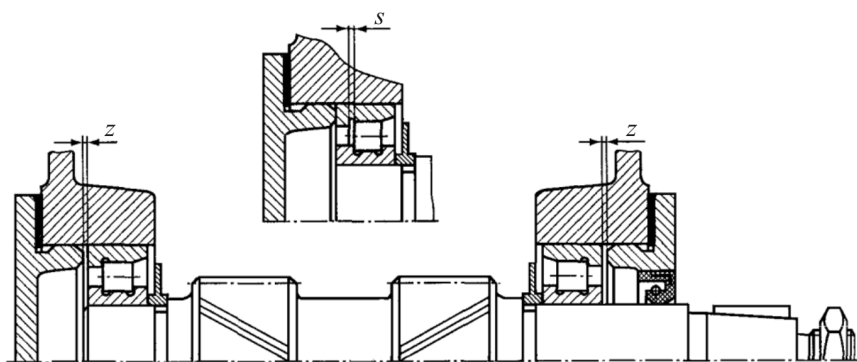


Рис. 1.12. Вал шевронной передачи на плавающих опорах

В редукторах с шевронной передачей один из валов устанавливается на плавающих опорах. В качестве плавающих опор применяют подшипники *радиальные шариковые* или *роликовые*. На рис. 1.12 наружные кольца радиальных роликовых подшипников имеют свободу осевого перемещения на величину зазора z . Между роликами и бортом наружного кольца имеется осевой зазор s , который в процессе работы изменяется в пределах, определяемых точностью изготовления зубчатых колес.

В редукторах с конической передачей для точной фиксации зубчатых колес в осевом направлении валы рекомендуется устанавливать на *радиально-упорных конических роликовых подшипниках* (рис. 1.14).

Регулирование подшипников

Регулирование подшипников заключается в создании оптимальных зазоров между кольцами и телами качения.

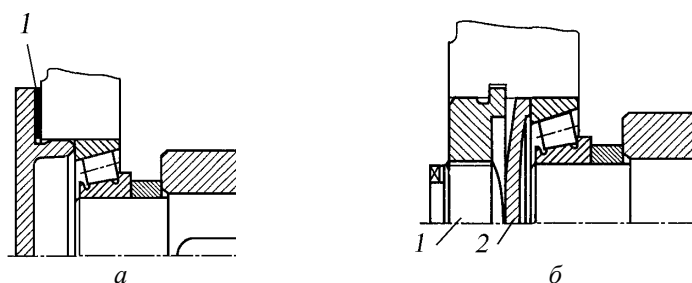


Рис. 1.13. Регулирование подшипников перемещением наружных колец

Наличие зазоров в подшипниках обеспечивает легкое вращение вала, предотвращает защемление тел качения в результате температурных деформаций, а отсутствие зазоров увеличивает сопротивление вращению, но повышает жесткость опор и точность вращения вала, а также улучшает распределение нагрузки между телами качения, повышая несущую способность подшипника.

Регулирование подшипников осуществляется при монтаже перемещением одного из колец относительно другого в осевом направлении и зависит от схемы установки подшипников и способа крепления колец.

Осевое перемещение наружных колец можно производить набором тонких металлических прокладок 1, устанавливаемых под фланец крышки (рис. 1.13, а), или винтом 1 и шайбой 2 (рис. 1.13, б).

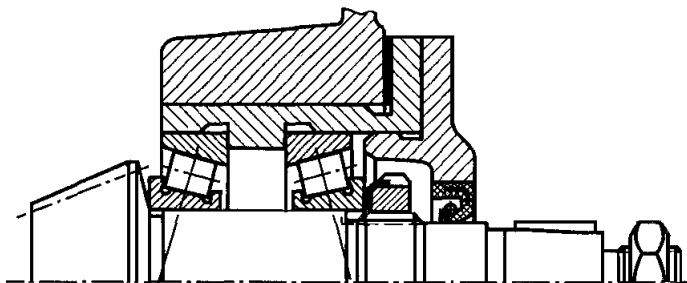


Рис. 1.14. Регулирование подшипников перемещением внутренних колец

Осевое перемещение по валу внутренних колец производится, например, с помощью шлицевой гайки (см. рис. 1.14).

Корпус редуктора

Корпус является опорой деталей узлов редуктора, служит для защиты от загрязнения и создания масляной ванны (рис. 1.15).

Для удобства сборки корпус выполняют разъемным. Плоскость разъема проходит через оси валов. Для обеспечения плотности стыка при сборке ее покрывают тонким слоем *герметика*.

Конструктивным элементом корпуса являются *фланцы*. Для соединения корпуса и крышки их располагают по контуру плоскости разъема редуктора. Фланец имеет ширину, достаточную для свободного размещения головки болта (винта) и поворота ее гаечным ключом.

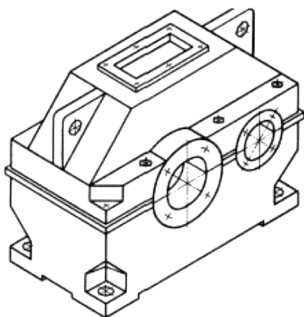


Рис. 1.15. Корпус редуктора

Опорная поверхность корпуса выполняется в виде нескольких *пластиков*, расположенных в местах установки болтов или шпилек.

Для размещения подшипников в корпусе предусмотрены *приливы (бобышки)*. Они вместе с *ребрами* обеспечивают необходимую жесткость корпуса.

Точное положение крышки относительно корпуса достигается с помощью *штифтов*, расположенных на возможно большом расстоянии один от другого.

Корпуса редукторов изготавливают литыми из чугунов СЧ15, СЧ20, а при необходимости ограничения массы – из алюминиевых сплавов. В единичном и мелкосерийном производстве корпуса могут быть выполнены сварными из стали.

Смазывание зубчатых колес и подшипников

Смазывание применяют для снижения трения, уменьшения износа, отвода тепла и продуктов износа от трущихся поверхностей, защиты от коррозии, снижения шума и вибраций.

В редукторах общего назначения применяют *картерный* способ смазывания (рис. 1.16), при котором масло, залитое в корпус, вращающимися колесами разбрызгивается, при этом обеспечивается смазывание зацепления и подшипников.

Картерный способ используется при окружных скоростях колес до 15 м/с. Глубина погружения в масло быстроходного колеса составляет $(0,75 \dots 2) h$, но не менее 10 мм и не более $0,25d_2$, где h – высота зуба, d_2 – диаметр колеса. Колеса конических передач погружают в масло на всю высоту зуба по всей длине (см. рис. 1.16, б). Для смазывания зубчатых колес, расположенных выше уровня масла, применяют специальные смазывающие колеса, свободно вращающиеся на осях (см. рис. 1.16, в).

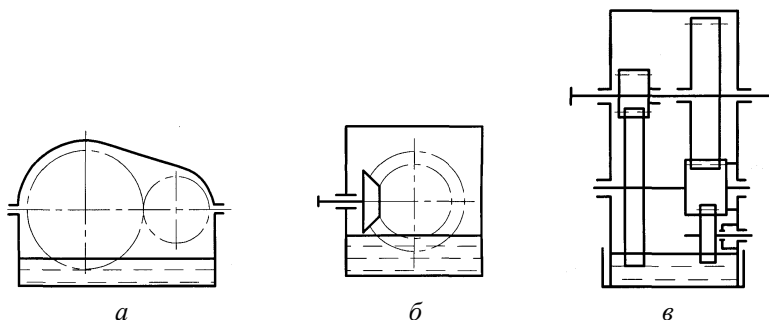


Рис. 1.16. Картерный способ смазывания

При больших окружных скоростях центробежная сила сбрасывает масло с зубьев, и зацепление работает при недостаточном смазывании, вследствие чего возникает необходимость использовать *струйную циркуляционную* смазку через специальные сопла или разбрызгиватели. Этот способ требует сложного устройства смазочной системы и применяется в экономически обоснованных случаях.

Надежное смазывание подшипников разбрызгиванием возможно при окружных скоростях колес более 3 м/с. При меньших скоростях применяют пластичные смазки, которыми заполняют пространство внутри подшипникового узла.

Объем масла назначают из расчета 0,4...0,8 л масла на 1 кВт передаваемой мощности. Вязкость масла выбирают тем выше, чем больше нагрузка и меньше скорость.

Уплотнительные устройства

Уплотнения применяют для предотвращения вытекания смазочного материала и для защиты узлов от попадания извне пыли и влаги. Объектами герметизации являются неподвижные разъемные соединения и подвижные узлы трения.

Для герметизации *неподвижных соединений* применяют прокладки из пластичного или эластичного материала, герметизирующие пасты (герметики) и др. Например, поверхность разъема корпуса и крышки редуктора покрывают тонким слоем герметика.

Прокладки в плоскость разъема не ставят из-за вызываемых ими искажений формы посадочных поверхностей под подшипники и смещения осей отверстий из плоскости разъема. При повторной сборке удаляют остатки герметика предыдущего монтажа.

Уплотнения *подвижных вращательных соединений* подразделяются на бесконтактные и контактные.

К простейшим контактными уплотнениям, которые устанавливают в крышках подшипниковых узлов, относятся фетровые или резиновые кольца (рис. 1.17, *а*), армированные металлическим кольцом резиновые манжеты (рис. 1.17, *б*).

К бесконтактным уплотнениям относятся щелевые (рис. 1.17, *в*) и лабиринтные уплотнения (рис. 1.17, *г*), зазоры в которых заполняют пластичным смазочным материалом. Бесконтактные уплотнения не гарантируют герметичности и применяются для уменьшения утечек жидкости и газа.

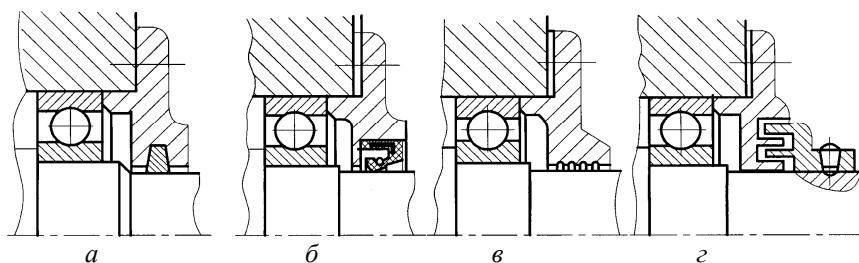


Рис. 1.17. Контактные и бесконтактные уплотнения

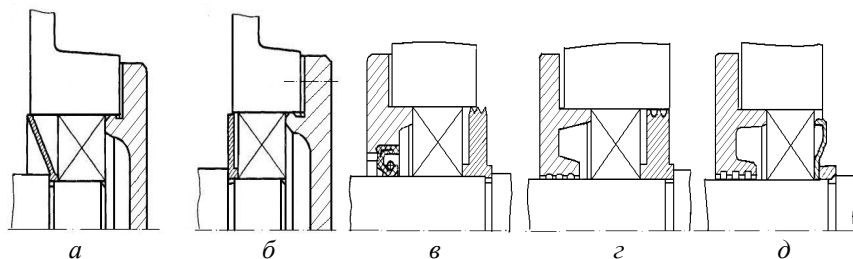


Рис. 1.18. Маслозащитные и мазеудерживающие кольца и шайбы

При смазывании подшипников разбрызгиванием и высоком уровне масла в картере во избежание попадания в подшипник вместе с маслом продуктов износа, а также излишней смазки подшипники защищают *маслозащитными шайбами* (кольцами) (рис. 1.18, а, б).

При смазывании подшипников пластичным материалом полость подшипника отделяют от картера *мазедерживающими кольцами* с круговыми (рис. 1.18, в) или винтовыми (рис. 1.18, г) канавками, *стальными шайбами* с центрирующим кольцом (рис. 1.18, д) и др.

Смазочные устройства

Масло заливают в корпус через смотровое окно или отверстие в верхней части корпуса.

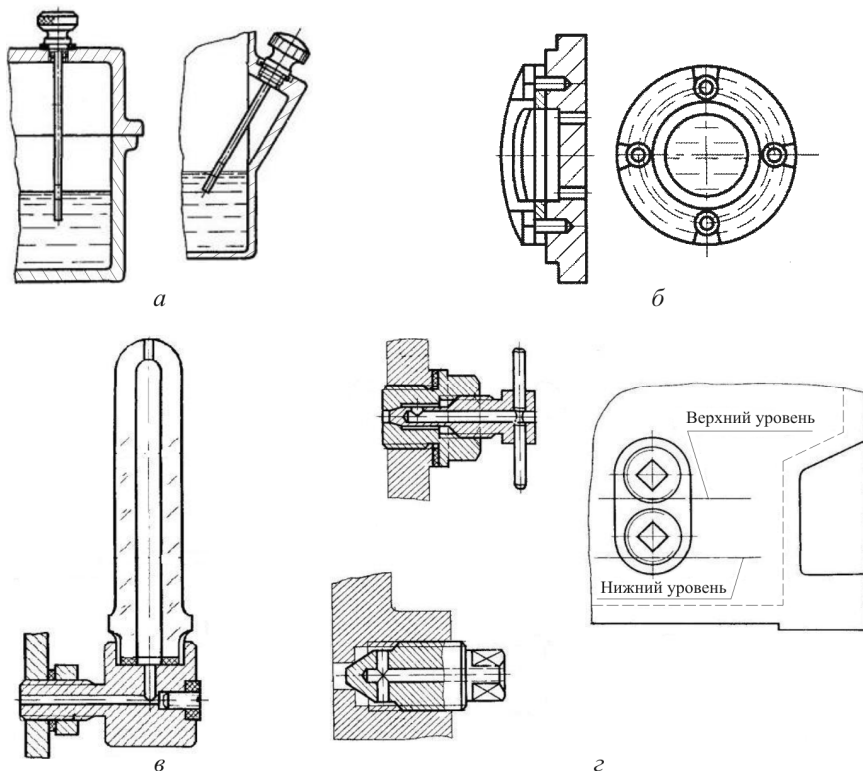


Рис. 1.19. Маслоуказатели

При повышении температуры, вызванном трением, возрастает давление, что приводит к просачиванию масла через уплотнения и стыки. Чтобы избежать этого, устанавливают пробку-отдушину с отверстием в верхней части корпуса.

При работе передач продукты износа постепенно загрязняют масло, с течением времени оно стареет, свойства его ухудшаются, поэтому масло, залитое в картер, периодически меняют. Для замены масла в корпусе предусматривают сливное отверстие.

Для контроля уровня масла в корпусе устанавливают маслоуказатели жезловые (щупы) (рис. 1.19, *а*), круглые (рис. 1.19, *б*), трубчатые (рис. 1.19, *в*) из прозрачного материала или крановые (рис. 1.19, *г*), которые ставят попарно соответственно верхнему и нижнему уровню смазки.

Конструкция редуктора

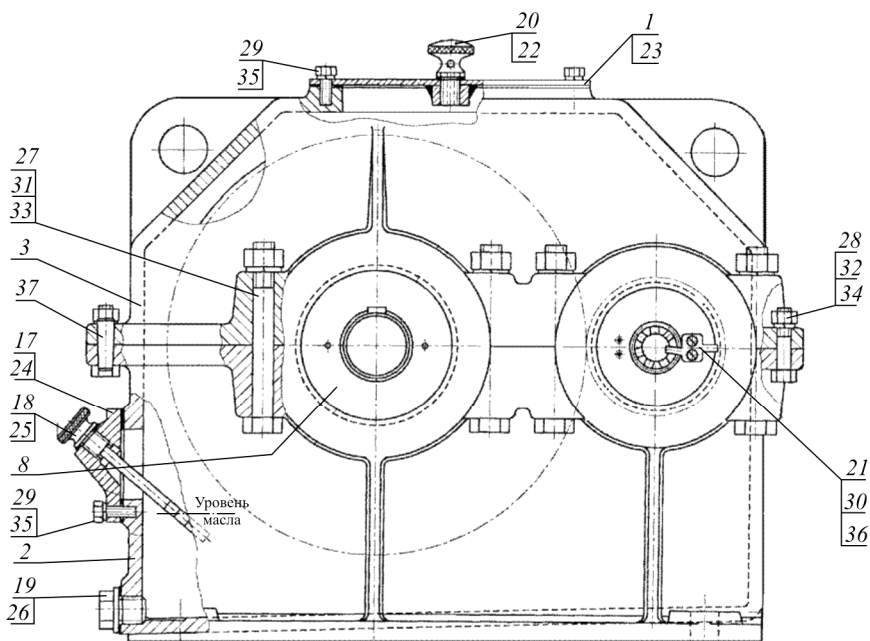
Рассмотрим конструкцию одноступенчатого цилиндрического редуктора (рис. 1.20).

Все детали редуктора размещены в корпусе, который для удобства сборки выполнен разъемным: 2 – основание корпуса, 3 – крышка корпуса. Плоскость разъема расположена горизонтально и проходит через оси валов. Корпус сделан из чугуна с наружным расположением подшипниковых бобышек и фланцев. Для крепления крышки к основанию использованы болты 27, 28 и гайки 31, 32. Пружинные шайбы 33, 34 препятствуют отвинчиванию гаек.

Штифты 37 необходимы для точной фиксации крышки и корпуса при обработке посадочных отверстий и при последующих сборках.

Шестерня 6 установлена на быстроходном валу 5 и закреплена в окружном направлении с помощью шпонки 40, а зубчатое колесо 7 на валу 4 – с помощью шпонки 38. Распорные втулки 14 и 15 препятствуют перемещению колес вдоль вала.

Опорами валов являются радиально-упорные роликовые подшипники 44 и 45, установленные «враспор». Регулирование зазора в подшипниках осуществляется винтами 16 в закладных (врезных) крышках 9 и 10 через нажимные шайбы 12 и 13. Детали 21, 30, 36 служат



A-A

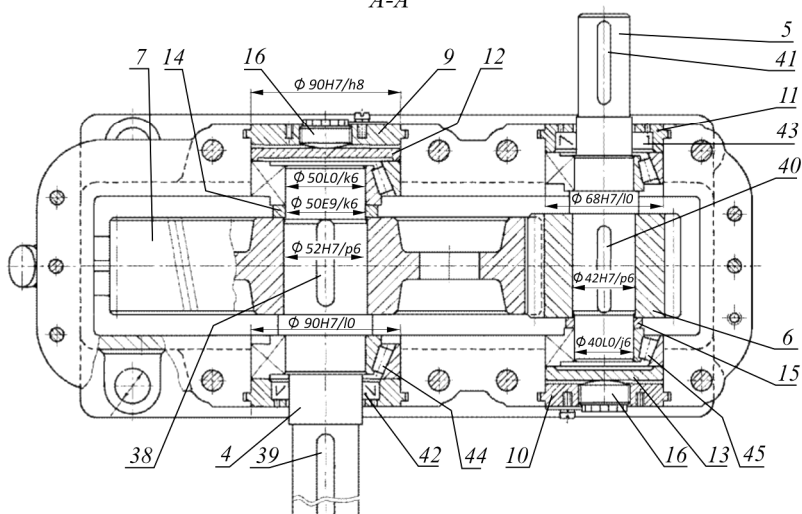


Рис. 1.20. Редуктор цилиндрический одноступенчатый

для стопорения винтов относительно крышек. Подшипниковые узлы со стороны выходных концов валов закрыты закладными крышками 8 и 11 с манжетными уплотнениями 42 и 43.

Выходные концы валов выполнены цилиндрическими со шпонками 39 и 41.

В редукторе использована картерная система смазывания.

Для осмотра колес и других деталей и для залива масла предназначено окно, которое закрывается крышкой 1 с уплотнением 23 и фиксируется винтами 29 и пружинными шайбами 35. В крышке установлена через уплотнение 22 пробка-отдушина 20 с отверстием, соединяющим внутреннюю полость корпуса с внешней средой.

Для контроля уровня масла служит жезловый маслоуказатель (щуп) 18, установленный в корпусной детали 17, крепящейся к корпусу с помощью винтов 29 и пружинных шайб 35. Соединение уплотняется прокладками 25.

Отработанное масло сливается через отверстие в нижней части корпуса, закрываемое пробкой 19 с уплотнением 26. Дно корпуса сделано с уклоном в сторону сливного отверстия.

Крепление редуктора к опоре осуществляется резьбовыми деталями, которые устанавливаются в отверстия фланцев основания корпуса.

Для подъема и транспортирования крышки и редуктора в сборе служат проушины в верхней части корпуса, выполненные в виде ребер с отверстиями.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1

Цель работы: практическое изучение конструкций зубчатых редукторов, определение параметров зубчатого зацепления.

Порядок выполнения работы

1. Определить тип изучаемого редуктора, составить кинематическую схему, дать ее характеристику.

2. Частично разобрать редуктор, произвести замеры в соответствии с таблицей отчета.
3. Выполнить расчет основных геометрических параметров редуктора.
4. Выполнить кинематический и силовой расчет редуктора.
5. Описать конструкцию редуктора, заполнить отчет (см. приложение 1).

Контрольные вопросы

1. Дайте характеристику кинематической схемы изучаемого редуктора.
2. Для чего предназначен редуктор?
3. Как соотносятся между собой мощности на входном и выходном валах?
4. Как фиксируются зубчатые колеса на валах в окружном и осевом направлениях?
5. Почему шестерню цилиндрической передачи конструируют шире колеса?
6. В чем заключаются преимущества и недостатки косозубой передачи?
7. Дайте характеристику конструкций валов редуктора.
8. Какая схема установки подшипников реализована в изучаемом редукторе?
9. Какие опоры называют фиксирующими, плавающими?
10. Как осуществляется регулирование подшипников?
11. Каков способ смазывания зубчатых колес редуктора?
12. На какую глубину следует погружать в масло зубчатые колеса?
13. Как смазываются подшипники?
14. Дайте характеристику уплотнений редуктора.
15. Как осуществляются заливка, контроль и слив масла в редукторе?
16. Из какого материала сделан корпус редуктора?

Список литературы

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Академия, 2009. – 496 с.
2. Курмаз Л.В., Курмаз О.Л. Конструирование узлов и деталей машин: справ. учеб.-метод. пособие. – М.: Высшая школа, 2007. – 455 с.
3. Атлас конструкций узлов и деталей машин: учеб. пособие для вузов / Б.А. Байков [и др.]; под ред. О.А. Ряховского. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005, 2007, 2009. – 380 с.

2. ЧЕРВЯЧНЫЕ РЕДУКТОРЫ

Назначение редукторов

Червячные редукторы – механизмы, содержащие червячные передачи и служащие для понижения угловых скоростей и увеличения вращающих моментов.

Червячная передача используется для передачи вращения между скрещивающимися осями и состоит из ведущего *червяка* 1 и ведомого *червячного колеса* 2 (рис. 2.1).

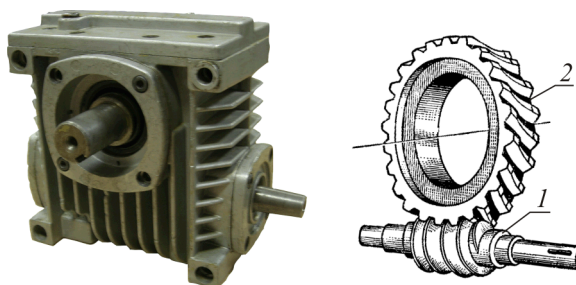


Рис. 2.1. Редуктор с червячной передачей

Преимущества червячных редукторов:

- высокая нагрузочная способность, компактность конструкции;
- большое передаточное отношение (до 80);
- высокая кинематическая точность, плавность и бесшумность работы;
- возможность самоторможения (передачи движения только от червяка к колесу).

