

Министерство сельского хозяйства Российской Федерации
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования «Вологодская государственная
молочнохозяйственная академия имени Н.В. Верещагина»

Инженерный факультет

Кафедра энергетических средств и технического сервиса

ДЕТАЛИ МАШИН, ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ И ПОДЪЁМНО- ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ

**Учебно-методическое пособие
для выполнения лабораторных работ**

Вологда – Молочное
2022

УДК 531(07)
ББК 22.2(я73)
Т338

С о с т а в и т е л и :

доцент кафедры энергетических средств и технического сервиса
Н.И. Кузнецова,
ст. преподаватель кафедры энергетических средств и технического
сервиса **С.В. Гайдидей**

Р е ц е н з е н т ы –

доцент кафедры энергетических средств и технического сервиса
А.Л. Бирюков,
доцент кафедры энергетические системы в агробизнесе **Н.Н. Кузнецов**

Т338 Детали машин, основы конструирования и ПТМ: Учебно-методическое пособие для выполнения лабораторных работ / Сост. Н.И. Кузнецова, С.В. Гайдидей. – Вологда – Молочное: ИЦ ВГМХА, 2022. – 96 с.

Учебно-методическое пособие для выполнения лабораторных работ по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» предназначено для студентов инженерного и технологического факультетов по направлениям подготовки бакалавров 35.03.06 «Агроинженерия» и 15.03.02 «Технологические машины и оборудование».

УДК 531(07)
ББК 22.2(я73)

© Кузнецова Н.И., Гайдидей С.В., 2022.
© ИЦ ВГМХА, 2022.

ВВЕДЕНИЕ

Учебно-методическое пособие содержит описание основных лабораторных работ курса «Детали машин, основы конструирования и ПТМ», порядка выполнения их экспериментальной и расчетной частей. Каждую работу предваряют краткие теоретические сведения относительно объектов исследования, позволяющие глубже понять суть исследуемых закономерностей, оценить их значимость в практике конструирования изделий современного машиностроения. Для лучшего усвоения учебного материала в конце каждой работы приводится список контрольных вопросов, на которые предлагается дать ответы при защите. С целью ускорения поиска необходимых для расчета справочных данных в пособии приведены нормы, рекомендации и выдержки из соответствующих ГОСТов.

Обо всех замеченных в пособии ошибках, опечатках или неточностях просим сообщить на кафедру математики и механики (dockgraf1@mf.molochnoe.ru).

ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ

При выполнении лабораторных работ студенты должны соблюдать следующие правила техники безопасности.

1. Лабораторные работы проводятся под наблюдением преподавателя или лаборанта. Начинать работу можно только после ознакомления с методикой ее проведения. Студентам запрещается самостоятельно включать и выключать машины, проводить какие-либо операции на них и оставлять их без наблюдения в процессе работы.

2. К выполнению лабораторных работ студенты допускаются только после прослушивания инструктажа по технике безопасности и противопожарным мерам. После инструктажа каждый студент расписывается в специальном журнале.

3. При проведении лабораторных испытаний нельзя находиться в непосредственной близости от движущихся частей машины. Имеющиеся кожухи на установках должны быть плотно закрыты. При испытании хрупких или закаленных образцов необходимо пользоваться защитным экраном из органического стекла или металлической заслонкой.

4. Перед включением установок необходимо проверить заземление и положение тумблеров на «выкл.».

При работе на машинах и установках нельзя прикасаться к токоведущим частям, а также к электрощитам и электрорубильникам.

Во избежание ожогов не прикасаться к тормозному шкиву и колодкам во время работы.

Снятые детали и узлы редуктора следует положить на стол или подставку таким образом, чтобы они не могли упасть от случайного толчка. Передавая деталь для осмотра другому студенту, убедитесь, что он ее держит, прежде чем отпустить деталь самому.

При сборке редуктора не подкладывайте пальцы под детали и, особенно, под крышку редуктора. С деталями и моделями механизмов следует обращаться осторожно, не ронять их на пол.

5. Запрещается проводить ремонтные мероприятия, устранять неисправности электрооборудования и чистить машины и установки во время работы или когда они находятся под напряжением.

6. После завершения работы студенты обязаны собрать измерительные инструменты, методические пособия и сдать их учебному лаборанту. В случае потери пособий, порчи инструментов или испытательных приборов студенты несут материальную ответственность за них.