Недостатки:

- большая скорость скольжения в зацеплении и связанные с этим повышенный износ, склонность к заеданию;
- нагрев передачи и сравнительно низкий КПД (0,5...0,95);
- необходимость регулирования зацепления;
- необходимость применения для венцов червячных колес антифрикционных материалов.

Червячные передачи рекомендуется использовать в кратковременно работающих приводах во избежание перегрева.

Применение червячных передач находят в металлорежущих станках, подъемно-транспортном оборудовании, автомобилях, транспортных машинах, в приборостроении и т.д.

Типы редукторов

Основное распространение получили редукторы червячные одноступенчатые с передаточным отношением $8 \dots 80$ (рис. 2.2, а–г).

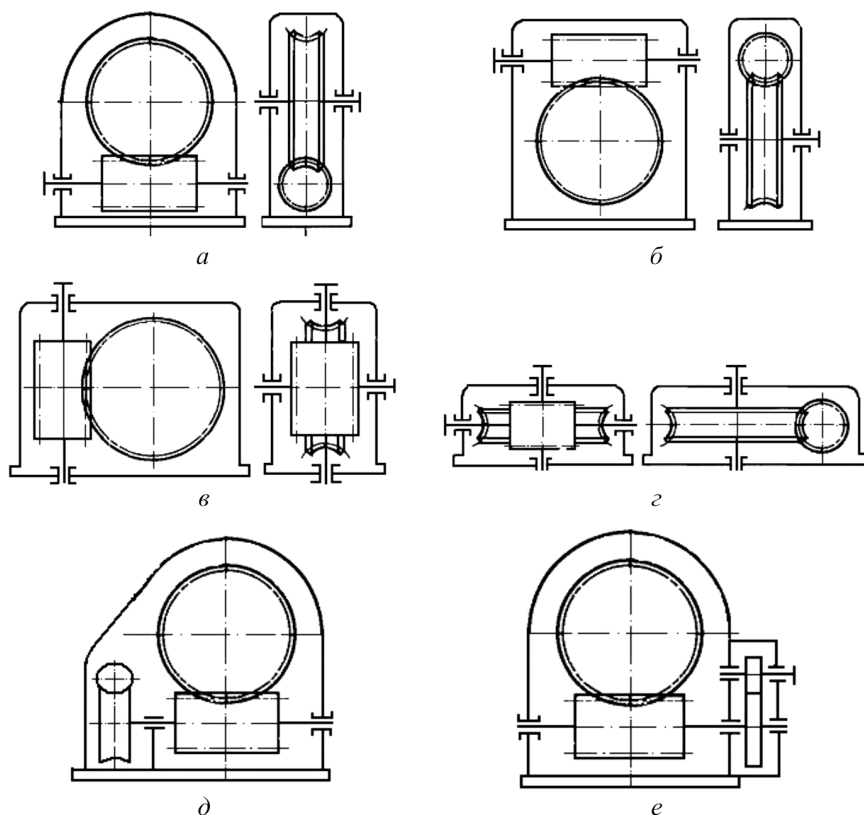


Рис. 2.2. Схемы редукторов с червячным зацеплением

Редуктор с нижним расположением червяка (см. рис. 2.2, *а*) имеет хорошие условия смазывания зацепления. Такую схему рекомендуется применять при окружных скоростях червяка до 4...5 м/с, так как в противном случае возрастают потери мощности, связанные с сопротивлением смазки.

Редуктор с верхним расположением червяка (см. рис. 2.2, *б*) используют в быстроходных передачах.

Редуктор с вертикальной осью колеса и горизонтальной осью червяка (см. рис. 2.2, *в*) и редуктор с вертикальной осью червяка (см. рис. 2.2, *г*), применяют редко. В данных схемах затруднено смазывание подшипников вертикальных валов.

При передаточных отношениях более 80 применяют двухступенчатые червячные редукторы (рис. 2.2, *д*) или комбинированные зубчато-червячные (рис. 2.2, *е*), или червячно-зубчатые редукторы.

Червяки

Червяк представляет собой винт с одной или несколькими винтовыми поверхностями. Число винтовых поверхностей определяет число заходов червяка. Червячные передачи бывают с правым и левым направлением линии витка.

В зависимости от формы внешней поверхности червяки бывают *цилиндрические* (рис. 2.3, *а*) и *глобоидные* (рис. 2.3, *б*). Передача глобоидным червяком имеет большую нагрузочную способность и КПД, но она чувствительна к осевому смещению червяка и менее технологична. Наиболее распространены передачи с цилиндрическим червяком.

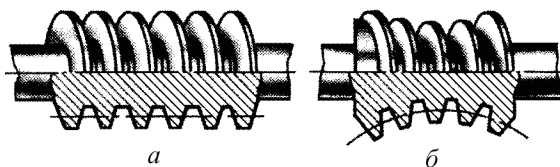


Рис. 2.3. Конструкции червяков

Различают передачи с архимедовым, конволютным или эвольвентным червяками. Каждый из них требует особого способа нарезания. Названия соответствуют виду кривых в нормальном к оси червяка сечении. На рис. 2.4 кривая 1 – архимедова спираль, кривая 2 – конволюта (удлиненная или укороченная эвольвента окружности), кривая 3 – эвольвента.

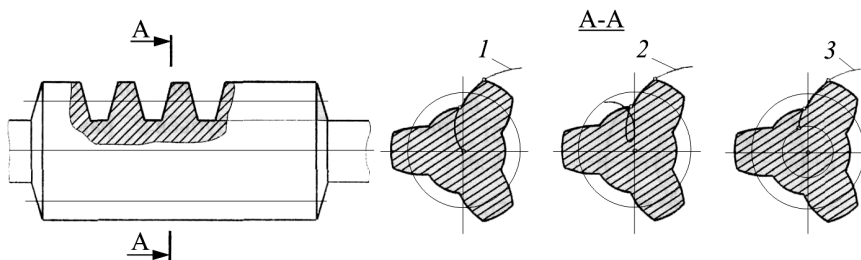


Рис. 2.4. Формы профиля витков

Практика показала, что форма профиля витков мало влияет на работоспособность передачи. Наибольшее распространение получили архимедовы червяки. Червяки выполняют чаще всего заодно с валом.

Для изготовления червяков применяют углеродистые стали марок 40, 45, 50, легированные стали 40X, 40XH с поверхностной или объемной закалкой до твердости 45...55 HRC, а также стали 15X, 20X и др. с твердостью 56...63 HRC. Рабочие поверхности витков шлифуют и полируют.

Червячные колеса

Венец червячного колеса имеет зубья дугοобразной формы.

Выбор материала венца зависит от скорости скольжения. Чем выше скорость скольжения, тем более высокими антифрикционными и противозадирными свойствами должен обладать материал зубьев колеса:

- при малых скоростях скольжения (до 2 м/с) и в ручных приводах применяют мягкие серые чугуны марок СЧ15, СЧ20;

– при средних скоростях скольжения (до 5 м/с) используют безоловянистые бронзы и латуни БрАЖ9-4, БрАЖН10-4-4, ЛаЖМц 66-6-3-2 и др.;

– при больших скоростях скольжения (более 5 м/с) применяют оловянистые бронзы БрОФ10-1, БрОЦС5-5-5, БрОНФ10-1-1 и др.

Чем больше содержание олова в бронзе, тем она дороже, но тем выше сопротивление заеданию.

В целях экономии цветных металлов червячные колеса выполняют составными: диск и ступицу колеса делают из стали или серого чугуна, а венец – из антифрикционного материала.

Существуют различные способы соединения *зубчатого венца* с центром червячного колеса. В малонагруженных передачах при постоянной нагрузке применяют посадку с натягом (рис. 2.5, *а*). При больших размерах колес крепление венца к центру можно осуществлять болтами (рис. 2.5, *б*). При серийном производстве экономически выгодно применять наплавленный венец (рис. 2.5, *в*).

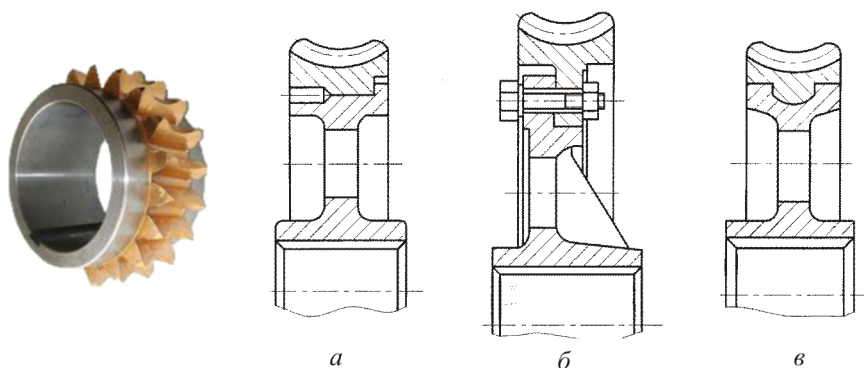


Рис. 2.5. Конструкции червячных колес

Червячные колеса крепятся на валах с помощью соединений вал-втулка: шпоночных, шлицевых, соединений с натягом и др.

Для фиксации колес в осевом направлении применяют уступы вала, распорные втулки, пружинные кольца, установочные винты, концевые шайбы, гайки и др.

Основные параметры червячной передачи

Основные геометрические параметры червячной передачи (рис. 2.6):

p – осевой шаг;

b_1 – длина нарезанной части червяка;

d_1 – делительный диаметр червяка;

d_{a1} – диаметр вершин витков червяка;

d_{f1} – диаметр впадин червяка;

b_2 – ширина венца червячного колеса;

d_2 – делительный диаметр колеса;

d_{a2} – диаметр вершин зубьев червячного колеса;

d_{f2} – диаметр впадин колеса;

d_{aM2} – наибольший диаметр червячного колеса;

2δ – угол обхвата червяка венцом червячного колеса;

a_w – межосевое расстояние.

Модуль червячного зацепления $m = p/\pi$ и коэффициент диаметра червяка $q = d_1/m$ стандартизованы (ГОСТ 19672) с целью ограничения номенклатуры инструмента, необходимого для нарезания:

m , мм	1-й ряд	... 1,0 1,25 1,6 2,0 2,5 3,15 4,0 5,0 6,3 8,0 10 12,5 16 20
	2-й ряд	... 1,5 3,0 3,5 6,0 7,0 12
	3-й ряд	... 1,125 1,375 1,75 2,25 2,75 4,5 9,0 11 14 18 22
q	1-й ряд	6,3 8,0 10 12,5 16 20 25
	2-й ряд	7,1 9,0 12 14 18 22,4

Угол подъема винтовой линии червяка:

$$\operatorname{tg} \gamma_w = \frac{pz_1}{\pi d_1} = \frac{z_1}{q},$$

где pz_1 – ход червяка, z_1 – число заходов (винтовых линий) червяка.

Делительное межосевое расстояние:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(q + z_2)}{2}.$$

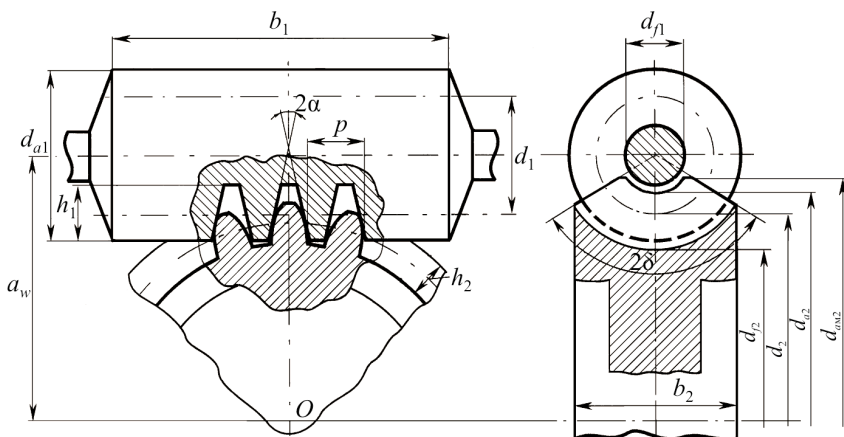


Рис. 2.6. Параметры червячной передачи

Несовпадение фактического a_w и делительного a межосевых расстояний свидетельствует о том, что червячное колесо нарезано со смещением, величина которого оценивается коэффициентом смещения $x = (a_w - a)/m$. Смещение, в основном, выполняют с целью вписывания передачи в стандартное межосевое расстояние.

Межосевые расстояния a_w для стандартных передач должны соответствовать значениям (ГОСТ 2144): 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315...; для нестандартных – значениям из ряда нормальных линейных размеров (ГОСТ 6636).

Характерной особенностью работы червячной передачи является большая относительная скорость v_s (скорость скольжения), направленная по касательной к линии втика червяка:

$$v_s = \sqrt{v_1^2 + v_2^2} = \frac{v_1}{\cos \gamma_w} = \frac{v_2}{\sin \gamma_w},$$

где v_1 , v_2 – окружные скорости соответственно червяка и червячного колеса.

Коэффициент полезного действия червячного зацепления:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \rho')},$$

где ρ' – приведенный угол трения, $\rho' = \arctg(f')$, f' – приведенный коэффициент трения.

С увеличением числа заходов z_1 червяка увеличивается угол подъема винтовой линии γ_w и возрастает коэффициент полезного действия передачи η .

Экспериментально установлено, что приведенные углы трения и соответственно приведенные коэффициенты трения уменьшаются с увеличением скорости скольжения v_s . Это связано с образованием масляных клиньев в зацеплении и возникновением жидкостного трения:

$v_s, \text{ м/с}$	f'	ρ'	$v_s, \text{ м/с}$	f'	ρ'
0,01	0,1...0,12	5°40'...6° 50'	2,5	0,03...0,04	1°40'...2°20'
0,1	0,08...0,09	4°30'...5°10'	3,0	0,028...0,035	1°30'...2°00'
0,25	0,065...0,075	3°40'...4°20'	4,0	0,023...0,030	1°20'...1°40'
0,5	0,055...0,065	3°10'...3°40'	7,0	0,018...0,026	1°00'...1°30'
1,0	0,045...0,055	2°30'...3°10'	10,0	0,016...0,024	0°55'...1°20'
1,5	0,04...0,05	2°20'...2°50'	15,0	0,014...0,020	0°50'...1°10'
2,0	0,035...0,045	2°00'...2°30'			

При $\gamma_w < \rho'$ червячная передача, подобно винтовой паре, становится самотормозящей, а ее коэффициент полезного действия $\eta \leq 0,5$. Самотормозящие червячные передачи применяют в грузоподъемных механизмах.

Передаточное отношение червячной передачи:

$$i = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1,$$

где ω_1 , ω_2 – угловые скорости соответственно червяка и червячного колеса, z_2 – число зубьев червячного колеса.

Остальные зависимости между параметрами приведены в бланке отчета к работе (см. приложение 2).

Опоры валов червячной передачи

Опорами валов червячных передач являются подшипники качения.

На вал червяка действуют радиальные и значительные осевые нагрузки, поэтому в качестве опор обычно используют подшипники роликовые конические радиально-упорные. При высокой частоте вращения (более 1500 об/мин) возможно применение шариковых радиально-упорных подшипников, имеющих меньшее сопротивление вращению.

Относительно короткие червячные валы обычно устанавливаются по схеме «враспор», при которой каждый из подшипников ограничивает смещение вала, но только в одном направлении (рис. 2.7, а).

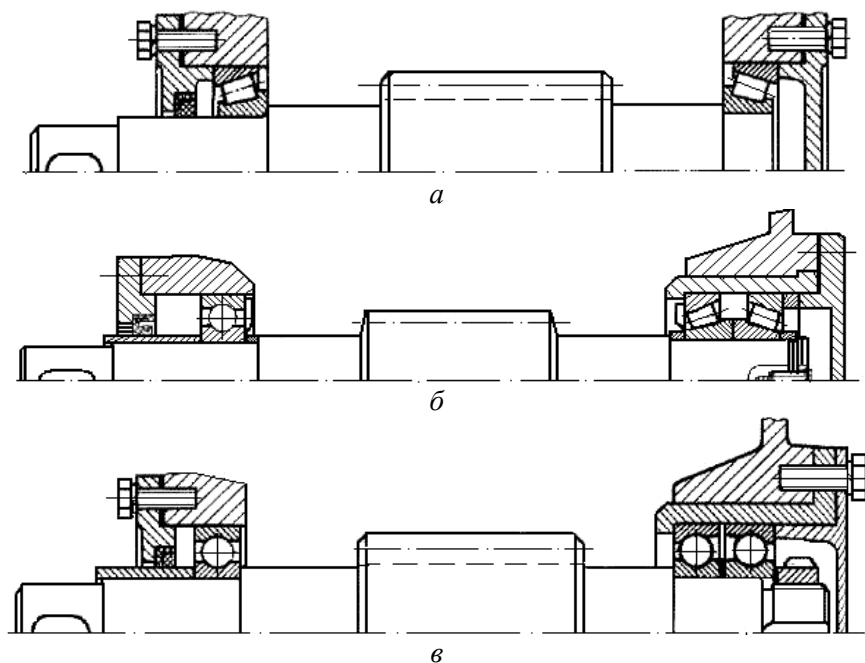


Рис. 2.7. Опоры валов-червяков

Длинные червячные валы ($l/d > 6$, где l – расстояние между опорами, d – диаметр вала) устанавливают на опоры, одна из которых ограничивает перемещение вала вдоль оси в обоих направлениях

(фиксирующая опора), а вторая (плавающая) может свободно перемещаться в осевом направлении в корпусе (рис. 2.7, б, в). Это позволяет исключить выборку осевых зазоров и заклинивание подшипников при удлинении вала вследствие нагрева.

Подшипники фиксирующей опоры часто устанавливают в стаканы.

В плавающей опоре размещают радиальные роликовые или шариковые подшипники, воспринимающие только радиальную нагрузку.

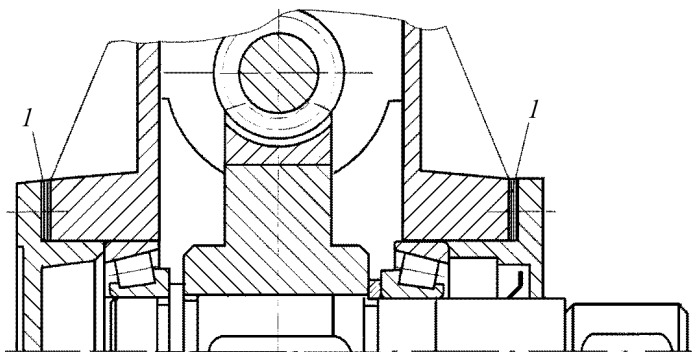


Рис. 2.8. Вал червячного колеса

В процессе работы червячное колесо должно сохранять свое осевое положение, поэтому в силовых передачах вал колеса устанавливают на конических роликовых подшипниках, обладающих повышенной жесткостью (рис. 2.8), хотя по условию работоспособности и долговечности часто подходят шариковые радиальные однорядные подшипники.

Регулирование подшипников и зацепления

При сборке редуктора необходимо обеспечить правильное осевое положение колеса относительно червяка, а также необходимый для нормальной работы зазор в подшипниках.

Несовпадение средней плоскости колеса с осью вращения червяка приводит к смещению пятна контакта в зацеплении на кромку зуба (рис. 2.9) и созданию неблагоприятных условия для работы передачи.

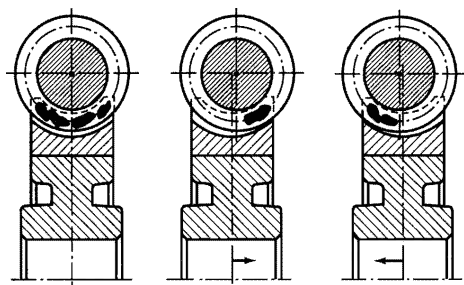


Рис. 2.9. Положение пятна контакта

Регулирование осевого положения колеса осуществляется либо осевым перемещением червячного колеса по валу, либо осевым перемещением вала с закрепленным на нем колесом. На рис. 2.9 стрелками указано направление необходимого осевого перемещения при регулировании.

Перемещение червячного колеса по валу может осуществляться, например, с помощью двух гаек (рис. 2.10, *а*). На рис. 2.10, *б* показано регулирование осевого положения зубчатого венца червячного колеса относительно неподвижно закрепленной на валу ступицы набором металлических прокладок *1*.

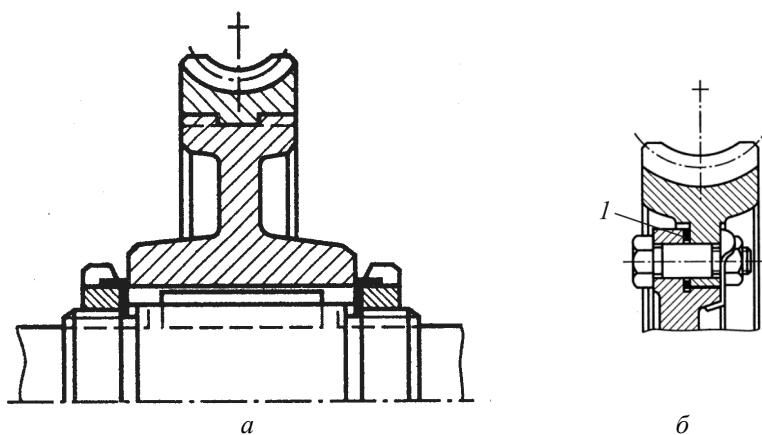


Рис. 2.10. Способы перемещения червячного колеса

Перемещение вала с закрепленным на нем колесом осуществляется или постановкой под фланцы накладных крышек подшипников обоих опор вала набора тонких (0,1 мм) металлических прокладок *1* (см. рис. 2.8, 2.11, *а*), или нажимными винтами, вворачиваемыми в закладные крышки (рис. 2.11, *б*).

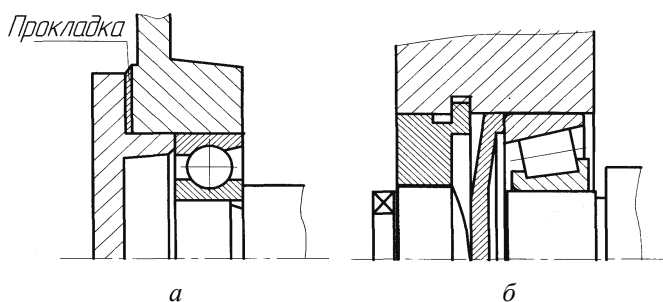


Рис. 2.11. Регулирование осевого положения вала

Наличие зазоров в подшипниках обеспечивает легкое вращение вала, предотвращает защемление тел качения, а при избыточном зазоре возникает радиальная и осевая подвижность вала, негативно сказывающаяся на работе передач и самих подшипников.