При нарушении требований техники безопасности студент отстраняется от дальнейшего выполнения лабораторной работы. Если действия студента не привели к серьезным последствиям, то он может быть вновь допущен к лабораторным занятиям после повторного инструктажа.

ПРАВИЛА ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

1. К выполнению лабораторных работ студенты допускаются после проведения инструктажа по технике безопасности. При нарушении этих правил студент удаляется с лабораторного занятия и считается его пропустившим. Студент несет материальную ответственность за поломки и повреждения лабораторного оборудования и инструментов, возникшие по его вине.

2. Перед выполнением лабораторных работ студенту необходимо ознакомиться с руководством к ним. К работе допускаются студенты, усвоившие теоретический материал, что проверяется преподавателем перед занятием.

3. Все замеры, наблюдения, вычисления выполняются каждым студентом самостоятельно.

4. Каждый студент составляет отчет по лабораторной работе, который должен содержать название, цель работы, общие положения и журнал испытания с выводами. Оформление отчета производится в соответствии с требованиями ГОСТа (рисунки в масштабе, единицы измерения в системе СИ).

5. Лабораторная работа считается выполненной при наличии подписи преподавателя. Отработка пропущенного лабораторного занятия производится в специально отведенное для этого время под руководством учебного лаборанта или преподавателя.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №1. ИЗУЧЕНИЕ СОЕДИНЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

1.1. Цель работы:

- 1) изучить основные виды соединений деталей машин, их классификацию;
- 2) рассмотреть достоинства и недостатки соединений;
- 3) ознакомиться с основными элементами соединений.

1.2. Теоретические основы

Для выполнения своих функций детали машин соответствующим образом соединяются между собой. При этом детали образуют подвижные (различного рода шарниры, подшипники, зацепления и др.) и неподвижные (болтовые, сварные, шпоночные и др.) соединения. Наличие подвижных соединений в машине обеспечивает относительное перемещение деталей, предусмотренное её кинематической схемой, таким образом, взаимное положение между соединяемыми деталями может изменяться во время работы. При неподвижных соединениях взаимное расположение соединяемых деталей и узлов остается неизменным. Неподвижные соединения позволяют расчленить машину на узлы и детали для того, чтобы упростить производство, облегчить сборку, ремонт, транспортировку и т.п.

Детали соединений образуют наиболее распространенную группу деталей машин; работоспособностью соединений, как показывает практика, определяется надежность конструкции в целом. В машиностроении термин «соединение» принято относить только к неподвижным соединениям деталей машин.

По форме сопрягаемых поверхностей различают плоское, цилиндрическое, коническое, сферическое, винтовое соединения.

По признаку возможности разборки соединения делят на разъемные и неразъемные.

Разъемные соединения разбираются без разрушения деталей. К этому типу относятся резьбовые, шпоночные, штифтовые, зубчатые (шлицевые) и др. соединения.

Резьбовыми называют такие соединения (рис. 1), в которых сопряженные детали соединяются с помощью резьбы или резьбовых крепежных деталей (болты, обычные и специальные гайки, винты, шпильки и др.).

Болт 1 представляет собой стержень с резьбой для гайки на одном конце и головкой на другом (рис. 1, а). За головку болт вращают или, наоборот, удерживают от вращения при соединении деталей. Между гайкой 2 и соединяемыми деталями, как показано на рис. 1, ставят шайбу 3.

Шайба – диск с отверстием, подкладывается под гайку или, головку болта для увеличения опорной поверхности. Это позволяет предотвратить повреждение детали вращающейся гайкой.

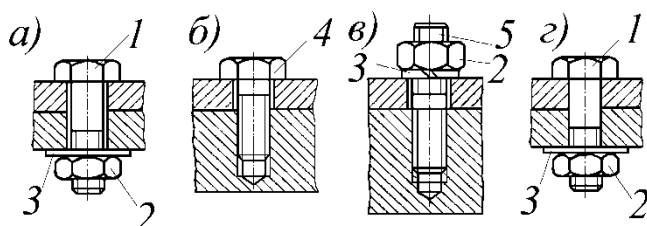


Рис. 1. Резьбовые соединения

Винт 4 – это стержень обычно с головкой на одном конце и резьбой на другом конце, которым он ввинчивается в резьбовое отверстие одной из соединяемых деталей (рис. 1, б).