Отсутствие зазоров увеличивает сопротивление вращению и может привести к перегрузке подшипников, но повышает жесткость опор и точность вращения вала, а также улучшает распределение нагрузки между телами качения, что приводит к увеличению долговечности подшипника.

В регулируемых типах подшипников (радиально-упорные роликовые) оптимальные зазоры создают и изменяют при сборке изделия осевым перемещением колец подшипников.

Осевое перемещение наружных колец осуществляется набором тонких металлических прокладок, устанавливаемых под фланец накладной (фланцевой) крышки (рис. 2.11, *а*), либо винтом с мелким шагом резьбы, установленным в крышке, и шайбой (рис. 2.11, *б*).

Таким образом, регулирование зацепления и регулирование подшипников могут производиться одними и теми же устройствами. Вначале производят регулирование подшипников, а затем червячного зацепления, переставляя прокладки с одной стороны корпуса на другую, сохранив суммарную их толщину, либо отворачивая нажимной винт в крышке подшипника одной опоры, одновременно заворачивая в крышке подшипника другой опоры на такую же величину.

Смазывание червячных передач и подшипников

Смазывание применяют для снижения трения, уменьшения износа, отвода тепла и продуктов износа от трущихся поверхностей, защиты от коррозии, предохранения от заедания, снижения шума и вибраций.

В редукторах общего назначения применяют *картерный* способ смазывания, при котором масло, залитое в корпус, вращающимися деталями передачи разбрызгивается, обеспечивая смазывание зацепления и подшипников.

Глубина погружения в масло червяка при нижнем его расположении составляет $(0,1 \dots 0,5) d_{a1}$, где d_{a1} – диаметр окружности вершин витков червяка. Глубина погружения в масло червячного колеса при верхнем расположении червяка принимается $2m \dots 0,25d_2$, где m – модуль, d_2 – делительный диаметр колеса.

Объем масла назначают из расчета 0,4...0,8 л масла на 1 кВт передаваемой мощности. Вязкость масла выбирают тем выше, чем больше нагрузка и меньше скорость. В червячных передачах рекомендуют применять более вязкие масла, чем в других передачах.

Картерный способ используется при окружных скоростях колес и червяков до 15 м/с. При больших скоростях центробежная сила сбрасывает масло с вращающихся поверхностей и смазывание зацепления оказывается недостаточным, кроме того, возрастают потери мощности на перемешивание масла, повышается его температура. Возникает необходимость использовать *струйную циркуляционную смазку* через специальные сопла или разбрызгиватели. Этот способ требует сложного устройства смазочной системы и применяется в экономически обоснованных случаях.

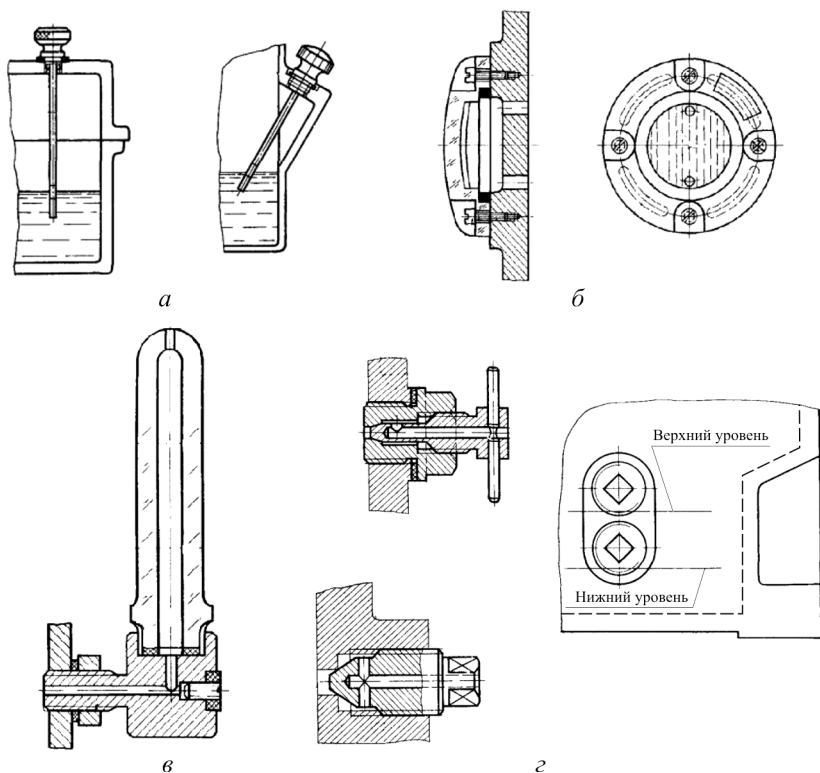


Рис. 2.12. Маслоуказатели

Надежное смазывание подшипников разбрызгиванием возможно при окружных скоростях колес более 3 м/с. При меньших скоростях применяют пластичные смазки, которыми заполняют пространство внутри подшипникового узла.

При необходимости уменьшить тепловыделение и потери мощности (например, при высокой частоте вращения червяка и длительной работе передачи) уровень масла понижают, но устанавливают на валу червяка разбрызгиватели для смазывания зацепления.

Для залива масла используют смотровой люк или отверстие, закрываемое пробкой или пробкой-отдушиной, в верхней части корпуса. Для слива масла предусмотрено специальное отверстие в нижней части корпуса.

Для контроля уровня масла в корпусе устанавливают маслоуказатели жезловые (щупы) (рис. 2.12, *а*), круглые (рис. 2.12, *б*) или трубчатые (рис. 2.12, *в*) из прозрачного материала, крановые (рис. 2.12, *г*), которые ставят попарно соответственно верхнему и нижнему уровню смазки.

Уплотнительные устройства

Уплотнения применяют для предотвращения вытекания смазочного материала и для защиты узлов от попадания извне пыли и влаги. Объектами герметизации являются неподвижные разъемные соединения и подвижные узлы трения.

Для герметизации *неподвижных соединений* применяют прокладки из пластичного или эластичного материала, герметизирующие пасты (герметики) и др. Например, поверхность разъема корпуса и крышки редуктора покрывают тонким слоем герметика. Прокладки в плоскость разъема, если она проходит через оси валов, не ставят из-за вызываемых ими искажений формы посадочных поверхностей под подшипники и смещения осей отверстий. При повторной сборке удаляют остатки герметика предыдущего монтажа.

Уплотнения *подвижных вращательных соединений* подразделяются на бесконтактные и контактные.

К простейшим контактным уплотнениям, которые устанавливают в крышках подшипниковых узлов, относятся фетровые или резиновые кольца (рис. 2.13, *а*), армированные металлическим кольцом резиновые манжеты (рис. 2.13, *б*) и др.

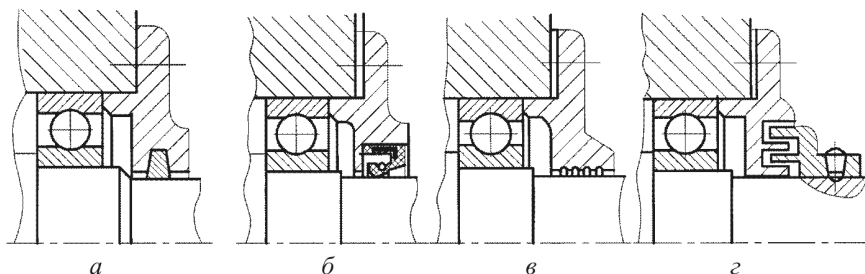


Рис. 2.13. Контактные и бесконтактные уплотнения

К бесконтактным уплотнениям относятся щелевые (рис. 2.13, в) и лабиринтные уплотнения (рис. 2.13, г), зазоры в которых заполняют пластичным смазочным материалом. Бесконтактные уплотнения не гарантируют герметичности и применяются для уменьшения утечек жидкости и газа.

При смазывании подшипников разбрызгиванием и высоким уровне масла в картере во избежание попадания в подшипник вместе с маслом продуктов износа, а также излишней смазки подшипники защищают *маслозащитными шайбами* (кольцами) (рис. 2.14, а, б).

При смазывании подшипников пластичным материалом полость подшипника отделяют от картера *мазеудерживающими кольцами* с круговыми (рис. 2.14, в) или винтовыми (рис. 2.14, г) канавками, *стальными шайбами* с центрирующим кольцом (рис. 2.14, д) и др.

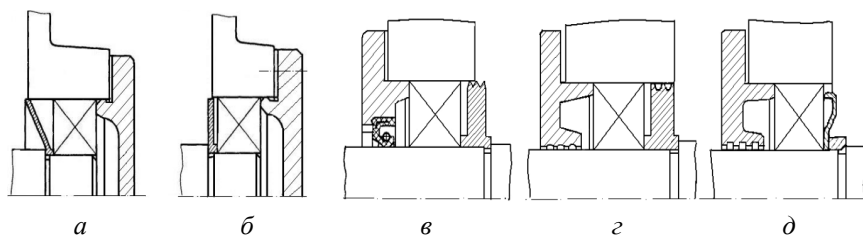


Рис. 2.14. Маслозащитные и мазеудерживающие кольца и шайбы

Работа червячной передачи сопровождается нагревом вследствие высокого трения в зацеплении.

Способы охлаждения червячных редукторов: *естественное* (теплоотдача через поверхность корпуса, увеличенную за счет охлаждающих ребер); *искусственное* (принудительная вентиляция, увеличивающая скорость теплообмена); *принудительное водяное* (в масляной ванне монтируется змеевик, через который пропускается холодная вода, охлаждающая масло).

Особенности конструкции червячного редуктора

Рассмотрим конструкцию одноступенчатого червячного редуктора с нижним расположением червяка (рис. 2.15).

Все детали редуктора размещены в корпусе, который имеет разъем по оси вала червячного колеса. Крышка 1 и основание корпуса 2 соединяются с помощью болтового соединения 3 и штифтов 4.

Червяк 5 выполнен заодно с валом. Фиксирующая опора вала-червяка состоит из двух радиально-упорных роликовых подшипников 6, установленных в стакане 7 по схеме враспор. Подшипники крепятся на валу гайкой 8. Плавающая опора вала-червяка образована радиальным шариковым подшипником 9, который крепится

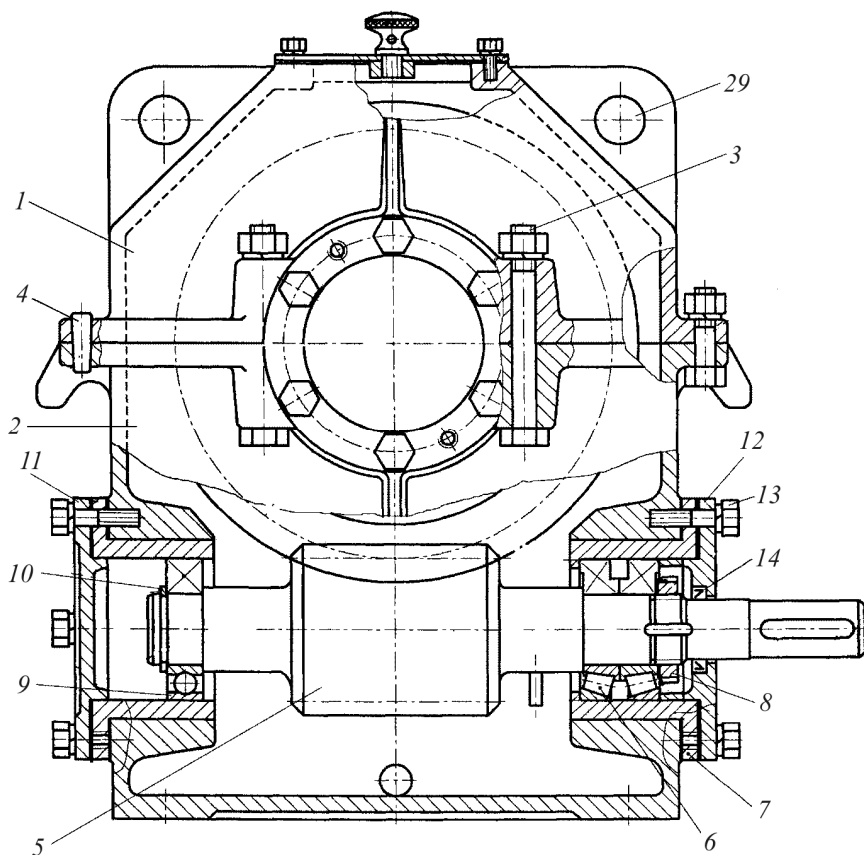


Рис. 2.15. Редуктор червячный одноступенчатый (см. с. 42)

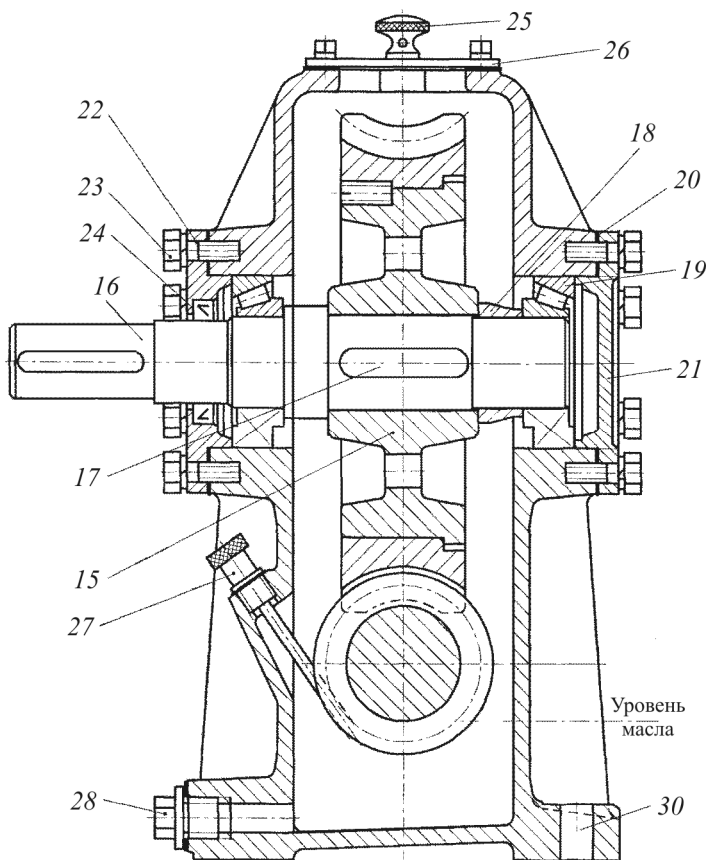


Рис. 2.15. Окончание

на валу с помощью стопорного кольца 10. Подшипниковые узлы быстроходного вала закрыты накладными крышками 11 и 12, которые крепятся относительно корпуса винтами 13. В крышке 12 расположено манжетное уплотнение 14.

Червячное колесо 15 фиксируется на валу 16 в окружном направлении с помощью шпонки 17, а в осевом направлении перемещение колеса ограничено с одной стороны буртиком вала, а с другой – втулкой 18, которая упирается в торец внутреннего кольца подшипника 19.

Радиально-упорные роликовые подшипники 19, установленные по схеме враспор, регулируются прокладками 20, установленными под фланцы крышек соответственно 21, 22. Эти же прокладки используются для регулирования червячного зацепления. Крышки подшипников 21 и 22 крепятся к корпусу с помощью винтов 23. В крышке 22 расположено манжетное уплотнение 24.

В корпусе имеется отдушина 25, смотровое окно с крышкой 26, жезловый маслоуказатель 27, отверстие с пробкой 28 для слива масла.

Отверстия 29 используются для подъема редуктора при транспортировании. Крепление редуктора к раме или плите осуществляется болтами или шпильками, которые устанавливаются в отверстия 30.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2

Цель работы: ознакомление с устройством, работой и основными параметрами червячных редукторов.

Порядок выполнения работы

1. Определить тип изучаемого редуктора, составить кинематическую схему, дать ее характеристику.
2. Частично разобрать редуктор, уяснить назначение каждой детали, произвести замеры в соответствии с таблицей отчета.
3. Выполнить расчет основных геометрических параметров редуктора.
4. Выполнить кинематический и силовой расчет редуктора.
5. Описать конструкцию редуктора, заполнить отчет (см. приложение 2).

Контрольные вопросы

1. Какой механизм называют червячным редуктором?
2. Дайте характеристику кинематической схемы изучаемого редуктора.
3. Перечислите достоинства и недостатки червячного редуктора по сравнению с зубчатым редуктором.

4. Как соотносятся между собой мощности на входном и выходном валах редуктора?
5. Какие факторы влияют на КПД червячного редуктора?
6. Поясните назначение основных деталей изучаемого редуктора.
7. Какие материалы используют для изготовления червяка и червячного колеса?
8. Почему червячные колеса конструируют составными?
9. Как закрепляется червячное колесо на валу в окружном и осевом направлениях?
10. Каковы способы соединения венца червячного колеса с его ступицей?
11. Дайте характеристику опор валов изучаемого редуктора.
12. Какая схема установки подшипников реализована в изучаемом редукторе?
13. Как осуществляется регулирование подшипников?
14. Как регулируется червячное зацепление?
15. Каков способ смазывания червячной передачи?
16. Как смазываются подшипники?
17. На какую глубину следует погружать в масло червяк и червячное колесо?
18. Дайте характеристику уплотнений редуктора.
19. Как осуществляется заливка, контроль и слив масла в редукторе?
20. Как осуществляется охлаждение редуктора?

Список литературы

1. Иванов М. Н. Финогенов В.А. Детали машин. – М.: Высшая школа, 2008. – 408 с.
2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для вузов. – М.: Академия, 2009. – 496 с.

3. ПОСТРОЕНИЕ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ПРОФИЛЕЙ ЗУБЬЕВ КОЛЕС МЕТОДОМ ОБКАТКИ

Методы образования зубьев

Наиболее сложными технологическими процессами при изготовлении зубчатых колес являются их *нарезание* и последующая механическая обработка. Для нарезания используются специальные станки и инструменты.

Различают два основных способа нарезания зубчатых колес: копирование и обкатывание.

Способ *копирования* заключается в прорезании впадин между зубьями дисковыми или пальцевыми фрезами (рис. 3.1, а, б), профиль режущих кромок которых должен совпадать с профилем впадин. Для нарезания колес с разным числом зубьев необходимы разные фрезы, так как с изменением числа зубьев колеса меняется и форма впадины.

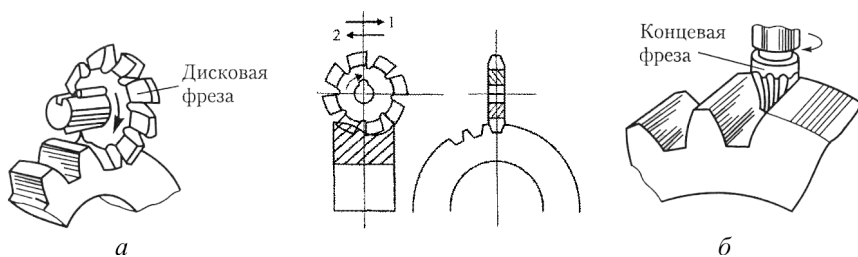


Рис. 3.1. Нарезание зубьев методом копирования

К способу копирования можно отнести образование зубьев колес протягиванием, холодной или горячей штамповкой, а также прессованием и литьем под давлением.

Наиболее производительным и точным является способ *обкатывания*, при котором нарезание производится инструментом в виде зубчатой рейки (гребенки) (рис. 3.2. а), шестерни долбяка (рис. 3.2, б), червячной фрезы (рис. 3.2, в) на зубострогальных, зубодолбежных и зубофрезерных станках соответственно.

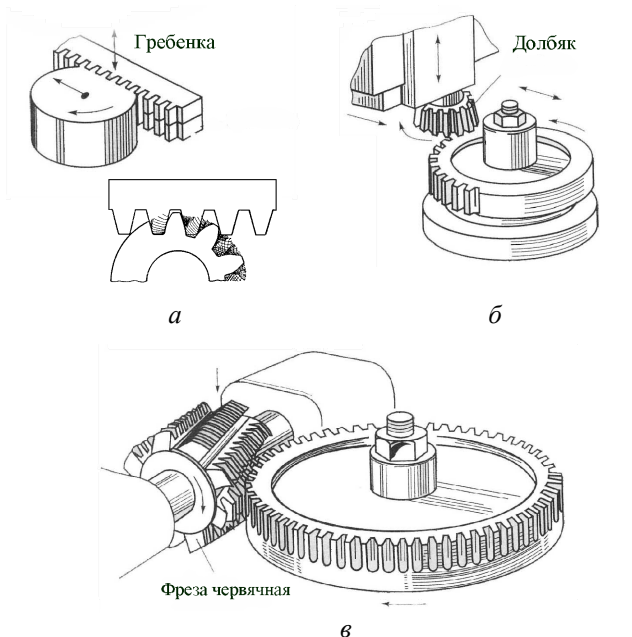


Рис. 3.2. Нарезание зубьев методом обкатки

В процессе нарезания заготовка и инструмент движутся друг относительно друга так, как будто происходит их зацепление. Инструменту сообщается дополнительное движение, обеспечивающее резание.

При нарезании зубчатой рейкой заготовка колеса вращается вокруг своей оси и перемещается вдоль рейки, а рейка совершает возвратно-поступательное движение резания вдоль оси заготовки.

Преимуществом зубчатой рейки как инструмента является ее прямолинейный режущий профиль, что обеспечивает точность изготовления инструмента и колес.

Зубчатой рейкой нарезают прямозубые и косозубые цилиндрические колеса с внешним расположением зубьев и большим модулем зацепления. Для нарезания колес с внешними зубьями исполь-

зуют также фрезы и долбяки. Колеса с внутренними зубьями обычно нарезают с помощью долбяков.

Преимущество метода обкатывания – возможность нарезания одним и тем же инструментом зубчатых колес с разным числом зубьев.

Эвольвента окружности

В современном машиностроении наибольшее распространение получили зубчатые колеса, профили зубьев которых очерчены по эвольвенте окружности.

Эвольвентой окружности называют траекторию точки *производящей* прямой $n-n$, перекатывающейся без скольжения по этой окружности (рис. 3.3). В теории зацепления окружность, эвольвентой которой является профиль зуба, называется *основной окружностью*, ее диаметр d_b .

Основные свойства эвольвенты:

- эвольвента не имеет точек внутри основной окружности;
- нормаль к любой точке эвольвенты направлена по касательной к основной окружности;
- центры кривизны эвольвенты лежат в точках касания нормали (производящей прямой) с основной окружностью, ρ – радиус кривизны эвольвенты в точке S , $\rho = AS$.

Координаты любой точки эвольвенты определяются эвольвентным углом θ и радиусом-вектором эвольвенты R ($R = OS$ в точке S).

Уравнения эвольвенты в полярных координатах:

$$\theta = \operatorname{tg} \alpha - \alpha \text{ и } R = \frac{d_b/2}{\cos \alpha}, \quad (1)$$

где θ – угол между начальным и текущим радиусами эвольвенты, α – угол *профиля* – угол между касательной к эвольвенте и радиусом-вектором эвольвенты.