Шпилька 5 представляет собой стержень, имеющий резьбу с обоих концов. При соединении шпилькой её ввёртывают в одну из скрепляемых деталей, а на другой конец шпильки навинчивают гайку (рис. 1, в).

Гайка 2 – это деталь с резьбовым отверстием, навинчиваемая на болт (рис. 1, а) или на шпильку (рис. 1, в) и служащая для замыкания скрепляемых с помощью болта или шпильки деталей соединения.

Соединение болтом применяют для деталей сравнительно малой толщины, а также при многократной разборке и сборке соединений. Возможны варианты установки болтов с зазором (рис. 1, а) и без зазора (рис. 1, г) между болтом и соединяемыми деталями. При большой толщине соединяемых деталей предпочтительны соединения с помощью шпилек. Из всех видов соединений, применяемых в машиностроении, резьбовые – самые распространенные. До 60% деталей имеют резьбу, так как они наиболее надежны и удобны для сборки и разборки, имеют небольшие габариты и возможность фиксированного зажима в любом положении, просты в изготовлении.

В нашей стране и за рубежом существуют стандарты на наиболее распространенные виды резьбовых крепежных деталей.

Шпоночным называют соединение зацеплением с помощью шпонки двух соосных цилиндрических (конических) деталей (рис. 2, 3). *Шпонкой 1* называют деталь в виде призматического (рис. 2, а, б), круглого (рис. 2, г) или клиновидного (рис. 3) стержня, устанавливаемого в пазах вала и ступицы и препятствующего относительному повороту или сдвигу этих деталей. Шпонки преимущественно применяют для взаимного соединения и передачи вращающего момента от вала к ступице и наоборот.

Шпоночные соединения делятся на две группы: ненапряженные и напряженные. Ненапряженные соединения осуществляются призматическими и сегментными шпонками (рис. 2, б, в), которые не вызывают деформации ступицы и вала при сборке. Напряженные соединения осуществляются клиновыми (рис. 3) и круглыми шпонками

(штифтами, рис. 2, з), устанавливаемыми с натягом и вызывающими деформацию вала и ступицы при сборке. Применяют также штифты для точной ориентации одной детали относительно другой (рис. 4).

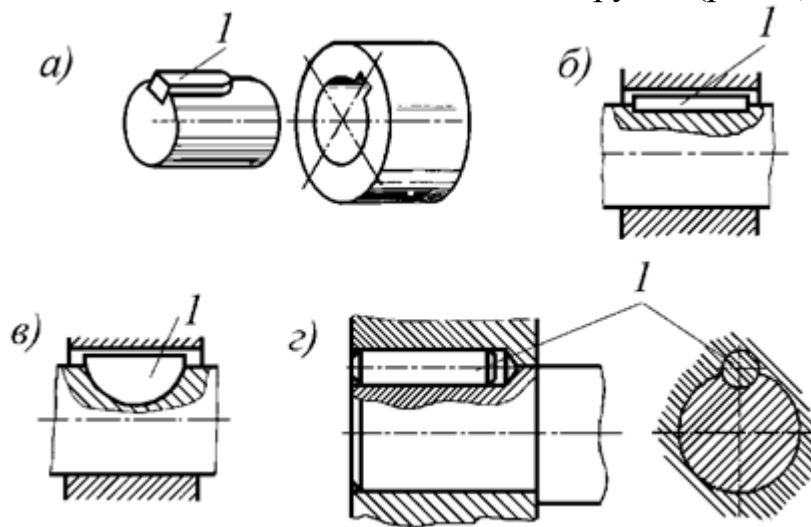


Рис. 2. Шпоночные соединения:

а, б – с призматической шпонкой, в – с сегментной шпонкой;
з – с круглой шпонкой

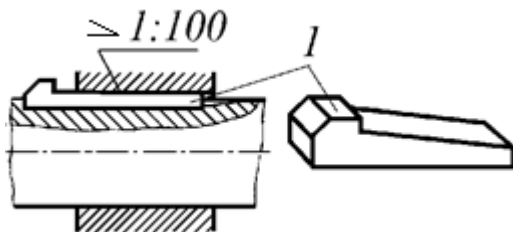


Рис. 3. Клиновые шпонки

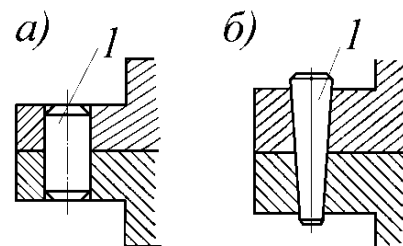


Рис. 4. Штифты

Шпонки этих типов регламентированы, их размеры выбирают по стандартам.