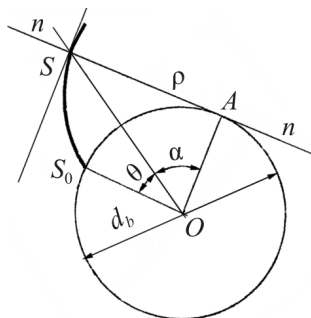


Рис. 3.3. Эвольвента окружности

При увеличении диаметра основной окружности d_b радиус кривизны эвольвенты ρ возрастает, так как из треугольника ΔAOP $AS = \rho = \frac{d_b}{2} \operatorname{tg} \alpha$, а в пределе при $d_b \rightarrow \infty$ эвольвента становится прямой. Это свойство использовано при построении *стандартного исходного контура*, который положен в основу стандартизации зубчатых колес эвольвентного зацепления.

Основные размеры зубчатых колес

Зубчатое колесо – деталь с замкнутой системой зубьев (рис. 3.4). Каждый зуб очерчен симметрично расположенными эвольвентными профилями, берущими начало на *основной окружности* диаметром d_b .

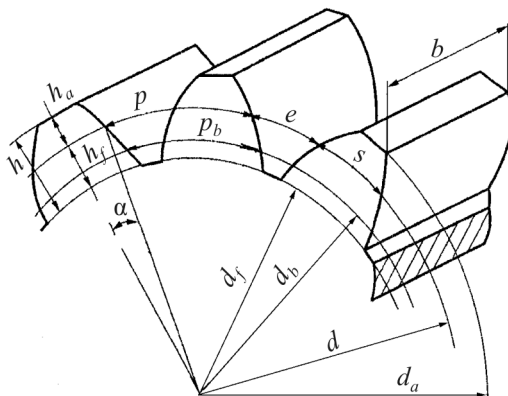


Рис. 3.4. Размеры зубчатого колеса

Делительная окружность диаметром d делит зуб на *головку* зуба высотой h_a и *ножку* зуба высотой h_f и пересекает эвольвентный профиль в точке, где угол профиля $\alpha \equiv 20^\circ$. Согласно уравнению (1) $\cos \alpha = \frac{d_b/2}{R}$, и по мере удаления от основной окружности, где $\cos \alpha = \frac{d_b}{d} = 1$, угол профиля α растет от нуля до наибольшего значения на *окружности вершин*.

Диаметры окружностей вершин d_a и впадин d_f зубьев связаны соотношениями:

$$d_a = d + 2h_a; \quad d_f = d - 2h_f.$$

Высота ножки h_f больше высоты головки h_a на величину радиального зазора. Общая высота зуба $h = h_a + h_f$.

Расстояние между одноименными сторонами двух соседних зубьев, измеренное по делительной окружности, называется *окружным шагом* p . Различают также шаги по основной p_b и другим окружностям.

Толщина зуба s и ширина впадины e (см. рис. 3.4) связаны соотношением:

$$s + e = p.$$

Из определения шага следует, что длина делительной окружности зубчатого колеса $z p = \pi d$, где z – число зубьев. Диаметр делительной окружности $d = \frac{p \cdot z}{\pi}$.

Величина в π раз меньшая окружного шага называется *модулем зацепления* $m = p/\pi$, тогда $d = m \cdot z$. Модуль является основной характеристикой размеров зубьев. Зубчатые колеса, находящиеся в зацеплении, должны иметь одинаковый модуль.

Для обеспечения взаимозаменяемости зубчатых колес и унификации зуборезного инструмента значения модулей регламентированы стандартом ГОСТ 9563-80:

1-й ряд	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 60; 80; 100
2-й ряд	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22; 28; 36; 45...

Эвольвентное зацепление

Схема эвольвентного зацепления зубчатых колес, вращающихся вокруг осей O_1 и O_2 с частотами n_1 и n_2 , показана на рис. 3.5, где z_1, z_2 – числа зубьев шестерни и колеса; b_w – ширина колеса (рабочая

длина зуба); a_w – межосевое расстояние $a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2}$; d_{w1} , d_{w2} –

диаметры начальных окружностей шестерни и колеса. *Начальными* называются окружности, по которым зубчатые колеса перекатываются друг относительно друга без скольжения. *Полюс зацепления* P – точка касания начальных окружностей.

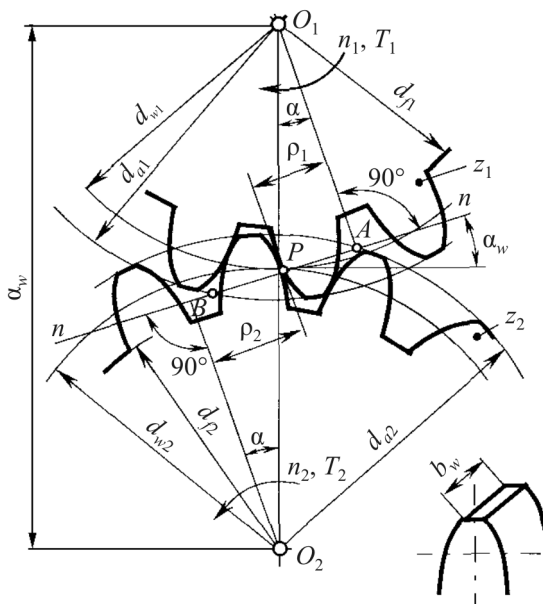


Рис. 3.5. Эвольвентное зацепление

Общая нормаль $n-n$ к эвольвентным профилям в точке их контакта является общей касательной к основным окружностям и называется *линией зацепления*. При вращении колес точка касания эвольвент перемещается по линии зацепления. Отрезок AB линии зацепления, ограниченный окружностями вершин зубьев шестерни и колеса, называется *активной линией зацепления*. Этот отрезок определяет начало входа пары зубьев в зацепление и выхода из него. Нигде вне отрезка AB касания эвольвентных профилей быть не может, т.е. эвольвенты вне AB не имеют общей нормали.

Угол α_w между линией зацепления и нормалью к межосевой линии O_1O_2 (общей касательной к начальным окружностям) называется *углом зацепления*. Угол зацепления α_w численно равен углу профиля α в точках эвольвентных профилей, расположенных на соответствующих начальных окружностях.

Исходный контур

Для сокращения номенклатуры режущего инструмента стандарт устанавливает нормативный ряд модулей и определенные соотношения между размерами элементов зуба. Эти соотношения для зубчатых колес определяются параметрами нормального сечения исходной рейки – *исходного контура* (рис. 3.6).

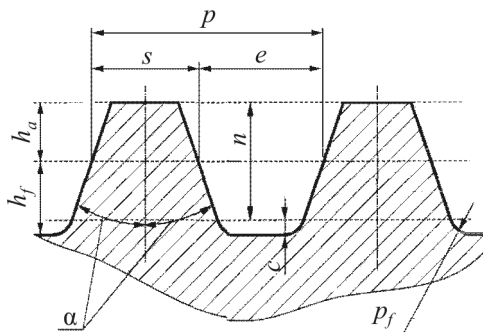


Рис. 3.6. Исходный контур

Для рейки, как зубчатого колеса с бесконечным радиусом основной окружности, эвольвентный профиль зуба представляет собой прямую, образующую угол α с перпендикуляром ко всем характерным параллельным прямым.

Прямая, проходящая посередине общей высоты зуба, называется *средней (делительной) прямой*, на ней толщина зуба равна ширине впадины. Шаг рейки p постоянен по высоте зубьев.

Параметры *исходного контура*:

- высота головки зуба $h_a = h_a^* m$,
- высота ножки зуба $h_f = h_a + c = (h_a^* + c^*) m$,

- высота зуба $h = h_a + h_f$,
- толщина зуба $s = p/2$,
- ширина впадины $e = p/2$,
- радиальный зазор $c = c^* m$,
- где согласно ГОСТ 13755-81:
- коэффициент высоты головки зуба $h_a^* = 1$,
- коэффициент радиального зазора $c^* = 0,25$,
- угол профиля $\alpha = 20^\circ$,
- радиус закругления $p_f = 0,38 m$.

Зубчатые колеса со смещением

При нарезании зубьев возможны три варианта положения рейки и заготовки колеса:

- 1) средняя (делительная) прямая $C-C$ рейки касается делительной окружности колеса (рис. 3.7, *a*) – нулевая установка;
- 2) прямая $C-C$ рейки отодвинута от делительной окружности колеса (рис. 3.7, *б*) – положительная установка;
- 3) прямая $C-C$ рейки пересекает делительную окружность колеса (рис. 3.7, *в*) – отрицательная установка.

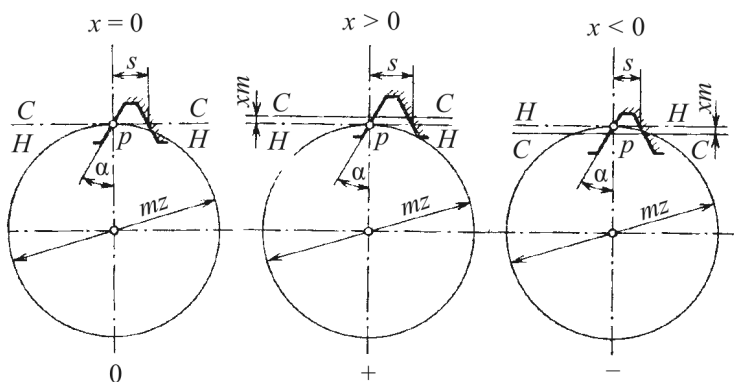


Рис. 3.7. Положение рейки относительно колеса

Расстояние между делительной прямой и делительной окружностью называют *смещением инструмента* и выражают в виде произведения модуля m на *коэффициент смещения* x . При нулевой установке инструмента смещение $xm = 0$ ($x = 0$); при положительной установке $xm > 0$ ($x > 0$); при отрицательной установке $xm < 0$ ($x < 0$).

При нарезании без смещения инструмента толщина зуба по делительной окружности равна ширине впадины рейки по средней линии.

Для передач, состоящих из зубчатых колес, нарезанных *без смещения*, делительные и начальные окружности совпадают, т.е. $d_1 = d_{w1}$; $d_2 = d_{w2}$.

Размеры зубчатого колеса, нарезанного со смещением:

- высота головки зуба $h_a = (h_a^* + x) m$;
- высота ножки зуба $h_f = (h_a^* + c^* - x) m$;
- диаметр делительной окружности $d = mz$
- диаметр окружности вершин $d_a = d + 2 h_a$;
- диаметр окружности впадин $d_f = d - 2 h_f$;
- толщина зуба по делительной окружности $s = p/2 + 2 x m \operatorname{tg} \alpha$;
- ширина впадины $e = p - s$.

Если при нарезании зубчатого колеса увеличивать смещение xm , то диаметры делительной d и основной окружностей d_b остаются без изменения, а диаметры окружности вершин d_a и впадин d_f возрастают. При этом увеличивается радиус кривизны дуги эвольвенты, описывающей профиль зуба, так как она расположена на большем расстоянии от центра колеса (согласно свойству эвольвенты). Увеличивается и профильный угол. Толщина зуба по делительной окружности возрастает, а по окружности вершин s_a уменьшается. При отрицательном смещении происходит все наоборот.

На рис. 3.8, *a* изображены два эвольвентных зуба, для которых $x_2 > x_1$, $d_{a2} > d_{a1}$, $s_2 > s_1$, $s_{a2} < s_{a1}$.

Нарезание колес со смещением рейки называется *исправлением зубчатого зацепления* или его *корректированием*.

При нарезании колес с малым числом зубьев может возникнуть явление интерференции, когда часть пространства оказывается занятой

одновременно зубьями рейки и обрабатываемого колеса. В результате наблюдается подрезание зуба колеса – срезание части его эвольвентного профиля у основания зуба (рис. 3.8, б). Значительное подрезание ослабляет ножку зуба и является недопустимым.

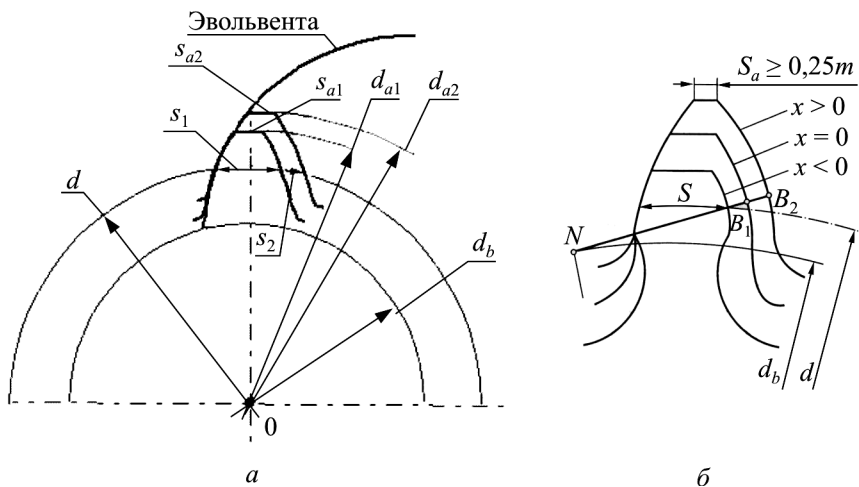


Рис. 3.8. Форма зуба в зависимости от смещения

Из теории эвольвентного зацепления известно, что подрезания не возникает, если число зубьев цилиндрического прямозубого колеса больше 17. При необходимости изготовления колес с числом зубьев $z \leq 17$ и при условии устранения подрезания зубьев необходимо положительное смещение. Минимальный коэффициент смещения при $\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$, устраняющий подрезание зуба, определяют по формуле

$$x_{\min} = \frac{17 - z}{17}.$$

Как было отмечено выше, при увеличении коэффициента смещения x уменьшается толщина зуба s_a на окружности вершин. При некотором критическом значении $x_{\max}$ наступает заострение

зуба. Для предотвращения излома вершины заостренного зуба толщина зуба должна удовлетворять условию $s_a \geq 0,25m$ (рис. 3.8, б). Таким образом, коэффициент смещения назначают так, чтобы выполнялось соотношение $x_{\min} \leq x \leq x_{\max}$.

Колеса с положительным смещением имеют более прочную ножку зуба по сравнению с колесами без смещения при том же числе зубьев.

Находят применение также колеса с отрицательным смещением, например, с целью обеспечения заданного межцентрового расстояния в зацеплении.

Таким образом, колеса с положительным и с отрицательным смещением применяются как для улучшения качества зацепления (устранения подрезания зуба, повышения прочности зуба, увеличения коэффициента перекрытия, уменьшения износа), так и для обеспечения заданных габаритов зацепления колес.

Описание установки

Лабораторная установка ТММ имитирует нарезание эвольвентных зубьев при помощи зубчатой рейки методом обкатывания и позволяет изучить влияние смещения на форму профиля зубьев.

Установка содержит (рис. 3.9):

- диск из органического стекла 1, на котором с помощью прижима 2 и винта 3 закрепляется бумажный круг равного с диском диаметра;

- зубчатую рейку 4, представляющую собой исходный производящий контур инструмента;

- каретку 5, имеющую возможность перемещаться вместе с рейкой вдоль корпуса прибора 6 и содержащую шкалы-направляющие 7, относительно которых рейка фиксируется винтами 8;

- рычаг 11, позволяющий натягивать или ослаблять струну, перекинутую через диск и расположенную снизу прибора. При работе установки натянутая струна не допускает проскальзывания диска 1 относительно рейки 4.

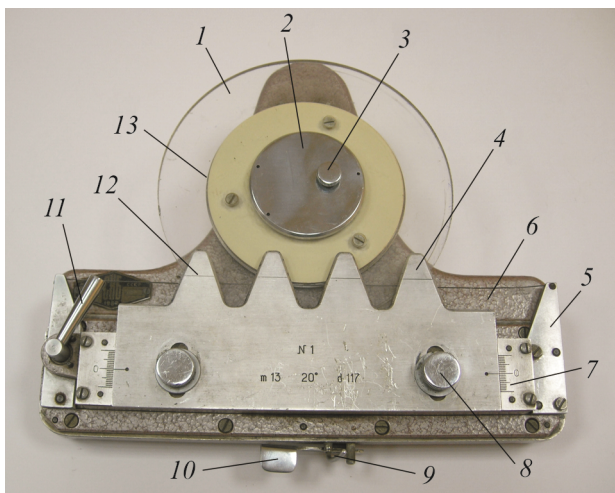


Рис. 3.9. Лабораторная установка ТММ

Механизм установки обеспечивает прерывистое поступательное перемещение рейки, согласованное с поворотом диска: при каждом нажатии на клавишу 10 рейка сдвигается справа налево на расстояние $\Delta s = 4 \dots 5$ мм, а диск с закрепленным на нем бумажным кругом поворачивается на соответствующий угол $\Delta \varphi$.

В положении, когда риска рейки совпадает с нулевой отметкой шкалы 7, модульная прямая 12 рейки касается делительной окружности 13 зубчатого колеса, и зубья будут построены без смещения ($x = 0$).

Зубья колеса будут построены со смещением ($x \neq 0$), если рейка сдвинута относительно нулевой отметки шкалы 7 от центра (положительное смещение) либо к центру колеса (отрицательное смещение).

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3

Цель работы – знакомство с теоретическими основами нарезания эвольвентных зубчатых колес методом обкатки, изучение геометрических параметров колес, нарезанных без смещения и со смещением.

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с теоретической частью работы, описанием установки.

2. Определить основные параметры зубчатого колеса без смещения, используя указанные на рейке данные.

3. Образовать на бумажном круге профили зубьев колеса без смещения:

- закрепить бумажную заготовку на диске прибора с помощью прижима 2 и винта 3 (см. рис. 3.9);
- установить риску рейки на нулевой отметке шкалы;
- повернуть рычаг 9 против часовой стрелки, передвинуть каретку с рейкой в крайнее правое положение, вернуть рычаг 9 в начальное положение;
- обвести карандашом контур зубьев рейки на бумажной заготовке, проводя линии вплотную к рейке;
- нажав на клавишу 10 передвинуть каретку на один шаг влево, снова обвести контур рейки карандашом и т. д. до тех пор, пока каретка с рейкой не окажутся в крайнем левом положении.

4. Определить основные параметры зубчатого колеса с положительным смещением, предварительно задав смещение рейки x_m , при котором будет отсутствовать подрезание, и подсчитав действительный коэффициент смещения x .

5. Образовать на бумажном круге профили зубьев колеса со смещением:

- ослабив винты 8, сдвинуть рейку относительно нулевой отметки шкалы на величину смещения x_m и закрепить в этом положении винтами 8;
- повернуть рычаг 9 против часовой стрелки, сдвинуть рейку в крайнее правое положение, вернуть рычаг 9 в начальное положение;
- ослабив рукоятку 11, руками повернуть диск с бумажной заготовкой на 180 градусов и зафиксировать, вернув рукоятку 11 в исходное положение;

- обводя зубья рейки острием карандаша после каждого нажатия на клавишу 10, получить на бумажном круге профили зубьев зубчатого колеса со смещением.

6. Снять бумажный круг с установки и провести на нем окружности, диаметры которых определены расчетом (рис. 3.10).

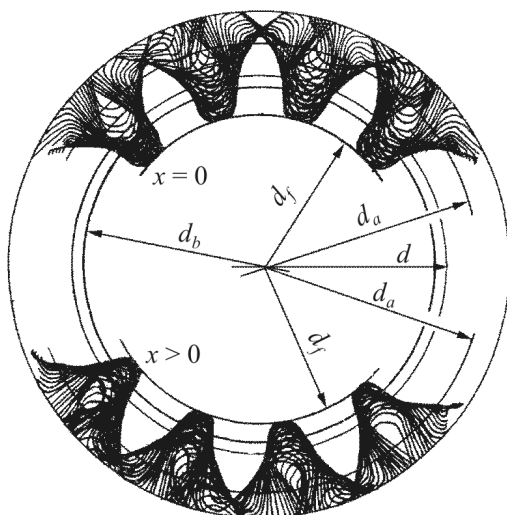


Рис. 3.10. Круг с профилями зубьев колес

7. Измерить параметры колеса, указанные в отчете, и сравнить их с расчетными.

8. Заполнить отчет (приложение 3).

Контрольные вопросы

1. Какие методы изготовления зубчатых колес вам известны?
2. Дайте определения: угла профиля, делительной, основной, начальной окружностей, шага, модуля, линии зацепления, угла зацепления.
3. Как изменяются основные параметры колес при смещении?

4. Запишите зависимости между модулем, числом зубьев, диаметрами делительным, вершин зубьев и впадин колеса, межосевым расстоянием.

Список литературы

1. Теория механизмов и механика машин: учебник для вузов / К.В. Фролов [и др.]. – 6-е изд., испр. и доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. – 687 с.

2. Иванов М.Н. Финогенов В.А. Детали машин. – 9-е изд., испр. – М.: Высшая школа, 2008. – 408 с.

4. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

Назначение и конструкции подшипников качения

Подшипники качения являются опорами валов, осей и других деталей.

Подшипник качения состоит из *наружного 1 и внутреннего 2 колец, тел качения* (шариков или роликов) *3 и сепаратора 4*, разделяющего и направляющего тела качения (рис. 4.1). Поверхности на внутреннем и наружном кольцах, по которым перемещаются тела качения, называются *дорожками качения*.

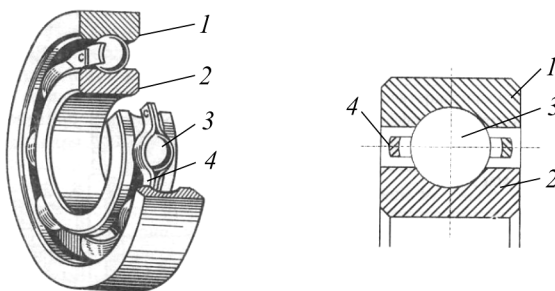


Рис. 4.1. Конструкция и схема подшипника качения

Подшипники качения стандартизованы и выпускаются на специализированных заводах. Размеры и характеристики подшипников приведены в каталогах и справочниках.

Подшипники качения имеют малые потери на трение, небольшой расход смазочного материала, просты в эксплуатации, взаимозаменяемы, относительно дешевы.

Недостатки подшипников качения: низкая долговечность при больших скоростях и ударных нагрузках, относительно большие радиальные габаритные размеры и масса.

Кольца и тела качения подшипников изготавливают из подшипниковых высокоуглеродистых хромистых сталей ШХ15, ШХ15СГ, легированных сталей 18ХГТ, 20Х2Н4А и др. Твердость колец и тел

качения – 60...65 HRC, шероховатость поверхностей тел качения и дорожек качения $Ra = 0,04 \dots 0,08$ мкм.

Сепараторы делают из мягкой углеродистой стали, из бронзы, латуни, алюминиевых сплавов, металлокерамики, пластмасс.

Классификация подшипников качения

По форме тел качения различают подшипники:

- *шариковые* (рис. 4.3, 4.4, 4.5, 4.11, 4.13, 4.15);
- *роликовые* (рис. 4.6, 4.7, 4.8, 4.9, 4.10, 4.12, 4.14, 4.15).