Достоинства этих соединений состоят в простоте конструкции, невысокой стоимости изготовления, удобстве сборки и разборки. Однако канавки для шпонок существенно снижают прочность вала, так как создают значительную концентрацию напряжений.

Зубчатое (шлицевое) соединение условно можно рассматривать как многошпоночное, у которого шпонки, называемые шлицами (зубьями), выполнены как одно целое с валом 1, и они входят в соответствующие пазы ступицы 2 детали (рис. 5, а). В шлицевом соединении профиль сечения зубьев имеет прямоугольную, эвольвентную или треугольную форму (рис. 5, б). Шлицевые соединения по сравнению со шпоночными имеют некоторые преимущества: возможность передачи больших вращающих моментов в связи с большей поверхностью контакта

соединяемых деталей, лучшее центрирование ступицы на валу, удобство сборки и разборки, большая усталостная прочность вала.

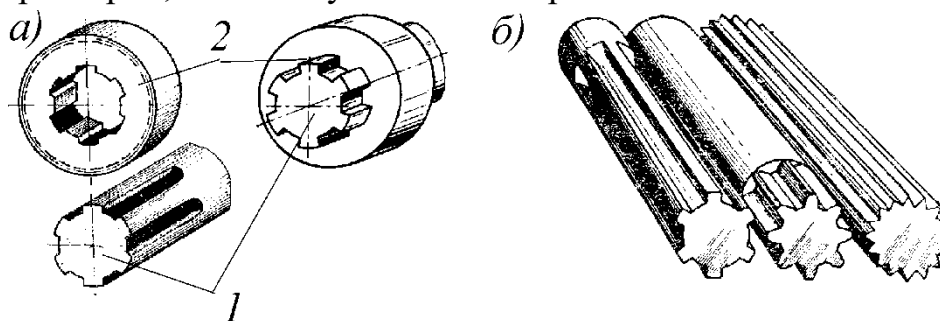


Рис. 5. Шлицевые соединения (а) и профили сечения зубьев (б)

Недостаток шлицевых соединений – высокая трудоемкость и стоимость их изготовления.

Все размеры зубчатых (шлицевых) соединений, а также допуски на них стандартизованы.

Неразъемные соединения – это соединения, при разборке которых элементы, связывающие их, разрушаются, и тем самым становятся непригодны для дальнейшей работы. К соединениям такого типа относятся: заклепочные, сварные, прессовые, клеевые и др.

Заклёпки представляют собой сплошной или полый цилиндрический стержень (рис. 6). *Заклепочные* соединения образуются постановкой заклепок в совмещенные отверстия соединяемых деталей и последующей расклепкой их. Геометрические размеры заклепок стандартизованы. Основные типы заклепок, различаемых по форме головок, изображены на рис. 6.

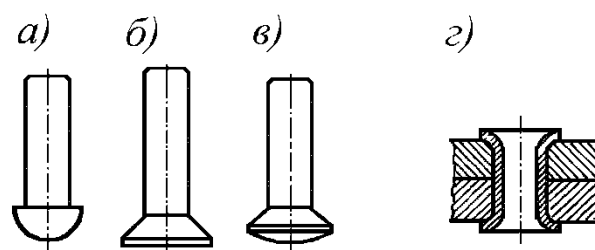


Рис. 6. Типы заклепок:

а – с полукруглой головкой; *б* – с потайной; *в* – с полупотайной;
г – трубчатая

Заклёпочные соединения применяют для изделий из листового, полосового материала или профильного проката при небольшой толщине соединяемых деталей; для скрепления деталей из разных материалов; деталей из материалов, не допускающих нагрева или несвариваемых; в конструкциях, работающих в условиях ударных или вибрационных нагрузок (авиация, водный транспорт, металлоконструкции мостов и т.д.). Заклёпочные соединения вытесняются более экономичными и

технологичными сварными и клеевыми соединениями, так как отверстия под заклёпки ослабляют сечения деталей на 10 – 20%, а трудоёмкость изготовления и масса клёпаной конструкции обычно больше.

Заклёпки изготавливают из низкоуглеродистых сталей, цветных металлов или их сплавов. При выборе материалов желательно, чтобы коэффициенты линейного расширения заклёпок и соединяемых деталей были примерно равными.

Сварные соединения – это неразъёмные соединения (рис. 7, а), основанные на использовании сил молекулярного сцепления между частями свариваемых деталей при их нагревании или пластическом деформировании. Сварные соединения являются наиболее совершенными неразъёмными соединениями, так как лучше других приближают составные детали к целым и позволяют изготавливать детали неограниченных размеров. Прочность сварных соединений при статических и ударных нагрузках доведена до прочности деталей из целого металла. Освоена сварка всех конструкционных сталей, цветных сплавов и пластмасс. Замена клепаных конструкций сварными уменьшает их массу до 25%, а замена литых конструкций сварными экономит до 30% и более металла. Высокая производительность сварочного процесса и хорошее качество соединений обеспечили широкое распространение сварки в технике. Основные недостатки: наличие остаточных напряжений из-за неоднородности нагрева и охлаждения; возможность коробления деталей при сваривании; возможность существования скрытых (невидимых) дефектов (трещин, непроваров), снижающих прочность соединений.

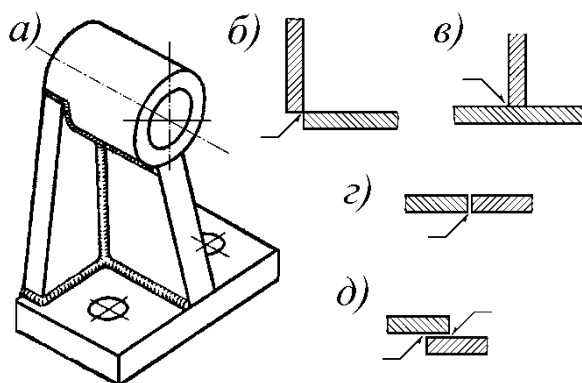


Рис. 7. Сварные соединения:

а – деталь, выполненная с помощью сварных соединений; типы сварных соединений: б – угловое, в – тавровое, з – стыковое, д - нахлесточное

В зависимости от расположения соединяемых частей различают следующие виды сварных соединений: угловые (рис. 7, б), тавровые (рис. 7, в), стыковые (рис. 7, з), нахлесточные (рис. 7, д).

Условные изображения и обозначения швов сварных соединений стандартизованы.

1.3. Порядок выполнения работы

- 1) Определить вид изучаемого соединения.
- 2) Дать подробное описание соединения.
- 3) Выполнить схематический чертеж с указанием деталей, входящих в состав соединения.
- 4) Указать достоинства и недостатки соединения.
- 5) Ответить на контрольные вопросы.
- 6) Оформить отчет по лабораторной работе.

1.4. Контрольные вопросы

- 1) Какие типы соединений используют в машиностроении?
- 2) Какие соединения относят к разъемным (неразъемным)?
- 3) Какие детали используются в резьбовых соединениях и их назначение?
- 4) Каковы достоинства резьбовых соединений?
- 5) Какие соединения используют для передачи вращающего момента?
- 6) Какие виды шпонок Вы знаете?
- 7) Каковы достоинства и недостатки шпоночных соединений?
- 8) Какой профиль могут иметь зубья шлицевого соединения?
- 9) Почему некоторые виды соединений называют неразъемными?
- 10) Какими достоинствами обладают заклепочные соединения?
- 11) Каковы преимущества и недостатки сварных соединений?
- 12) Каковы основные виды сварных соединений?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №2. ИЗУЧЕНИЕ ТИПОВ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

2.1. Цель работы:

- 1) изучить основные типы механических передач, их классификацию;
- 2) рассмотреть достоинства и недостатки механических передач;
- 3) ознакомиться с основными элементами механических передач.

2.2. Теоретические основы

Механические устройства, применяемые для передачи энергии от её источника к потребителю на расстояние, обычно, с изменением угловой скорости или вида движения, называют *механическими передачами*. В технике наиболее распространено вращательное движение, поэтому передачи для преобразования этого движения применяются весьма широко. Преобразование скорости вращательного движения сопровождается изменением вращающего момента.

Применение передач связано с тем, что стандартные двигатели с целью снижения массы, габаритов и стоимости выполняют быстроходными с узким диапазоном регулирования скорости, а исполнительные органы должны иметь малые скорости, причем часто требуется разветвление потоков энергии и одновременная передача движения с различными параметрами к нескольким исполнительным органам.