Шариковые подшипники рекомендуется применять при относительно небольших нагрузках и больших скоростях вращения валов. Роликовые подшипники, используют при больших нагрузках и малых скоростях вращения. Поскольку у шариковых подшипников контакт тел качения с дорожками точечный, нагрузочная способность их ниже, чем роликовых, у которых контакт линейный.

По направлению воспринимаемой нагрузки различают подшипники:

– *радиальные* (см. рис. 4.3–4.9), воспринимающие преимущественно радиальную нагрузку, направленную перпендикулярно оси подшипника;

– *упорные* (см. рис. 4.13, 4.14) и *упорно-радиальные* (см. рис. 4.15), воспринимающие преимущественно осевую нагрузку, направленную вдоль оси подшипника;

– *радиально-упорные* (см. рис. 4.11, 4.12), воспринимающие как радиальную, так и осевую нагрузку.

По числу рядов тел качения различают подшипники: *однорядные*, *двухрядные* и *многорядные*.

По габаритным размерам подшипники разделяют на *серии*. На рис. 4.2 показаны относительные габаритные размеры подшипников некоторых серий при одном и том же внутреннем диаметре d : 1 – сверхлегкая серия; 2 – особолегкая; 3 – легкая; 4 – легкая широкая; 5 – средняя; 6 – средняя широкая; 7 – тяжелая. Подшипники разных серий отличаются размерами тел качения, колец и, следовательно, на-

грузочной способностью. Различие допустимых предельных нагрузок при одном и том же диаметре может достигать 10...100.

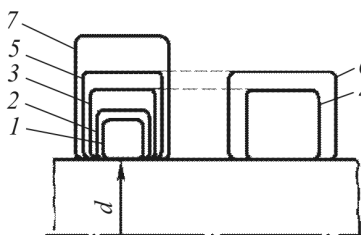


Рис. 4.2. Серии подшипников

Подшипники изготавливают различных *классов точности*, характеризующих совокупностью параметров, регламентирующих отклонения размеров, формы и взаимного расположения поверхностей колец подшипника и их шероховатость, а также величины радиального и осевого биения дорожек качения и торцов колец.

Предусмотрено пять классов точности, обозначаемых в порядке повышения: 0; 6; 5; 4; 2. Подшипники более высоких классов обеспечивают лучшее центрирование, более высокие частоты вращения и др. Подшипник класса 2 стоит в 10 раз дороже, чем подшипник того же типоразмера класса 0, и в 5 раз дороже, чем класса 5.

Допуски на торцевое и радиальное биение для класса 2 приблизительно в 5 раз меньше, чем для класса 0.

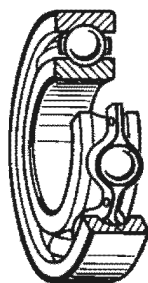


Рис. 4.3. Шариковый радиальный однорядный подшипник

Основные типы подшипников и их характеристики

Шариковые радиальные однорядные подшипники (см. рис. 4.3) способны воспринимать радиальную F_r и небольшую осевую F_a нагрузку в обоих направлениях, а также допускать небольшой перекося колец (не более 10'...15'). Они являются наиболее распространенными, имеют сравнительно невысокую стоимость.

Подшипники характеризуются сравнительно малой радиальной и осевой жесткостью и не рекомендуются для применения в узлах, тре-

бующих точной фиксации валов. Динамическая и статическая радиальная грузоподъемность их ниже, чем у роликоподшипников равных размеров.

Помимо основной конструкции (см. рис. 4.4, а) выпускают подшипники следующих исполнений: с защитными шайбами (см. рис. 4.4, б); со встроенными уплотнениями с одной или обеих сторон (см. рис. 4.4, в); с канавкой на наружном кольце (см. рис. 4.4, г) для установочного кольца, что позволяет производить сквозную обработку отверстий корпуса под посадку наружных колец. Для этой же цели служат подшипники с упорным буртом, а также с фланцем на наружном кольце. Подшипники со сферической посадочной поверхностью наружного кольца (см. рис. 4.4, д) могут самоустанавливаться при монтаже, компенсируя несоосность посадочных отверстий.

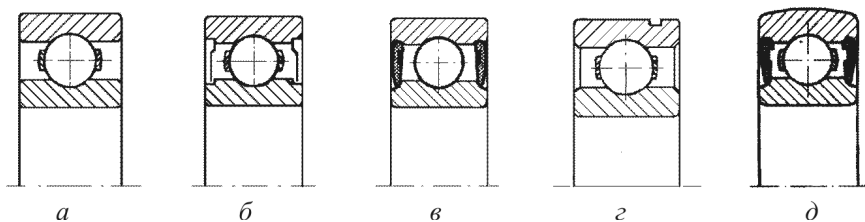


Рис. 4.4. Шариковые радиальные однорядные подшипники

Шариковые радиальные двухрядные сферические подшипники (см. рис. 4.5) предназначены для восприятия радиальных F_r , а также небольших осевых F_a нагрузок в обоих направлениях. Дорожка качения наружного кольца представляет собой сферическую поверхность, что делает подшипник самоустанавливающимся: подшипники могут работать при перекосах колец до 3° .

Помимо основного исполнения (см. рис. 4.5, а) подшипники изготавливают с коническим посадочным отверстием (см. рис. 4.5, б), позволяющим легко установить их на коническую поверхность вала.

Область применения данных подшипников – механизмы, в которых возможна несоосность посадочных поверхностей, а также в случаях, когда неизбежны значительные прогибы валов или осей.

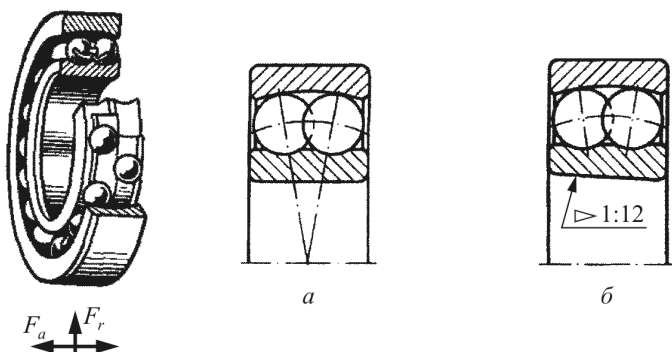


Рис. 4.5. Шариковые радиальные двухрядные сферические подшипники

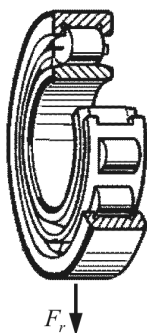


Рис. 4.6. Роликовый радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами

Роликовые радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами (см. рис. 4.6) предназначены для восприятия радиальных F_r нагрузок. Они отличаются повышенной нагрузочной способностью, но тяжелее и дороже аналогичных шариковых подшипников, кроме того, они очень чувствительны к перекосам колец. Даже небольшие перекосы (1'...2') приводят к неблагоприятному распределению контактных давлений и снижению долговечности.

Конструктивные исполнения подшипников с двумя бортами на одном кольце и без бортов на втором (см. рис. 4.7, а, в)

допускают в определенных пределах осевые перемещения внутреннего кольца относительно наружного, что дает возможность использовать их в качестве плавающих опор. Подшипник с бортом на одном из колец (см. рис. 4.7, б, г) фиксирует вал в одном осевом направлении и может воспринимать кратковременные небольшие осевые нагрузки. Для фиксации вала в обоих направлениях и воспри-

ятия небольших осевых нагрузок применяют подшипники с приставным бортовым кольцом (см. рис. 4.7, *д*).

Данные подшипники применяют в узлах механизмов, где требуется большая радиальная грузоподъемность: станках, прокатном оборудовании, дорожно-транспортных машинах и пр.

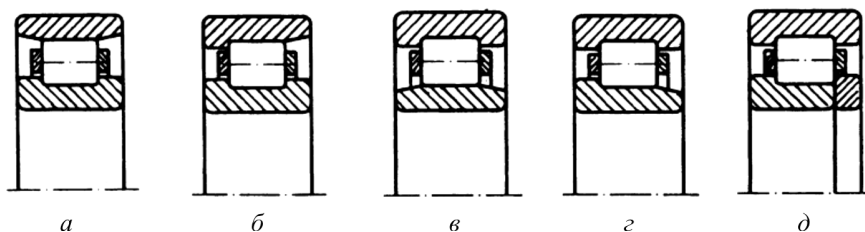


Рис. 4.7. Роликовые радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами

Двухрядные и многорядные подшипники с короткими цилиндрическими роликами имеют еще большую грузоподъемность и жесткость при относительно небольших габаритных размерах в радиальном направлении.

Роликовые радиальные двухрядные сферические подшипники (см. рис. 4.8) имеют сферическую поверхность дорожки качения наружного кольца, а также бочкообразную форму роликов, что обеспечивает работу при перекосах колец $1 \dots 2,5^\circ$. Подшипники являются самоустанавливающимися, могут выдерживать большие радиальные F_r и небольшие осевые F_a нагрузки.

Помимо основного исполнения (см. рис. 4.8, *а*) подшипники изготавливают с коническим отверстием (см. рис. 4.8. *б*). Их устанавливают или непосредственно на коническую поверхность вала, или на закрепленную втулку (см. рис. 4.8, *в*), надеваемую на цилиндрический участок вала.

Сферические подшипники применяют в тяжело нагруженных узлах, где возможны перекосы, обусловленные погрешностями изготовления, а также деформациями корпуса и вала.

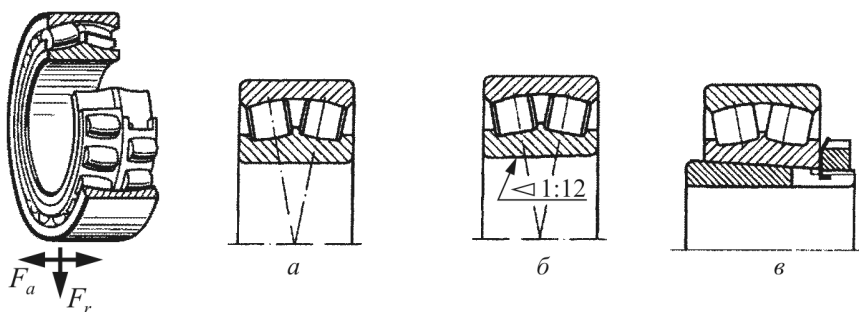


Рис. 4.8. Роликовые радиальные двухрядные сферические подшипники

Роликовые радиальные подшипники с игольчатыми роликами (игольчатые подшипники) (см. рис. 4.9) способны воспринимать большие радиальные F_r нагрузки, осевые нагрузки они не воспринимают. Перекосы колец недопустимы.

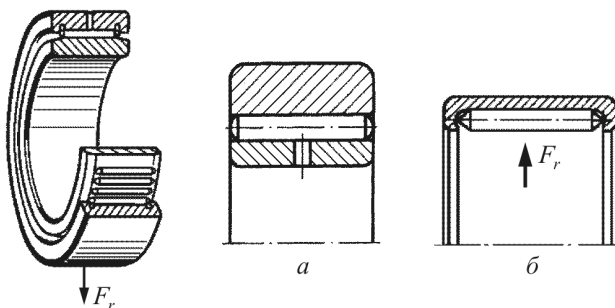


Рис. 4.9. Роликовые радиальные подшипники с игольчатыми роликами

Ролики (иглы) имеют диаметр 1,6...6 мм и длину, в 4...10 раз превосходящую диаметр (см. рис. 4.9, а). Иглы устанавливают без сепаратора или с сепаратором. Для уменьшения радиальных габаритов применяют подшипники без колец или с одним кольцом (см. рис. 4.9, б).

По сравнению с шариковыми подшипниками они имеют существенно меньшие габаритные размеры в радиальном направлении при значительно большей грузоподъемности.

Игольчатые подшипники обладают высокой жесткостью и могут использоваться в качестве высокоточных опор. Из-за большого числа контактных поверхностей игольчатые подшипники обладают высокими демпфирующими свойствами, поэтому допустимо их применение при значительном уровне вибрации.

Роликовые радиальные подшипники с витыми роликами (см. рис. 4.10) воспринимают только радиальную F_r нагрузку. Из-за податливости роликов подшипники менее чувствительны к перекосам, чем подшипники со сплошными роликами, кроме того, обладая демпфирующими способностями, они могут воспринимать ударные нагрузки.

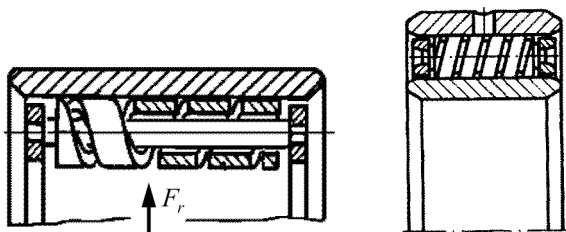


Рис. 4.10. Роликовые радиальные подшипники с витыми роликами

Шариковые радиально-упорные подшипники (см. рис. 4.11) воспринимают радиальные F_r и односторонние осевые F_a нагрузки.

Нагрузочная способность этих подшипников выше, чем у радиальных шариковых, благодаря большему (на 40 %) числу тел качения, которые удается разместить в подшипнике из-за наличия скоса на наружном или внутреннем кольце. Способность подшипника воспринимать осевую нагрузку зависит от номинального угла контакта тел качения с кольцами α (см. рис. 4.11, α). Подшипники выполняют с номинальными углами контакта $\alpha = 12^\circ$, $\alpha = 26^\circ$, $\alpha = 36^\circ$. С увеличением α осевая грузоподъемность подшипника растет, а предельная частота вращения и допускаемая радиальная нагрузка уменьшаются.

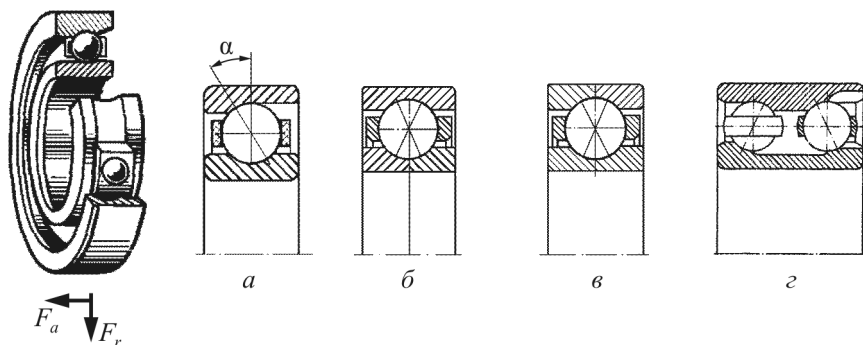


Рис. 4.11. Шариковые радиально-упорные подшипники

Шариковый радиально-упорный однорядный подшипник с съемным внутренним (см. рис. 4.11, б) или наружным (см. рис. 4.11, в) кольцом используют при радиальных и двухсторонних осевых нагрузках в условиях стесненных габаритов по оси. Шариковый радиально-упорный двухрядный подшипник (см. рис. 4.11, г) воспринимает значительные радиальные и осевые нагрузки в условиях высоких требований к жесткости опоры.

Радиально-упорные подшипники с коническими роликами (см. рис. 4.12) имеют тела качения в форме усеченного конуса и съемное наружное кольцо. Такая конструкция подшипников позволяет производить раздельный монтаж и демонтаж колец. При монтаже и эксплуатации подшипники нуждаются в регулировании осевых зазоров.

Подшипники воспринимают радиальные F_r и односторонние осевые F_a нагрузки. Осевая нагрузочная способность подшипников возрастает с увеличением угла контакта α наружного кольца. Для большинства подшипников $\alpha = 10^\circ \dots 16^\circ$. Повышенную осевую нагрузку воспринимают подшипники с увеличенными углами контакта $\alpha = 20^\circ \dots 30^\circ$.

Помимо основной конструкции (см. рис. 4.12, а) выпускаются подшипники с упорным буртом на наружном кольце (см. рис. 12, б), а также подшипники двухрядные (см. рис. 4.12, в) и четырехрядные, воспринимающие большую радиальную и двустороннюю осевую нагрузки.

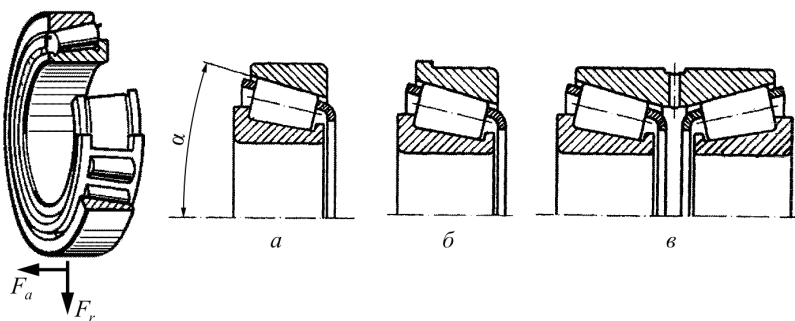


Рис. 4.12. Роликовые радиально-упорные подшипники

Конические роликовые подшипники широко применяются в машиностроении, отличаются удобством монтажа, имеют большую нагрузочную способность по сравнению с радиально-упорными шариковыми подшипниками (примерно в 1,5 раза).

Шариковые упорные подшипники (см. рис. 4.13) предназначены для восприятия только осевой нагрузки: для односторонней – одинарные подшипники (см. рис. 4.13, а), для двухсторонней – двойные (см. рис. 4.13, б).

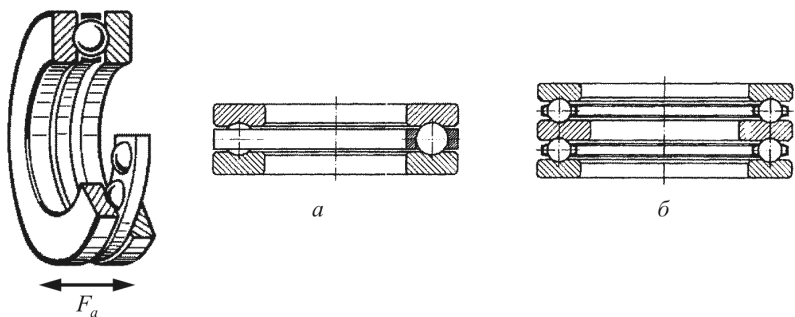


Рис. 4.13. Шариковые упорные подшипники

Одно из колец подшипника устанавливается на вал с натягом, другое кольцо – в корпус с зазором.

Эти подшипники удовлетворительно работают при небольших скоростях (до 10 м/с). При высоких частотах вращения появляются центробежные силы и гироскопические моменты, действующие на шарики. На горизонтальных валах подшипники работают хуже, чем на вертикальных, и требуют хорошей регулировки или постоянного поджатия колец пружинами.

Роликовые упорные подшипники (см. рис. 4.14) воспринимают большие осевые нагрузки, быстроходность их невелика.

Для восприятия односторонней нагрузки применяют одинарные подшипники с коническими (см. рис. 4.14, *а*) или цилиндрическими (см. рис. 4.14, *б*) роликами. Для восприятия двухсторонней нагрузки применяют двойные подшипники (см. рис. 4.14, *в*).

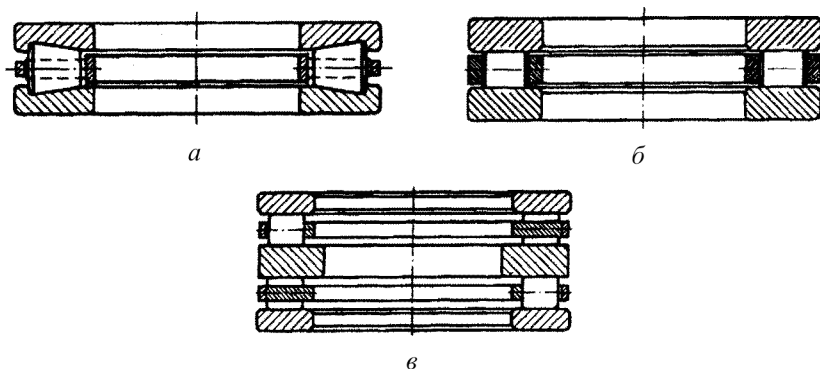


Рис. 4.14. Роликовые упорные подшипники

Упорно-радиальные шариковые и роликовые подшипники (см. рис. 4.15) предназначены для восприятия больших осевых нагрузок и небольших радиальных.

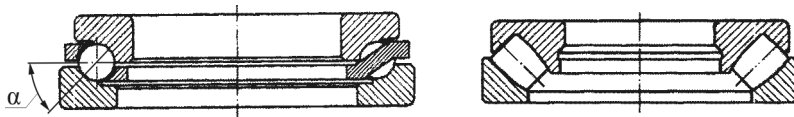


Рис. 4.15. Упорно-радиальные шариковые и роликовые подшипники

Описанные кратко типы подшипников имеют разнообразные конструктивные исполнения, которые используются для повышения надежности и точности подшипников, улучшения их технических показателей и облегчения монтажа.

Условные обозначения (маркировка) подшипников

Система условных обозначений подшипников регламентирована ГОСТ 3189. Условные обозначения необходимы для соответствующих указаний в документации, спецификациях, на чертежах и т.д. Условное обозначение подшипника проставляется на торце одного из колец, там же указывается номер завода-изготовителя.

Полное условное обозначение подшипника состоит из *основного* обозначения и двух *дополнительных*, которые располагаются слева и справа от основного. Дополнительное обозначение справа начинается с прописной буквы, а дополнительное обозначение слева отделено от основного знаком тире.

Основное условное обозначение подшипника состоит из семи цифр и содержит сведения о типе и конструктивном исполнении подшипника, о размерной серии и диаметре отверстия.

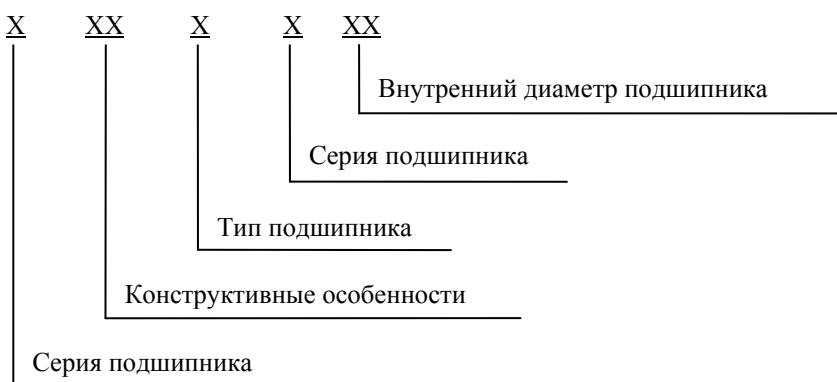


Рис. 4.16. Расположение цифр
в основном условном обозначении подшипника

Схема расположения цифр приведена на рис. 4.16. Порядок отсчета цифр – справа налево. С целью сокращения обозначения нули в условном обозначении подшипника не проставляются, если левее стоящие цифры также являются нулями.

Основное условное обозначение характеризует основное исполнение подшипника: с кольцами и телами качения из подшипниковой стали ШХ15 класса точности 0 по ГОСТ 520.