Кроме основной функции передачи движения, они обеспечивают:

- согласование угловых скоростей исполнительных органов машины и двигателя;
- регулирование и реверсирование (изменение направления) скорости исполнительного органа машины при постоянной угловой скорости двигателя;
- преобразование вращательного движения двигателя в поступательное или другое движение исполнительного органа;
- приведение в движение нескольких исполнительных органов (с различными скоростями движения) от одного двигателя.

Механические передачи по физическим условиям передачи движения различают:

- *передачи на основе зацепления* (зубчатые, рис. 8, б; червячные, рис. 8, в; цепные, рис. 8, д; винт-гайка, рис. 8, е; зубчато-ременные, рис. 8, е);
- *передачи трением*, передающие энергию за счет трения, вызываемого прижатием одного катка к другому (фрикционные передачи, рис. 8, а) или начальным натяжением ремня (ременные передачи, рис. 8, з).

В *зубчатых* передачах усилие от одного элемента сцепляющейся пары к другому передается посредством зубьев, последовательно вступающих в зацепление.

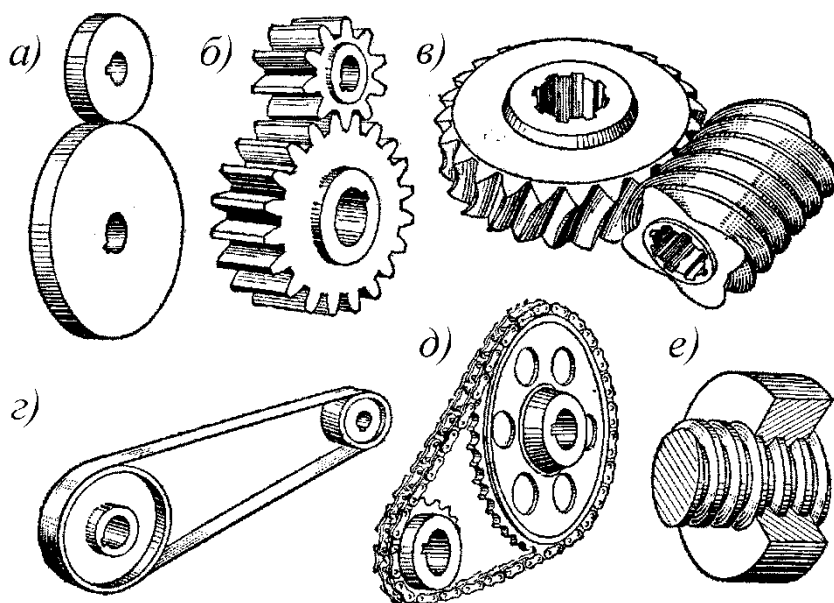


Рис. 8. Механические передачи:

а – фрикционная передача; *б* – зубчатая передача; *в* – червячная передача; *г* – ременная передача; *д* – цепная передача; *е* – передача «винт-гайка»

Зубчатая передача состоит из двух колес или колеса и рейки с зубьями. Зубчатое колесо с меньшим числом зубьев называют *шестерней*, с большим числом зубьев – *колесом* (рис. 8, б). Термин «зубчатое колесо» является общим.

Зубчатые передачи (рис. 9) можно классифицировать по многим признакам:

- по расположению осей валов (с параллельными, пересекающимися, скрещивающимися осями, соосные);
- по условиям работы (закрытые – работающие в масляной ванне и открытые – работающие всухую или смазываемые периодически);
- по числу ступеней (одноступенчатые, многоступенчатые);
- по взаимному расположению колес (с внешним и внутренним зацеплением);
- по изменению частоты вращения валов (понижающие – редукторы, повышающие – мультипликаторы);
- по форме поверхности, на которой нарезаны зубья (цилиндрические, конические);
- по окружной скорости колес (тихоходные – при скорости до 3 м/с, среднескоростные – при скорости до 15 м/с, быстроходные – при скорости выше 15 м/с);

- по расположению зубьев относительно образующей колеса (прямозубые, косозубые, шевронные, с криволинейными зубьями);
- по форме профиля зуба (эвольвентные, круговые, циклоидальные);

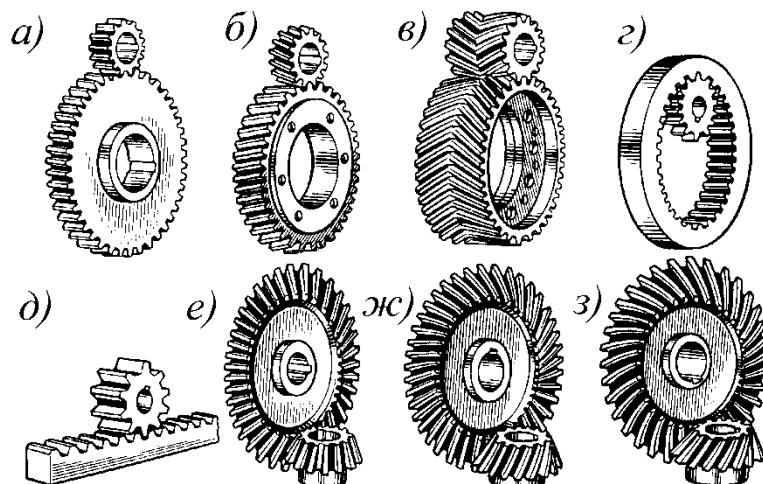


Рис. 9. Зубчатые передачи:

цилиндрические передачи с внешним зацеплением (*a* – прямозубая, *б* – косозубая, *в* – шевронная); *г* – с внутренним зацеплением; *д* – реечная передача; конические передачи (*е* – прямозубая, *ж* – косозубая, *з* – с круговыми зубьями)

- по характеру движения валов (неподвижные и подвижные оси – планетарные передачи).

Для преобразования вращательного движения в поступательное служат: передача винт-гайка и разновидность зубчатой – реечная передача (рис. 9, *д*). Рейка представляет собой колесо бесконечно большого диаметра.

Открытые зубчатые передачи применяются редко, только в закрытых, относительно чистых помещениях, или же при небольших скоростях. Наибольшее распространение нашли зубчатые передачи, закрытые в корпусе – редукторы (сравните англ. reduce – уменьшать, сокращать); т.е. понизители скорости.

Основными преимуществами зубчатых передач в сравнении с другими видами механических передач являются: малые габариты, высокий КПД, большая долговечность и надежность, постоянство передаточного отношения, возможность применения в широком диапазоне скоростей, моментов, мощностей.

Недостатки: повышенные требования к точности изготовления и монтажа, шум при больших скоростях.

Планетарной называется передача, имеющая колеса с перемещающимися геометрическими осями. Простейшая планетарная зубчатая передача (рис. 10) состоит из центрального вращающегося колеса 1 с неподвижной геометрической осью; сателлитов 2, оси которых

перемещаются; неподвижного колеса 3 с внутренними зубьями; вращающегося водила 4, на котором установлены сателлиты.

Ведущим в планетарной передаче может быть либо центральное колесо, либо водило.

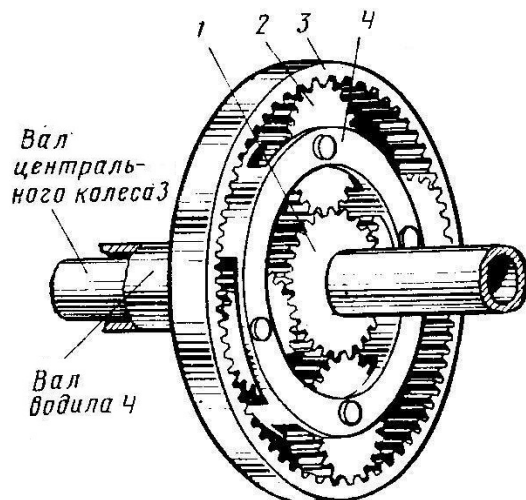


Рис. 10. Планетарная передача

Достоинства: малая масса и габариты конструкции, возможность получения больших передаточных чисел (до 1000 и более), а также способность распределять мощность на несколько потоков. Недостатки: повышенные требования к точности изготовления и сборки конструкции, а также сравнительно низкий КПД. Планетарные передачи широко применяют в машиностроении и приборостроении.

Червячная передача относится к зубчато-винтовым передачам (рис. 11). Винтом является червяк, а зубчатым колесом – червячное колесо. Преимущество червячной передачи перед винтовой зубчатой проявляется в том, что начальный контакт звеньев происходит по линии, а не в точке. Червячная передача относится к передачам с перекрещивающимися осями валов. Угол перекрещивания обычно равен 90° . Зубья червячного колеса имеют дуговую форму. Это способствует большему охвату червяка и увеличению, соответственно, линии контакта.