Обозначение внутреннего диаметра подшипника

Две первые цифры, считая справа, для подшипников с внутренним диаметром от 20 до 495 мм являются частным от деления внутреннего диаметра подшипника на 5.

Подшипники с внутренним диаметром от 10 до 17 мм имеют следующие обозначения диаметра:

Внутренний диаметр подшипника, мм	10	12	15	17
Обозначение диаметра	00	01	02	03

Для подшипников с внутренним диаметром до 9 мм включительно первая цифра справа указывает фактический размер внутреннего диаметра, при этом цифра 0 сдвигается на третье место, а вторая цифра обозначает серию подшипника.

Для подшипников с внутренним диаметром 495 мм и более вместо последних двух цифр ставится дробная черта, справа от которой указывается фактический размер внутреннего диаметра.

Обозначение типа подшипника

Четвертая цифра справа обозначает тип подшипника (табл. 4.1).

Таблица 4.1

Обозначение типа подшипника

Тип подшипника	4-я цифра справа
Шариковый радиальный	0
Шариковый радиальный сферический	1
Роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами	2

Окончание табл. 4.1

Тип подшипника	4-я цифра справа
Роликовый радиальный сферический	3
Роликовый игольчатый или с длинными цилиндрическими роликами	4
Роликовый радиальный с витыми роликами	5
Шариковый радиально-упорный	6
Роликовый конический	7
Шариковый упорный или упорно-радиальный	8
Роликовый упорный или упорно-радиальный	9

Обозначение серии подшипника (ГОСТ 3478)

По габаритным размерам подшипники делятся на серии. Третья цифра справа обозначает серию диаметра, а седьмая – серию ширины (табл. 4.2). Для подшипников с внутренним диаметром до 9 мм включительно серия диаметра обозначается второй цифрой справа.

Таблица 4.2

Серии подшипников

Серия диаметра		Серия ширины	
3-я цифра справа		7-я цифра справа	
1	особо легкая	0 2 3, 4, 5, 6 7	нормальная широкая особо широкая узкая
2	легкая	0 1 3, 4 8	узкая нормальная особо широкая особо узкая
3	средняя	0 1 3 8	узкая нормальная особо широкая особо узкая

Серия диаметра		Серия ширины	
3-я цифра справа		7-я цифра справа	
4	тяжелая	0 2	узкая широкая
5	легкая	0	широкая
6	средняя	0	широкая
7	особо легкая	1 2 3, 4 7	нормальная широкая особо широкая узкая
8 9	сверхлегкая	1 2 3, 4, 5, 6 7	нормальная широкая особо широкая узкая

Обозначение конструктивного исполнения подшипника (ГОСТ 3395)

Пятая и шестая цифра справа обозначают конструктивные исполнения подшипника, например, номинальный угол контакта тел качения с наружным кольцом в радиально-упорных подшипниках, наличие стопорной канавки на одном из колец, наличие встроенных уплотнений и т.д.

Дополнительное условное обозначение, расположенное слева от основного, содержит сведения о классе точности, внутреннем зазоре, моменте трения и категории подшипника. Знаки располагают в порядке перечисления справа налево от основного обозначения.

Класс точности (ГОСТ 520) в порядке возрастания обозначают цифрами: 0 – нормальный, 6 – повышенный, 5 – высокий, 4 – особо высокий, 2 – сверхвысокий. В общем машиностроении обычно применяют подшипники нормального класса точности 0.

Обозначение групп зазоров – цифры 0, 1, 2, 3...9; обозначение рядов момента трения – 1, 2, 3...9; обозначение категории – А, В, С.

Дополнительное условное обозначение, расположенное справа от основного, содержит сведения о материале деталей подшипника, о виде смазочного материала, специальные технические требования и др.

Дополнительное обозначение состоит из сочетания букв и цифр (табл. 4.3). Цифра, стоящая после буквы, указывает на порядковый номер исполнения либо соответствует определенному виду отличительного признака (табл. 4.4, 4.5).

Таблица 4.3

Дополнительные обозначения подшипников

Дополнительные обозначения	Отличительные признаки
А	Подшипник повышенной грузоподъемности
Б, Б1, Б2...	Сепаратор из безоловянистой бронзы
Г, Г1, Г2...	Сепаратор массивный из черных металлов
Д, Д1, Д2...	Сепаратор из алюминиевого сплава
Е, Е1, Е2...	Сепаратор из пластических материалов
К, К1, К2...	Конструктивные изменения деталей подшипника (для роликовых подшипников это железный штампованный сепаратор)
Л, Л1, Л2...	Сепаратор из латуни
Р, Р1, Р2...	Детали подшипника из теплостойкой стали
С, С1, С2...	Вид смазочного материала для подшипников закрытого типа (табл. 4.5)
Т, Т1, Т2...	Специальные требования к температуре отпуска колец подшипника (табл. 4.6)
У, У1, У2...	Специальные технические требования (по шероховатости, покрытиям поверхности и пр.)
Х, Х1, Х2...	Кольца и тела качения из цементируемой стали
Ш, Ш1, Ш2...	Специальные требования по уровню шума
Ю, Ю1, Ю2...	Детали подшипника из нержавеющей стали
Я, Я1, Я2...	Детали подшипника из редко применяемых материалов (стекло, керамика)

Если подшипник выпускается без специальных требований по точности, внутреннему зазору, смазочному материалу и пр., *то дополнительные обозначения не проставляются.*

Таблица 4.4

Дополнительные обозначения подшипников

Температура отпуска, °C	200	225	250	300	350	400
Обозначение	T	T1	T2	T3	T4	T5

Таблица 4.5

Дополнительные обозначения подшипников

Смазочный материал	Обозначение
ОКБ 122-7	C1
ЦИАТИМ-221	C2
ВНИИНП-210	C3
...	
ФИОЛ-2У	C14
...	...
Литол -24	C17
...	...
ВНИИНП-274.	C20

Примеры условных обозначений подшипников:

1) 206 – подшипник шариковый радиальный однорядный (0) легкой серии (2) с внутренним диаметром 30 мм (06) нормального класса точности (0);

2) 5-206 – подшипник шариковый радиальный однорядный (0) легкой серии (2) с внутренним диаметром 30 мм (06) высокого класса точности (5);

3) 203 – подшипник шариковый радиальный однорядный (0) легкой серии (2) с внутренним диаметром 17 мм (03) нормального класса точности (0);

4) 26 – подшипник шариковый радиальный однорядный (0) легкой серии (2) с внутренним диаметром 6 мм (6);

5) 73/675 – подшипник роликовый конический радиально-упорный (7) средней серии (3) с внутренним диаметром 675 мм;

6) 7315 – подшипник роликовый конический радиально-упорный (7) средней серии (3) с внутренним диаметром 75 мм (15) нормального класса точности (0);

7) 27315 – подшипник роликовый конический радиально-упорный (7) с большим углом конусности (2) средней серии (3) с внутренним диаметром 75 мм (15) нормального класса точности (0);

8) 1027315 – подшипник роликовый конический радиально-упорный (7) с большим углом конусности (2) нормальной (1) средней (3) серии с внутренним диаметром 75 мм (15) нормального класса точности (0);

9) 6-2208 – подшипник роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами (2) легкой серии (2) с внутренним диаметром 40 мм (08) повышенного класса точности 6 (6);

10) 32208Б – подшипник роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами (2) с бортами на наружном кольце (3) узкой (0) легкой (2) серии с внутренним диаметром 40 мм (08) нормального класса точности (0) с бронзовым сепаратором (Б);

11) 150212 – подшипник шариковый радиальный однорядный (0) с одной защитной шайбой и со стопорной канавкой на наружном кольце (15) легкой (2) узкой (0) серии с внутренним диаметром 60 мм (12) нормального класса точности (0);

12) 36210 – подшипник шариковый радиально – упорный однорядный (6) с углом контакта $\alpha = 12^\circ$ (3) легкой (2) узкой (0) серии с внутренним диаметром 50 мм (10) нормального класса точности (0);

13) 46210 – подшипник шариковый радиально – упорный однорядный (6) с углом контакта $\alpha = 26^\circ$ (4) легкой (2) узкой (0) серии с внутренним диаметром 50 мм (10) нормального класса точности (0);

14) 8311 – подшипник шариковый упорный (8) одинарный средней (3) узкой (0) серии с внутренним диаметром 55 мм (11) нормального класса точности (0);

15) 38311 – подшипник шариковый упорный (8) двойной (3) средней (3) узкой (0) серии с внутренним диаметром 55 мм (11) нормального класса точности (0).

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4

Цель работы: изучение конструкции, классификации и характеристик основных типов подшипников качения; ознакомление с условными обозначениями (маркировкой) подшипников.

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с конструкцией основных типов подшипников по методическому указанию и предложенным образцам.

2. Определить тип изучаемых подшипников, выполнить их эскиз, проставив габаритные размеры (внутренний диаметр, наружный диаметр, ширину) (п. 2 приложения 4).

3. Расшифровать условные обозначения (маркировку) подшипников, пользуясь методическими указаниями (п. 3 приложения 4).

4. Найти изучаемые подшипники в справочной литературе (ГОСТ), выписать их параметры (п. 4 приложения 4).

5. Дать краткую характеристику подшипников (п. 5, приложение 4).

Пример заполнения протокола отчета приведен в приложении 5.

Контрольные вопросы

1. Из каких деталей состоят подшипники качения?
2. Для чего предназначен сепаратор?
3. Из каких материалов изготавливают тела качения, кольца и сепараторы подшипников качения?
4. В чем заключаются преимущества и недостатки подшипников качения?
5. По каким признакам классифицируют подшипники качения?
6. Для чего изготавливают подшипники различных серий?
7. Чем отличаются подшипники различных классов точности?

8. Дайте сравнительную характеристику радиальных роликовых и шариковых подшипников.
9. Особенности конструкции игольчатых подшипников.
10. В каких случаях следует применять сферические подшипники?
11. Дайте сравнительную характеристику радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников.
12. Каковы особенности конструкции и применения упорных шариковых и роликовых подшипников?
13. Что и как можно узнать из условного обозначения подшипника?

Список литературы

1. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин: учебник для втузов. – 12-е изд., испр. – М.: Высшая школа, 2008. – 408 с.
2. Крайнев А.Ф. Идеология конструирования. – М.: Машиностроение-1, 2003. – 384 с.
3. Черменский О.Н., Федотов Н.Н. Подшипники качения: справочник-каталог. – М.: Машиностроение, 2003. – 576 с.

5. МЕХАНИЧЕСКИЕ МУФТЫ

Теоретические сведения

Муфты приводов – устройства, предназначенные для соединения друг с другом валов сборочных единиц (узлов) и механизмов, а также валов и установленных на них деталей.

Муфты передают вращающий момент без изменения его величины и направления. В ряде случаев муфты компенсируют погрешности расположения осей валов, дополнительно поглощают вибрации и толчки, предохраняют машины от аварий при перегрузках, ограничивают частоты вращения, а также используются для включения и выключения исполнительного механизма без остановки двигателя.

Многообразие требований, предъявляемых к муфтам, и различные условия работы обусловили создание большого количества их конструкций.

Муфты приводов бывают *механические*, гидродинамические, электромагнитные и др. В общем случае муфты состоят из ведущей и ведомой полумуфт, одеваемых на валы, и соединительных элементов. В гидродинамических муфтах роль соединительного элемента выполняет жидкость, а в электромагнитных – электромагнитное поле. В механических муфтах соединительным элементом являются твердые тела.

Наиболее распространенные муфты стандартизованы. При проектировании приводов муфты подбирают по расчетному вращающему моменту T_p с учетом диаметров соединяемых валов, частоты вращения и условий эксплуатации. Для приближенного расчета вращающего момента T_p используют зависимость

$$T_p = K \cdot T,$$

где T – вращающий момент на соответствующем валу, K – коэффициент режима нагрузки ($K = 1,1 \dots 3,0$). Существенными показателями муфт являются габариты, масса и момент инерции относительно оси вращения.

Полумуфты устанавливают на цилиндрические или конические концы вылов. Стандарт допускает сочетание полумуфт с различны-

ми диаметрами посадочных отверстий при одинаковых номинальных вращающих моментах.

Механические муфты по управляемости подразделяют:

- на *неуправляемые (нерасцепляемые)*;
- *управляемые (сцепные)*;
- *самоуправляемые (автоматические)*,
- *прочие* муфты, которые не могут быть отнесены к предыдущим классам, и различные специальные, например *комбинированные* муфты.

Муфты неуправляемые

Неуправляемые муфты обеспечивают постоянное в течение всего времени эксплуатации машины соединение валов. К ним относятся *неподвижные некомпенсирующие* муфты и *компенсирующие* муфты.

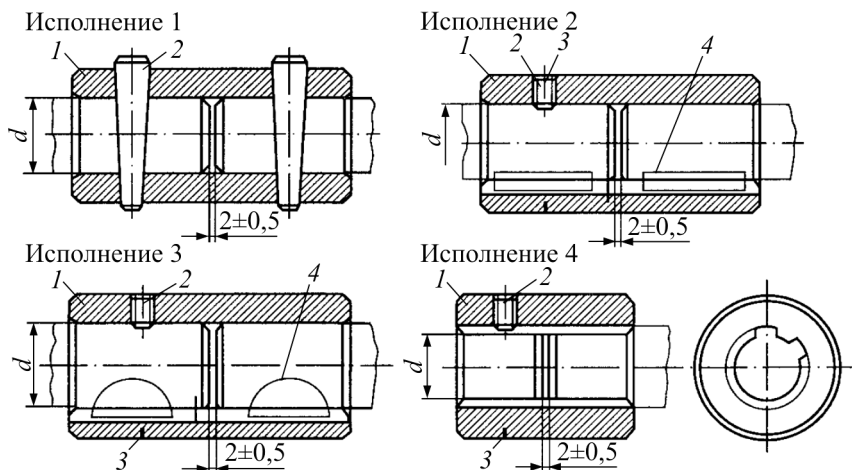
Неподвижные (глухие) муфты

Неподвижные муфты предназначены для жесткого соединения соосных валов. Они не компенсируют ошибки изготовления и монтажа и требуют точного центрирования соединяемых валов. Кроме крутящего момента они передают изгибающий момент, радиальную и осевую силы. Основная область применения – длинные составные валы, работающие как целые. Наибольшее распространение получили *втулочная, фланцевая и клеммовая* муфты.

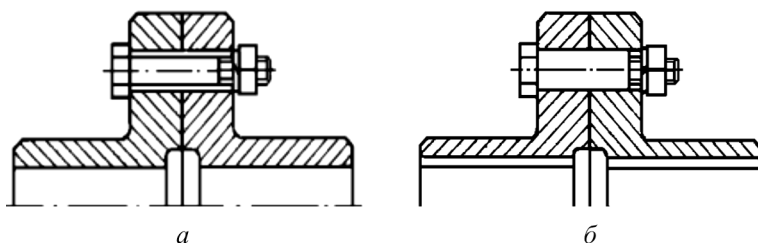
Втулочная муфта (ГОСТ 24246-96) (рис. 5.1) представляет собой втулку, надеваемую с зазором на цилиндрические концы валов. Соединение втулки 1 с валом может быть выполнено с помощью штифтов 2 (исполнение 1), шпонок 4 (исполнение 2, 3) или шлицев (исполнение 4). Втулка предохраняется от осевого смещения установочным винтом 2 и стопорным кольцом 3.

Материал втулок – сталь (Ст3, Ст5). Муфты применяют для валов диаметрами до 100 мм и передачи небольших вращающих моментов.

Муфты отличаются особо малыми габаритами и небольшой стоимостью. Недостаток – сложность монтажа и демонтажа, связанная с необходимостью перемещения валов или муфты вдоль вала.



Фланцевая муфта (ГОСТ 20761–96) (рис. 5.2) состоит из двух полумуфт, выполненных в виде ступиц с фланцами. Ступицы крепятся на валах с помощью шпонок, а фланцы соединяются болтами. Вращающий момент передается силами трения между фланцами, если болты поставлены с зазором (см. рис. 5.2, *а*), а при установке болтов без зазора (см. рис. 5.2, *б*) — силами сопротивления на сдвиг крепежных болтов. Для предотвращения изгиба валов необходимо точное центрирование полумуфт.



Материал полумуфт – чугун СЧ 30 или сталь 40, 35Л. Муфты предназначены для соединения цилиндрических концов валов с диаметрами 12...220 мм и передачи вращающих моментов от 16 до 40 000 Н·м.

Фланцевые муфты широко распространены в машиностроении.

Клеммовая муфта (продольно-разъемная) (ГОСТ 23106–93) служит для соединения соосных валов в тихоходных механизмах. Муфта состоит из двух полумуфт 1, разделенных по плоскости, проходящей через оси соединяемых валов (рис. 5.3). Вращающий момент передается силами трения на поверхности контакта вала с полумуфтами и шпонками. Усилия прижатия создается затяжкой болтов, стягивающих полумуфты.

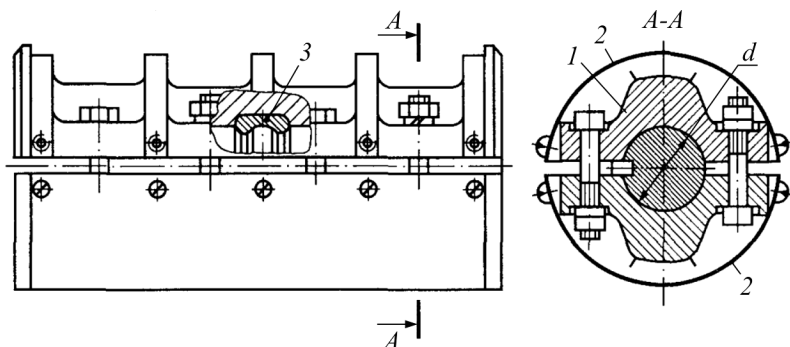


Рис. 5.3. Клеммовая муфта

Преимуществом муфты являются возможность монтажа и демонтажа без осевого смещения валов. Недостатки – трудность балансировки, сложность изготовления и малая надежность передачи вращающего момента.

Компенсирующие муфты

Компенсирующие муфты предназначены для соединения валов с небольшими взаимными смещениями осей, обусловленными особенностями конструкции машин, неточностью изготовления и монтажа, упругими деформациями.

Муфты компенсируют радиальные (рис. 5.4, а), осевые (рис. 5.4, б), угловые (рис. 5.4, в) или комбинированные смещения.

Компенсирующие муфты делятся на *жесткие* и *упругие*.

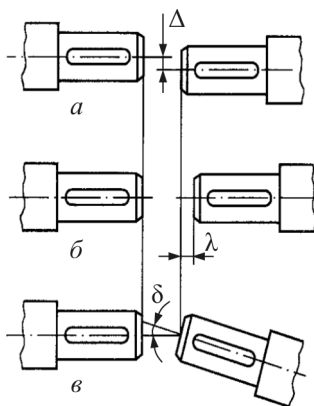


Рис. 5.4. Виды несоосностей валов

Жесткие компенсирующие муфты

К жестким компенсирующим муфтам относятся муфты кулачковые, зубчатые, цепные, шарнирные и др. Компенсация смещений валов достигается за счет относительного перемещения деталей муфт.

Кулачково-дисковая муфта (ГОСТ 20720 –93) (рис. 5.5) состоит из двух полумуфт 1, 2 и промежуточного плавающего диска 3 с кулачками, расположенными крестообразно и входящими в соответствующие пазы на полумуфтах. Перпендикулярное расположение пазов позволяет компенсировать радиальное и угловое смещение валов. Продольное смещение валов компенсируется за счет зазоров между диском и полумуфтами.

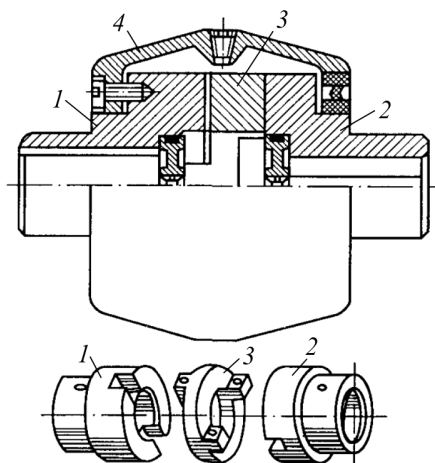


Рис. 5.5. Кулачково-дисковая муфта

Передача вращающего момента осуществляется кулачками диска, которые при смещенных валах скользят по боковой поверхности пазов. Центр диска при вращении описывает окружность диаметром, равным радиальному смещению. Скольжение выступов в пазах сопровождается износом. Интенсивность износа возрастает с увеличением несоосности валов и частоты вращения. Для уменьшения износа применяют смазку. Муфта закрывается кожухом 4.

Муфты применяют для соединения валов диаметром 16...150 мм с вращающим моментом 16...16 000 Н·м.

Зубчатые муфты (ГОСТ 5006–94) широко применяют для соединения валов при затрудненной точной установке узлов и передаче больших моментов.

Муфта (рис. 5.6) состоит из двух втулок-полумуфт 2 с внешними зубьями эвольвентного профиля и обойм 1 с внутренними зубьями. Обоймы соединены между собой болтами, для герметизации в муфтах предусмотрены уплотнения.

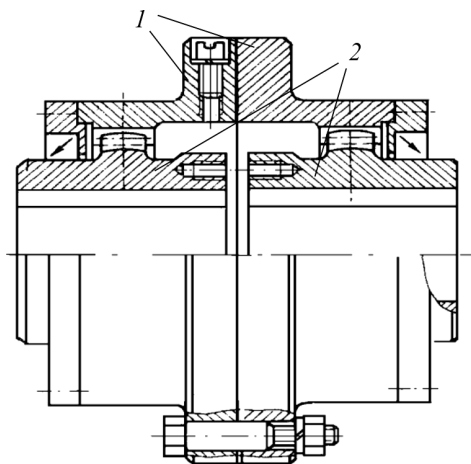


Рис. 5.6. Зубчатая муфта

Компенсирующая способность муфт обеспечивается зазорами между сопряженными зубьями и бочкообразной формой зубьев. Радиальные смещения и отклонения от параллельности осей валов вызывают поворот обойм относительно втулок. Компенсация несоосностей сопровождается скольжением зубьев. Для повышения износостойкости зубья подвергают термообработке до твердости 42...50 HRC и используют жидкий смазочный материал большой вязкости.

Основные параметры муфт стандартизованы для диаметров 40...560 мм и вращающих моментов 40...10⁵ Н·м.

Муфты имеют высокую нагрузочную способность благодаря большому числу одновременно зацепляющихся зубьев и сравнительно малые габариты.

Цепная муфта (ГОСТ 20742–93) состоит из двух полумуфт *1* со звездочками (рис. 5.7), имеющими одинаковое число зубьев. На звездочки надевается однорядная или двухрядная втулочно-роликовая цепь *2*, снаружи устанавливается кожух *3*, разъемный в осевой плоскости и защищающий смазочный материал от загрязнения.

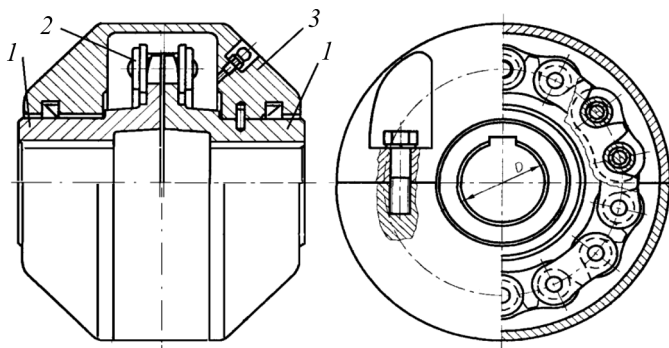


Рис. 5.7. Цепная муфта

Цепные муфты компенсируют радиальные и угловые смещения за счет зазоров в шарнирах самой цепи и сопряжения ее со звездочками. Из-за наличия в муфтах значительных зазоров их не применяют в реверсивных приводах и приводах с большими динамическими нагрузками. Муфты изготавливают с вращающимися моментами от 63 до 16 000 Н·м.

Шарнирные муфты служат для передачи вращающего момента между валами с взаимным наклоном осей до $40^\circ \dots 45^\circ$. Муфта (ГОСТ 5147–80) (рис. 5.8) состоит из двух одинаковых полумуфт *1* и *5* в виде ступиц с вилкой и крестовины *3*, соединяющей полумуфты. Крестовина соединена с вилками полумуфт шарнирами, которые обеспечивают поворот каждой из полумуфт относительно крестовины.

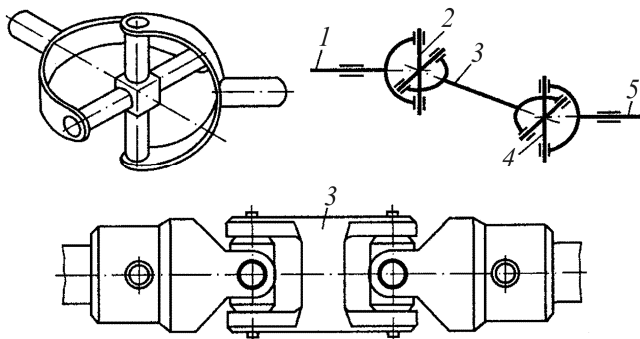


Рис. 5.8. Шарнирные муфты

Упругие компенсирующие муфты

Отличительной особенностью данных муфт является упругий элемент, передающий вращение от одной полумуфты к другой. Упругие муфты смягчают толчки и удары, вызванные технологическим процессом, защищают механизмы от крутильных колебаний, компенсируют взаимные смещения валов.

Основные характеристики упругих муфт – демпфирующая способность и жесткость при кручении.

Демпфирующая способность муфты определяется отношением энергии, рассеянной муфтой, к работе сил упругой деформации. Чем выше демпфирующая способность, тем в большей степени упругая муфта способствует снижению динамических нагрузок и затуханию колебаний.

Жесткость при кручении C представляет собой зависимость относительного угла поворота от момента $C = dT/d\varphi$, где T – передаваемый вращающий момент, φ – угол закручивания. Различают муфты постоянной жесткости (линейные) и переменной жесткости (нелинейные).

Различают муфты с *неметаллическими* и *металлическими* упругими элементами.

Переменной жесткостью обладают муфты с неметаллическими упругими элементами, материал которых (резина, полиуретан)

не подчиняется закону Гука, а также муфты с металлическими упругими элементами, переменные условия деформирования которых задаются конструкцией.

Муфты с неметаллическими упругими элементами обладают высокими компенсирующими свойствами и хорошей демпфирующей и электроизолирующей способностью. Они широко распространены благодаря простоте конструкций и эксплуатации. Из-за низкой прочности резин и полиуретанов их применяют для передачи малых и средних вращающих моментов.

Муфты с упругой торообразной оболочкой (ГОСТ 20884–93) (рис. 5.9) состоят из двух полумуфт 1, упругой оболочки 2 и двух колец 3, которыми при помощи винтов 4 закрепляют оболочку на полумуфтах. Муфты обладают большой компенсирующей способностью. Чем больше смещения, тем меньше срок службы упругого элемента.

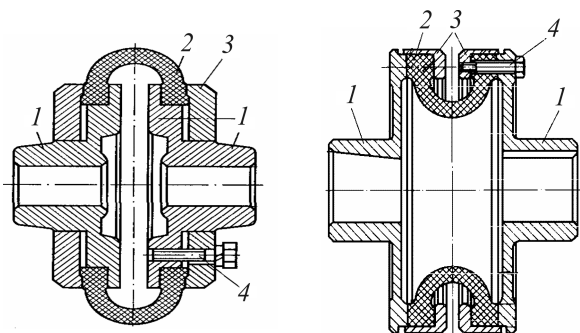


Рис. 5.9. Муфты с торообразной оболочкой

Упругая оболочка муфты может быть выпуклой либо вогнутой. Конструкция муфт позволяет заменять упругий элемент без осевого смещения полумуфт. Муфты используют для соединения валов диаметром 14...240 мм, с номинальным вращающим моментом 40...40 000 Н·м.

Муфта упругая со звездочкой (ГОСТ 14084–93) (рис. 5.10) состоит из двух одинаковых полумуфт 1 с торцевыми кулачками и упругого

элемента 2, выполненного в виде звездочки с 4 или 6 лучами. Кулачки входят в соответствующие впадины в резиновой звездочке 2. Лучи звездочки располагаются между кулачками полумуфт и работают на сжатие при действии вращающего момента. Муфты имеют малые габариты, но при монтаже необходимы осевые перемещения полумуфт.

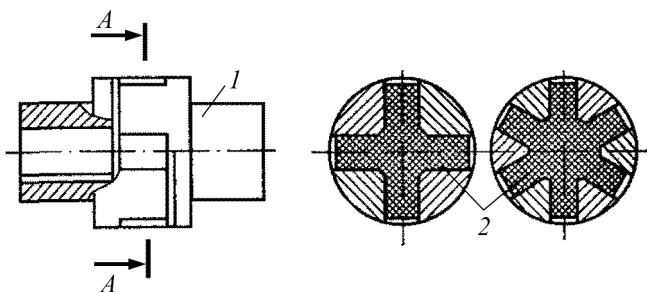


Рис. 5.10. Муфта упругая со звездочкой

Муфты используют при значениях вращающего момента 2,5...400 Н·м. и диаметрах соединяемых валов 6...48 мм.

Упругая втулочно-пальцевая муфта (ГОСТ 21424–93) (рис. 5.11) состоит из двух полумуфт 1, стальных пальцев, закрепленных в одной из полумуфт гайками, и упругих резиновых втулок 2, надеваемых на пальцы.

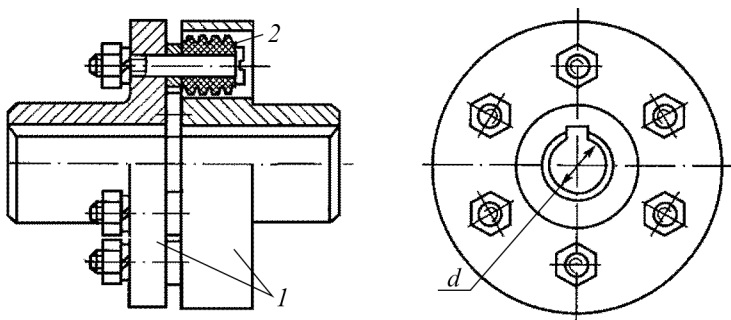


Рис. 5.11. Муфта упругая втулочно-пальцевая

Преимущество втулочно-пальцевых муфт – простота конструкции и изготовления, удобство замены втулок, надежность муфты. Муфты стандартизованы для диаметров 10...180 мм и номинальных вращающих моментов 6,3...16 000 Н·м.

Муфты с металлическими упругими элементами отличаются высокой нагрузочной способностью и возможностью работы в широком температурном диапазоне, однако они сложны по конструкции, относительно дороги и требуют контроля при эксплуатации.

Стальные пружины (витые и пластинчатые) сохраняют свои упругие свойства более длительное время, чем неметаллические упругие элементы, и могут иметь постоянную или переменную жесткость. Постоянную жесткость обеспечивают витые пружины, работающие на растяжение и сжатие, или пластинчатые пружины, работающие на изгиб, или стержневые пружины (торсионы), работающие на кручение.

Муфты применяют преимущественно для передачи больших вращающих моментов.

Муфта с радиальными пакетами пластинчатых пружин (рис. 5.12) часто применяется для обеспечения переменной жесткости. Она состоит из полумуфт, соединенных пакетами пластин, работающими на изгиб при передаче вращающего момента. Пластинчатые пружины закреплены неподвижно на внутренней полумуфте. В наружной полумуфте пластины свободно входят в трапециевидные пазы с углом профиля α . При повороте полумуфт пакеты пластин изгибаются, образуя углы φ_1 , φ_2 и т.д. При этом точка приложения окружной силы перемещается к центру вращения, т.е. уменьшается расстояние l (l_1 , l_2 и т.д.), а следовательно, меняется величина изгибающего момента. Происходящее при этом скольжение пластин способствует демпфированию колебаний нагрузки.

Муфта имеет линейную характеристику до тех пор, пока касательная к упругой линии деформированной пружины не совпадает с линией скоса паза, при дальнейшей деформации пружины характеристика муфты не линейна. Необходимой жесткости при кручении добиваются изменением количества пакетов, толщины пружин и подбором их материала.

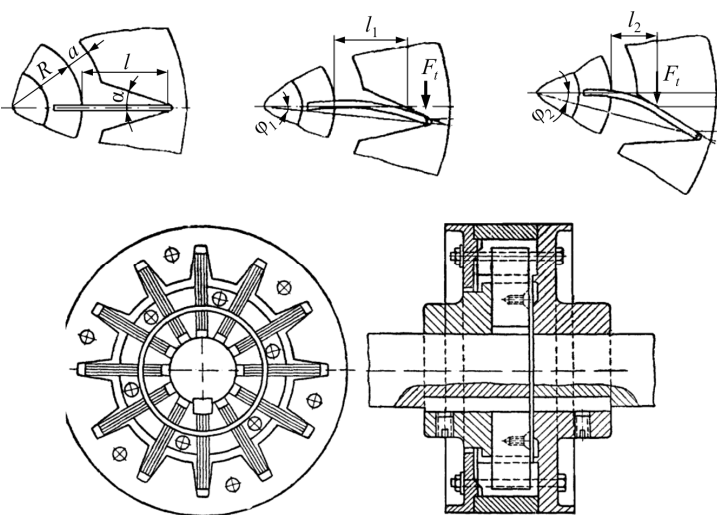


Рис. 5.12. Муфта с радиальным пакетом пружин

Муфты зубчато-пружинные, или муфты со змеевидными пружинами, состоят из двух полу муфт, соединенных упругим элементом, выполненным в виде змеевидной пружины, расположенной на цилиндрической поверхности (рис. 5.13, а) или в плоскости, нормальной к оси муфты (рис. 5.13, б).

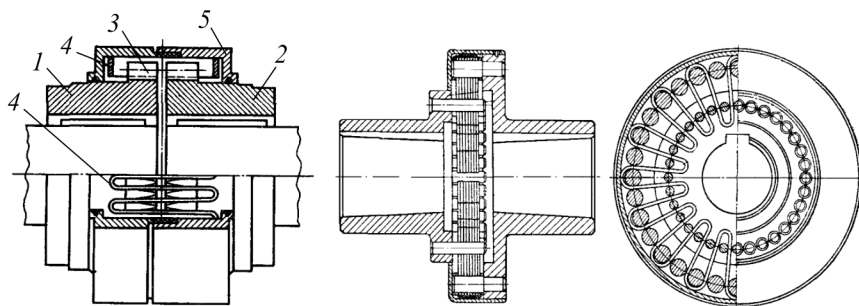


Рис. 5.13. Муфты со змеевидными пружинами

Втулки 1 и 2 (рис. 5.13, а) выполнены с зубьями 3 специальной формы, между которыми размещается змееобразно изогнутая пружина 4. Зубья и пружина закрываются снаружи кожухом 5, состоящим из двух половин, соединенных между собой болтами или резьбой. Кожух удерживает пружину в рабочем положении, защищает муфту от пыли и служит резервуаром для смазки. При увеличении нагрузки пружина, изгибаясь, вступает в контакт с зубом по все возрастающей длине. Муфты допускают смещение осей соединяемых валов: осевое – от 4 до 20 мм, радиальное – от 0,5 до 3 мм, угловое – до $1,25^\circ$.

Муфта со стальными стержнями представлена на рис. 5.14. Полумуфты 1 и 7 соединены цилиндрическими пружинами 5, установленными в два ряда. Крышка 3 и кожух 4 удерживают пружины от выпадения и препятствуют вытеканию смазки благодаря уплотнениям 2 и 8. Смазка подается через пресс-масленку 6. Характеристика муфты линейна до тех пор, пока кривизна упругой линии стержня не станет равной кривизне профиля гнезда.

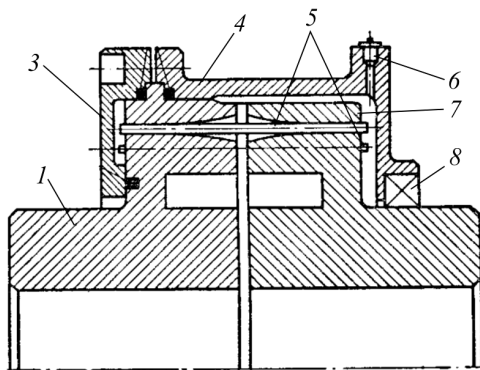


Рис. 5.14. Муфта со стальными стержнями

Муфта с цилиндрическими пружинами сжатия (рис. 5.15) является примером муфт с постоянной жесткостью. Полумуфты 1 и 4 соединяются пружинами 5, которые опираются на сегменты 2, посаженные на пальцы 3 с зазором. Сегменты изготовляют из износостойких пластмасс. Пружины ставят с предварительным сжатием. При переда-

че момента деформация одних пружин увеличивается, других – уменьшается. При действии значительного крутящего момента витки пружины соприкасаются, и муфта становится практически жесткой.

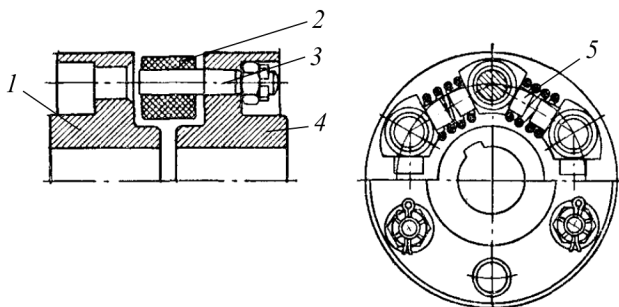


Рис. 5.15. Муфта с цилиндрическими пружинами сжатия

Муфта допускает радиальное смещение валов до $0,01D$, угловое смещение до 2° , осевое смещение до $0,05D$, где D – габаритный диаметр конструкции.

Муфты управляемые

Управляемые (сцепные) муфты соединяют и разъединяют валы при их вращении или в покое с помощью механизма управления. Их подразделяют на муфты с *профильным замыканием* и *фрикционные*. Последние используют для соединения валов при любой разности их угловых скоростей.

Муфты с профильным замыканием применяют для передачи значительных моментов при нечастых включениях, при необходимости жесткой кинематической связи и необязательности плавности включения. К ним относятся муфты кулачковые и зубчатые.

Муфты кулачковые (рис. 5.16) состоят из двух полумуфт с торцевыми кулачками (выступами). Выбор формы кулачков определяется условиями включения муфты и передаваемой нагрузкой. Одна из полумуфт соединена с валом неподвижно, а другая установлена на валу с возможностью осевого перемещения на направляющих шпонках (или шлицах). Осевое перемещение подвижной

полумуфты осуществляется с помощью устройства, называемого отводкой. Для уменьшения износа деталей отводки подвижная полумуфта устанавливается на ведомом валу.

Включение кулачковых муфт сопровождается ударами, которые могут вызвать поломки деталей привода или машины. Чтобы исключить удары, рекомендуется добиваться полного совпадения частот вращения соединяемых валов (синхронности вращения), для этого требуется производить включение без нагрузки или снижать окружную скорость до 1 м/с.

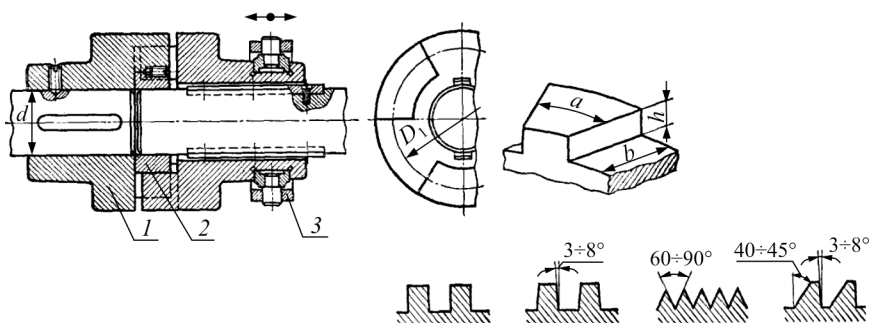


Рис. 5.16. Муфта кулачковая и форма сечений кулачков

Муфта зубчатая подобна зубчатой компенсирующей муфте (см. рис. 5.16). Одна из полумуфт подвижна. Для устранения ударов при включении в зубчатых муфтах применяют синхронизаторы (например, в коробках скоростей автомобилей), которые выравнивают скорости валов перед их соединением. Синхронизатор может быть выполнен в виде двусторонней конической фрикционной муфты.

Фрикционные муфты применяют для плавного соединения и разъединения валов под нагрузкой при частых пусках и остановках. Муфты передают вращающий момент за счет сил трения на рабочих поверхностях.

Муфты фрикционные по форме поверхности трения подразделяют на *дисковые, конусные и цилиндрические*.

Муфты, в которых обе трущиеся поверхности являются металлическими (чугун по чугуну, сталь по стали, бронза по стали), тре-

буют обильной смазки для уменьшения износа. Коэффициент трения таких пар невелик, поэтому муфты имеют большие габариты.

Использование неметаллов (текстолит, металлокерамика, пресованный асбест) позволяет уменьшить габариты муфт, они могут работать как всухую, так и со смазкой.

При включении фрикционных муфт крутящий момент возрастает постепенно по мере увеличения силы нажатия на поверхности трения. Это позволяет соединять валы под нагрузкой и с большой разностью начальных угловых скоростей. В процессе включения муфта пробуксовывает, а разгон ведомого вала происходит плавно, без удара. Отрегулированная на передачу предельного крутящего момента, безопасного для прочности машины, фрикционная муфта выполняет одновременно функции предохранительного устройства.

Муфты дисковые. Простейшая дисковая муфта с одной парой поверхностей трения (рис. 5.17, а) содержит неподвижную полу-муфту 1, подвижную в осевом направлении полу-муфту 2 и фрикционную накладку.

Для уменьшения габаритов и силы прижатия применяют *многодисковые муфты* (рис. 5.17, б).

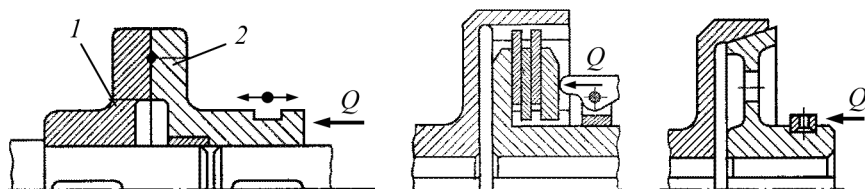


Рис. 5.17. Муфты фрикционные

Муфты конусные с коническими поверхностями трения (рис. 5.17, в) позволяют создавать значительные нормальные давления и силы трения при относительно малых силах прижатия Q . Силы трения направлены по касательной к окружности конуса.

Часто фрикционные муфты сцепления применяют в качестве тормозов.

Муфты самоуправляемые

Самоуправляемые муфты автоматически разъединяют и соединяют валы при определенной величине передаваемого момента (*предохранительные муфты*), при достижении заданной частоты вращения (*центробежные муфты*), при изменении направления вращения (*обгонные или муфты свободного хода*).

Использование электромагнитных, пневматических и гидравлических устройств в муфтах позволяет производить автоматизацию по любому из параметров (по пути, времени и т.п.).

Муфты предохранительные (муфты предельного момента) прерывают движение при достижении предельного вращающего момента. Муфты предназначены для отключения привода при перегрузках, возникающих в рабочей машине.

Предохранительные муфты разделены на две группы: *с разрушающимися элементами* и *без разрушающихся элементов*. Муфты первой группы восстанавливают работоспособность после устранения причин перегрузки и замены разрушенных элементов (штифтов, шпонок, шпилек). Муфты второй группы автоматически восстанавливают свою работоспособность после устранения причин перегрузки.

К *предохранительным муфтам без разрушающегося элемента* относятся: кулачковые, шариковые, фрикционные и др.

Кулачковая муфта (ГОСТ 15620–93) (рис. 5.18, а) состоит из неподвижной и подвижной полумуфт, имеющих на торцах кулачки с трапециевидным профилем. От действия окружной силы в зацеплении появляется осевая сила, которая стремится раздвинуть полумуфты и вывести их из зацепления. Этому противодействуют сила пружины и сила трения на кулачках. При перегрузках включение и выключение таких муфт сопровождаются большим шумом, поэтому при высоких оборотах и больших моментах их применять не рекомендуется.

В *шариковой муфте* (ГОСТ 15621–93) (рис. 5.18, б) сцепление полумуфт происходит посредством подпружиненных шариков. При срабатывании муфты шарики частично перекатываются, т.е. трение скольжения частично заменяется трением качения. Это обеспечивает муфте большую надежность и точность срабатывания, чем у кулачковых муфт.

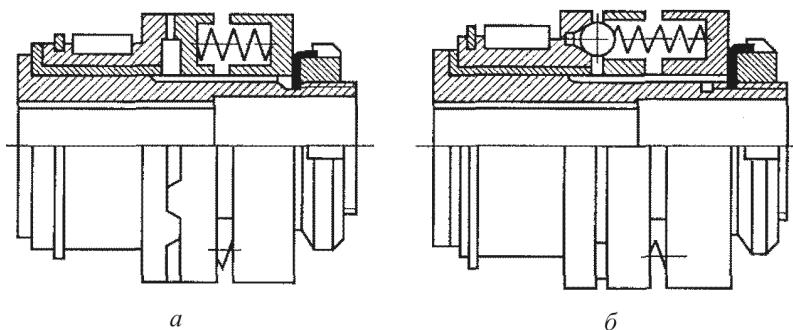


Рис. 5.18. Муфты предохранительные

Фрикционные предохранительные муфты применяют при частых кратковременных перегрузках и значительных угловых скоростях. Силы трения, обеспечивающие передачу момента, создаются пружинами, отрегулированными на передачу предельного момента. При перегрузках происходит проскальзывание поверхностей.

По форме рабочих поверхностей муфты могут быть дисковые, конусные, цилиндрические. Чаще других используются многодисковые муфты (рис. 5.19), которые подбирают по ГОСТ 15622–93.

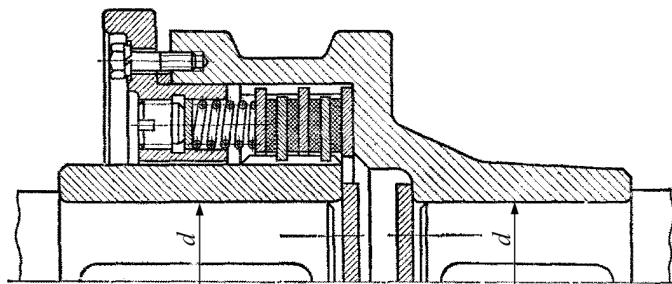


Рис. 5.19. Муфта фрикционная предохранительная

Предохранительные муфты с разрушающимся элементом применяют при редко возникающих перегрузках. Чаще других используют муфты со срезными штифтами (рис. 5.20). Полумуфты 1 и 2 соединены между собой стальными штифтами 3, заключенными в стальные закаленные втулки 4, предохраняющие полумуфты

от смятия. При перегрузке штифты срезаются, и предохранительная муфта разъединяет кинематическую цепь. Недостаток муфт – необходимость замены разрушенных штифтов.

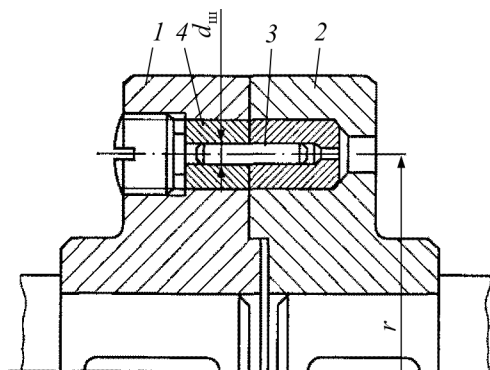


Рис. 5.20. Муфта предохранительная с разрушающимся элементом

Центробежные муфты по способу сцепления полумуфт представляют собой фрикционные муфты, в которых полумуфты сцепляются или расцепляются автоматически при помощи специальных грузов *1*, находящихся под действием центробежных сил и пружин (рис. 5.21).

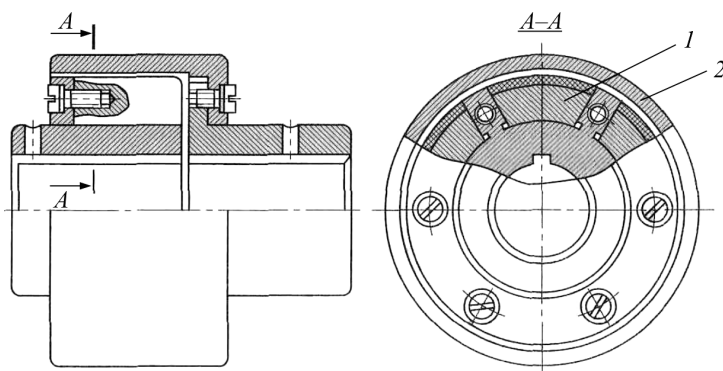


Рис. 5.21. Муфта центробежная

При достижении ведущим валом определенной угловой скорости центробежные силы, действующие на грузы, связанные с одной из полумуфт, преодолевают силы пружин и прижимают (или отжимают) эти грузы к другой полумуфте 2, в результате чего полумуфты и соединяемые ими валы сцепляются (или расцепляются).

Обгонные муфты, или *муфты свободного хода*, передают момент только в одном направлении. Муфты автоматически сцепляют или расцепляют валы в зависимости от соотношения угловых скоростей валов. Если скорость ведущего вала становится больше скорости ведомого вала, муфта сцепляет валы. Если скорость ведущего вала меньше скорости ведомого вала, то муфта расцепляет валы, не препятствуя ведомому валу свободно обгонять ведущий вал.

Муфты широко применяются в велосипедах, мотоциклах, коробках передач автомобилей, металлорежущих станках и в других машинах.

Обгонные муфты по способу сцепления их полумуфт разделяются на храповые и фрикционные.

В *храповой муфте* (рис. 5.22, а) полумуфта 1 имеет венiec с несимметричными внутренними зубьями, а на полумуфте 2 шарнирно закреплены храповики 3, которые пружинами поджимаются к зубчатому венцу. Храповики обеспечивают передачу крутящего момента в одном направлении, если угловая скорость ведущей полумуфты 1 превышает угловую скорость ведомой полумуфты 2. В противном случае храповики отжимаются и момент не передается.

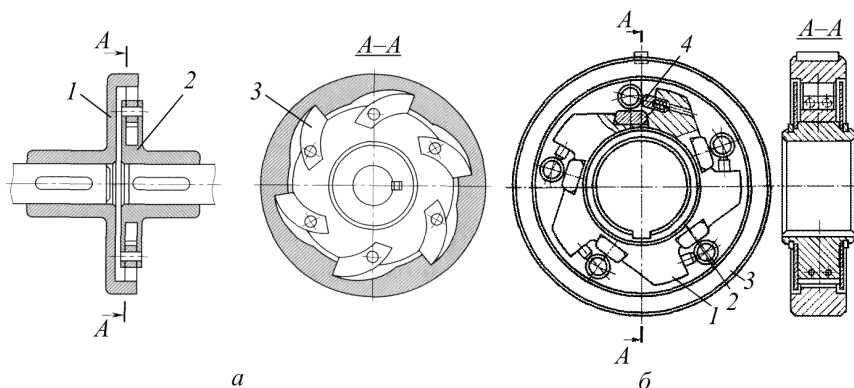


Рис. 5.22. Муфты обгонные

Обгонная фрикционная муфта с роликами (рис. 5.22, б) состоит из звездочки 1 и обоймы 3, которые играют роль полумуфт, роликов 2, расположенных в клиновидных пазах между звездочкой и обоймой, и толкателя 4 с пружиной. При вращении звездочки по часовой стрелке ролики заклиниваются в узкой части паза и за счет сил трения приводят во вращение обойму 3. При вращении звездочки в обратном направлении сцепления не происходит, так как ролик расположен в широкой части паза. Как звездочка, так и обойма могут быть ведущей частью муфты.

Комбинированные муфты

Комбинированные муфты представляют собой сочетание различных муфт в одной конструкции. Они применяются, когда ни одна отдельно взятая муфта не может обеспечить требуемого характера соединения валов.

В машиностроении часто встречается комбинация компенсирующих муфт с предохранительными, например, на рис. 5.23, а показана упругая муфта с торообразной оболочкой в сочетании с фрикционной предохранительной муфтой.

Другая комбинированная муфта представляет собой сочетание зубчатой муфты с упругой втулочно-пальцевой муфтой и обладает свойствами обоих видов муфт (рис. 5.23, б). Она состоит из втулок 1 и 8, зубья которых находятся в постоянном зацеплении с зубьями охватывающих обойм 2 и 7, скрепленных вместе пальцами 6. Обойма 2 имеет во фланце внутреннюю кольцевую проточку, в которую входит диск а обоймы 7. Бурт б обоймы 2 имеет форму звездочки с внутренними зубьями, в центре которых расположены отверстия для резиновых колец 5. Диск а имеет форму звездочки с наружными зубьями, в центре которых расположены отверстия под пальцы 6. При передаче вращающего момента пальцы работают на изгиб. Кольцо 3 из маслостойкой резины служит для удержания смазки от вытекания в местах разъема обойм.

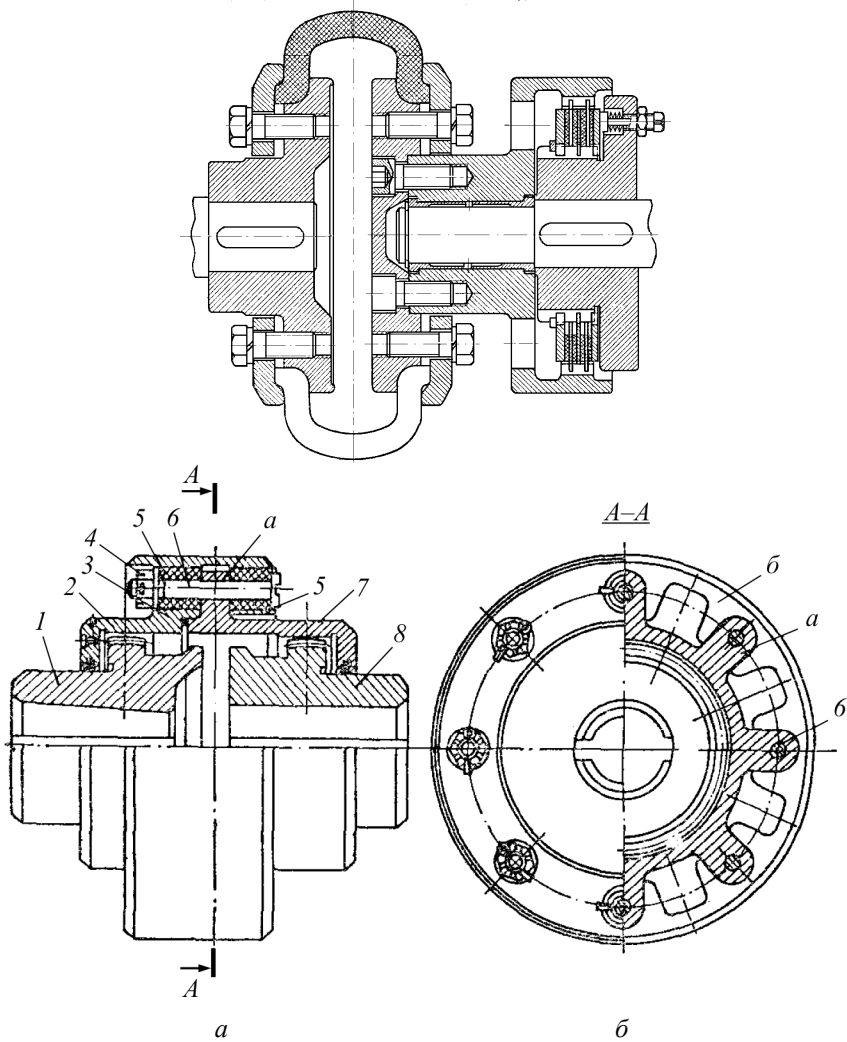


Рис. 5.23. Муфты комбинированные

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5

Цель работы: изучение конструкций и принципа действия приводных механических муфт.

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с конструкцией основных типов муфт по методическому указанию.
2. Составить схему классификации механических муфт.
3. Подобрать муфту (ГОСТ), выписать ее характеристики в соответствии с таблицей отчета (см. приложение 6), выполнить эскиз, проставив габаритные размеры.

Контрольные вопросы

1. Для чего предназначены механические муфты?
2. Дайте краткую классификацию муфт по принципу действия.
3. Какие муфты называют неподвижными?
4. В чем заключаются преимущества и недостатки втулочной и фланцевой муфт?
5. Какие муфты называют компенсирующими?
6. Как устроена зубчатая муфта? Какие смещения валов она компенсирует?
7. Какие виды упругих муфт вам известны?
8. Каковы преимущества и недостатки упругих муфт?
9. Как устроена и работает втулочно-пальцевая муфта?
10. Какие функции выполняют сцепные муфты?
11. Как устроены управляемые кулачковые и зубчатые муфты?
12. Какие различают виды сцепных фрикционных муфт?
13. Почему преимущественное применение среди фрикционных муфт имеют многодисковые муфты?
14. Какие различают автоматические муфты?
15. В каких случаях применяют предохранительные муфты?

16. Как подразделяют предохранительные муфты по принципу действия?

17. С какой целью в приводах применяют центробежные муфты? Как они устроены?

18. Как устроены обгонные муфты, где их применяют?

Список литературы

1. Ряховский О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам. – Л.: Политехника, 1991. – 384 с.

2. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин: учебник для втузов. – 12-е изд., испр. – М.: Высшая школа, 2008. – 408 с.

3. Атлас конструкций узлов и деталей машин: учеб. пособие для вузов / Б.А. Байков [и др.]; под ред. О.А. Ряховского. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 380 с.

4. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. / под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. – Т. 2. – 912 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Лабораторная работа № 1. ЗУБЧАТЫЕ РЕДУКТОРЫ

1. Кинематическая схема редуктора №

Тип редуктора – _____

2. Измеренные параметры редуктора

Наименование	Обозначение	Ступени		
		1	2	3
Межосевое расстояние, мм	a_w			
Число зубьев:				
– шестерни	z_1			
– колеса	z_2			
Диаметры вершин зубьев, мм:				
– шестерни	d_{a1}			
– колеса	d_{a2}			
Ширина, мм:				
– шестерни	b_1			
– колеса	b_2			
Угол наклона зубьев, град	β			

3. Расчет геометрических параметров редуктора

Наименование	Расчетная формула	Ступени		
		1	2	3
Модуль зацепления, мм	$m_p = 2a_w \cdot \cos \beta / (z_1 + z_2)$			
Модуль зацепления (ГОСТ 9563), мм	m (ближайший к m_p)			
Диаметры делительных окружностей, мм:				
– шестерни	$d_1 = m \cdot z_1 / \cos \beta$			
– колеса	$d_2 = m \cdot z_2 / \cos \beta$			
Диаметры вершин зубьев, мм:				
– шестерни	$d_{a1} = d_1 + 2m$			
– колеса	$d_{a2} = d_2 + 2m$			
Относительная ширина колес	$\Psi_{ba} = b_2 / a_w$			
Межосевое расстояние, мм	$a_w = (d_1 + d_2) / 2$			
Передаточное число	$u = z_2 / z_1$	$u_{1=}$	$u_{2=}$	$u_{3=}$

4. Расчет кинематических и силовых параметров редуктора:

Скорость ведущего вала $\omega_1 =$ рад/с,

мощность на ведущем валу $P_1 =$ кВт (задаются преподавателем)

Параметр	Валы			
	1	2	3	4
Угловая скорость, рад/с	$\omega_1 =$	$\omega_2 = \omega_1 / u_1 =$	$\omega_3 = \omega_2 / u_2 =$	$\omega_4 = \omega_3 / u_3 =$
Вращающий момент, Нм	$T_1 = P_1 / \omega_1$	$T_2 \approx T_1 \cdot u_1 =$	$T_3 \approx T_2 u_2 =$	$T_4 \approx T_3 u_3 =$

Передаточное отношение редуктора $i = \omega_1 / \omega_{\min} =$

$$i = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 =$$

5. Описание конструкции редуктора

Способ крепления зубчатых колес на валах

Тип подшипников, вид опор

Способ регулирования подшипников

Способ смазывания подшипников

Способ смазывания зубчатых колес

Уплотнительные устройства

Тип маслоуказателя

Работу выполнили _____

(группа, фамилии, дата)

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Лабораторная работа № 2. ЧЕРВЯЧНЫЕ РЕДУКТОРЫ

1. Кинематическая схема редуктора

Тип редуктора – _____

2. Измеренные параметры редуктора

Наименование	Обозначение	Результат
Число заходов червяка	z_1	
Шаг осевой, мм	p	
Длина нарезанной части червяка, мм	b_1	
Диаметр вершин витков червяка, мм	d_{a1}	
Число зубьев колеса	z_2	
Ширина венца червячного колеса, мм	b_2	
Диаметр вершин зубьев колеса, мм	d_{a2}	
Наибольший диаметр червячного колеса, мм	d_{aM2}	
Межосевое расстояние, мм	a_w	
Межосевое расстояние (ГОСТ 2144), мм	a_w (табл.)	

3. Расчет геометрических параметров редуктора

Наименование	Обозначение	Результат
Модуль зацепления, мм – расчетный – по ГОСТ 19672	$m_p = p / \pi$ m (ближайший к m_p)	
Делительной диаметр червяка, мм	$d_1 = d_{a1} - 2 m$	
Диаметр впадин червяка, мм	$d_{f1} = d_1 - 2,4 m$	
Коэффициент диаметра червяка – расчетный – по ГОСТ 19672	$q_p = d_1 / m$ q (ближайший к q_p)	
Начальный угол подъема червяка, град	$\gamma_w = \arctg(z_1 / q)$	
Диаметр делительной окружности колеса, мм	$d_2 = m z_2$	
Делительное межосевое расстояние, мм	$a = (z_2 + q) m / 2$	
Коэффициент смещения	$x = (a_w - a) / m$	
Передаточное число	$u = z_2 / z_1$	

4. Расчет кинематических и силовых параметров редуктора

Скорость ведущего вала $\omega_1 =$ с^{-1} ,

мощность на ведущем валу $P_1 =$ кВт (задаются преподавателем)

Наименование	Расчетная формула	Результат
Угловая скорость ведомого вала, с^{-1}	$\omega_2 = \omega_1 / u$	
Частота вращения червяка, об/мин	$n_1 = 30 \omega_1 / \pi$	
Частота вращения колеса, об/мин	$n_2 = n_1 / u$	
Окружная скорость червяка, м/с	$v_1 = \omega_1 d_1 / 2$	
Окружная скорость колеса, м/с	$v_2 = \omega_2 d_2 / 2$	
Скорость скольжения, м/с	$v_s = v_1 / \cos \gamma_w$ $v_s = \sqrt{v_1^2 + v_2^2}$	
Угол трения в зацеплении, град	ρ' (табл.)	
КПД червячного зацепления	$\eta = \text{tg}(\gamma_w) / \text{tg}(\gamma_w + \rho')$	
Вращающий момент на червяке, Нм	$T_1 = P_1 / \omega_1$	
Вращающий момент на колесе, Нм	$T_2 = T_1 u \eta$	

5. Описание конструкции редуктора

Тип червяка, направление винтовой линии

Способ крепления червячного колеса на валу

Тип подшипников, вид опор

Способ регулирования подшипников

Способ смазывания подшипников

Способ регулирования червячного зацепления

Способ смазывания червячного зацепления

Уплотнительные устройства

Тип маслоуказателя

Работу выполнили _____

(группа, фамилии, дата)

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Лабораторная работа № 3. ПОСТРОЕНИЕ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ПРОФИЛЕЙ ЗУБЬЕВ КОЛЕС МЕТОДОМ ОБКАТКИ

1. Данные прибора

Модуль рейки $m =$ мм

Диаметр делительной окружности $d =$ мм

Угол профиля рейки $\alpha = 20^\circ$

Коэффициент высоты головки зуба $h_a^* = 1$

Коэффициент радиального зазора $c^* = 0,25$

2. Параметры колеса расчетные, мм

Наименование, расчетная формула	Без смещения $x = 0$	Со смещением x $=$
Число зубьев колеса $z = d / m$		
Шаг зацепления $p = \pi m$		
Высота головки зуба $h_a = (h_a^* + x) m$		
Высота ножки зуба $h_f = (h_a^* + c^* - x) m$		
Высота зуба $h = h_a + h_f$		
Диаметр вершин зубьев $d_a = d + 2 h_a$		
Диаметр окружности впадин $d_f = d - 2 h_f$		
Толщина зуба по делительной окружности $s = p / 2 + 2 x m \operatorname{tg} \alpha$		
Ширина впадины $e = p - s$		
Диаметр основной окружности $d_b = d \cos \alpha$		

Коэффициент смещения минимальный

$$x_{\min} = 1 - (z/17) =$$

Коэффициент смещения максимальный

$$x_{\max} = 10/m =$$

Коэффициент смещения принятый $x_{\min} \leq x \leq x_{\max}$

$$x =$$

Смещение рейки принятое, мм

$$xm =$$

3. Параметры колеса измеренные, мм

Наименование	Без смещения $x = 0$	Со смещением $x =$
Толщина зуба по делительной окружности s		
Ширина впадины по делительной окружности e		
Диаметр окружности впадин d_f		
Высота зуба h		

Работу выполнили _____
(фамилии, группа, дата)

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

Лабораторная работа № 4. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

1. Условное обозначение подшипника _____
2. Эскиз подшипника

3. Расшифровка маркировки подшипника

Тип	
Серия диаметра Серия ширины	
Внутренний диаметр	
Конструктивные особенности	
Точность	
Дополнительные сведения	

4. Параметры подшипника (ГОСТ _____)

Присоединительные размеры: внутренний диаметр d , мм наружный диаметр D , мм ширина B (s , T), мм	
Грузоподъемность: динамическая C , кН статическая C_0 , кН	
Предельная частота вращения $n_{пр}$, мин ⁻¹ при смазочном материале: пластичном жидком	

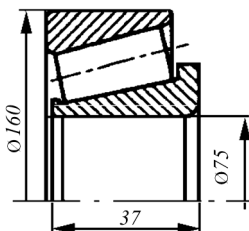
5. Краткая характеристика подшипника

Работу выполнили _____
(группа, фамилии, дата)

ПРИЛОЖЕНИЕ 5

Лабораторная работа № 4. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

1. Условное обозначение подшипника 27315
2. Эскиз подшипника



3. Расшифровка маркировки подшипника

Тип	(7) роликовый конический радиально-упорный
Серия диаметра	(3) средняя
Серия ширины	(0) узкая
Внутренний диаметр	(15) 75 мм ($15 \cdot 5 = 75$)
Конструктивные особенности	(2) большой угол конусности
Точность	(0) нормальный класс точности
Дополнительные сведения	нет

4. Параметры подшипника (ГОСТ _____)

Присоединительные размеры:	
внутренний диаметр d , мм	75
наружный диаметр D , мм	160
ширина B (c , T), мм	37 (26, 40,5...39,5)
Грузоподъемность: динамическая C , кН	150
статическая C_0 , кН	205
Предельная частота вращения $n_{пр}$, мин ⁻¹	
при смазочном материале: пластичном	1800
жидком	2600

5. Краткая характеристика подшипника

Предназначен для восприятия радиальной и односторонней осевой нагрузок. Допускает отдельный монтаж наружного и внутреннего колец, нуждается в регулировании осевых зазоров.

Работу выполнили _____
(группа, фамилии, дата)

ПРИЛОЖЕНИЕ 6

Лабораторная работа № 5. МЕХАНИЧЕСКИЕ МУФТЫ

1. Схема классификации механических муфт

2. Параметры и размеры муфты

Диаметры соединяемых валов

Передаваемый момент T , Н·м

Расчетный момент T_p , Н·м

Тип муфты

Номинальный вращающий момент T , Н·м		Эскиз муфты
Угловая скорость ω , с ⁻¹		
Длина посадочной поверхности полумуфты l , мм		
Габаритные размеры D , мм L , мм		
Масса		
Смещение осей валов: радиальное угловое осевое		
Условное обозначение муфты		

Работу выполнили _____
(группа, фамилии, дата)

Учебное издание

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Методические указания к лабораторным работам

Составитель
Ташкинова Елена Викторовна

Корректор *И.Н. Жеганина*

Подписано в печать 27.07.2017. Формат 60×90/16.
Усл. печ. л. 7,0. Тираж 50 экз. Заказ № 181/2017.

Издательство
Пермского национального исследовательского
политехнического университета.
Адрес: 614990, г. Пермь, Комсомольский пр., 29, к. 113.
Тел.: (342) 219-80-33.