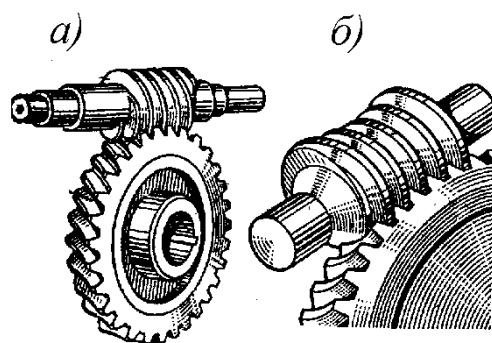


Рис. 11. Червячные передачи

Различают два основных типа червячных передач: *цилиндрические* червячные передачи (цилиндрический червяк) (рис. 11, а) и *глобоидные* червячные передачи (глобоидный червяк) (рис. 11, б).

Глобоидный червяк имеет большую поверхность контакта с зубьями червячного колеса, т.к. число зубьев колеса и витков червяка, находящихся в зацеплении, больше по сравнению с цилиндрическим червяком, то и несущая способность ее значительно выше (в 1,5... 4 раза). Однако глобоидные червячные передачи требуют повышенной точности изготовления и монтажа.

Ведущим звеном червячной передачи в большинстве случаев является червяк, ведомым – червячное колесо.

Червячные передачи широко применяют в приборостроении, подъемно-транспортном оборудовании, транспортных машинах, также в металлорежущих станках.

К основным преимуществам червячных передач можно отнести: компактность конструкции, бесшумность и плавность работы, возможность получения очень большого передаточного числа в одной сцепляющейся паре (до 1000).

К недостаткам большинства червячных передач относится: повышенная стоимость, большие потери на трение и соответственно низкий КПД, необходимость использования дорогостоящих антифрикционных цветных металлов.

Цепной называют передачу зацеплением с помощью цепи. На ведущем и ведомом валах передачи устанавливаются звездочки (рис. 8, д), которые огибаются гибкой связью – цепью.

Движение в передаче осуществляется за счет зацепления зубьев звездочек, имеющих специальную форму, с шарнирами цепи. Последние состоят из чередующихся наружных и внутренних пластин, соединенных валиками с надетыми на них втулками. Для уменьшения трения и износа на втулки с зазором надеваются ролики, такие цепи – приводные роликовые обозначаются ПР.

Цепные передачи широко применяются в приводах роботов, транспортных и сельскохозяйственных машин, различных станков, где возникает необходимость осуществления передачи между параллельными валами при сравнительно большом расстоянии между ними (до 8 м), а также приводить в движение одной цепью несколько валов. Цепная передача компактнее ременной, может работать при больших нагрузках без проскальзывания. В ней меньше нагруженность валов, так как предварительное натяжение цепи незначительно. Цепная передача имеет высокий КПД (до 0,98).

К недостаткам можно отнести: сравнительно быстрое изнашивание шарниров и, как следствие, удлинение цепи, приводящее к нарушению зацепления; повышенные вибрации и шум при работе.

Передачей винт-гайка называется механическая передача, состоящая из винта и гайки (рис. 8, *е*) и предназначенная для преобразования вращательного движения в поступательное или наоборот. В зависимости от назначения винты этих передач делят на ходовые (винты металлорежущих станков, приборов) и грузовые (винты домкратов, прессов). Широкое применение таких передач в современных машинах определяется тем, что при простой и компактной конструкции удается осуществить медленные и точные перемещения. Также к достоинствам можно отнести большую нагрузочную способность, плавность и бесшумность работы. Недостатки заключаются в значительном трении в резьбовой паре, вызывающем повышенный её износ и сравнительно низкий КПД (около 0,7).

В винтовых передачах обычно используется трапецеидальная резьба, в домкратах и винтовых прессах – упорная.

Ременная передача состоит из двух шкивов и охватывающего их ремня (рис. 12, *а*). Вращение ведущего шкива 1 преобразуется во вращение ведомого 2, благодаря трению между ремнем 3 и шкивами. Трение обычно обеспечивается предварительным натяжением ремня за счет регулирования межосевого расстояния.

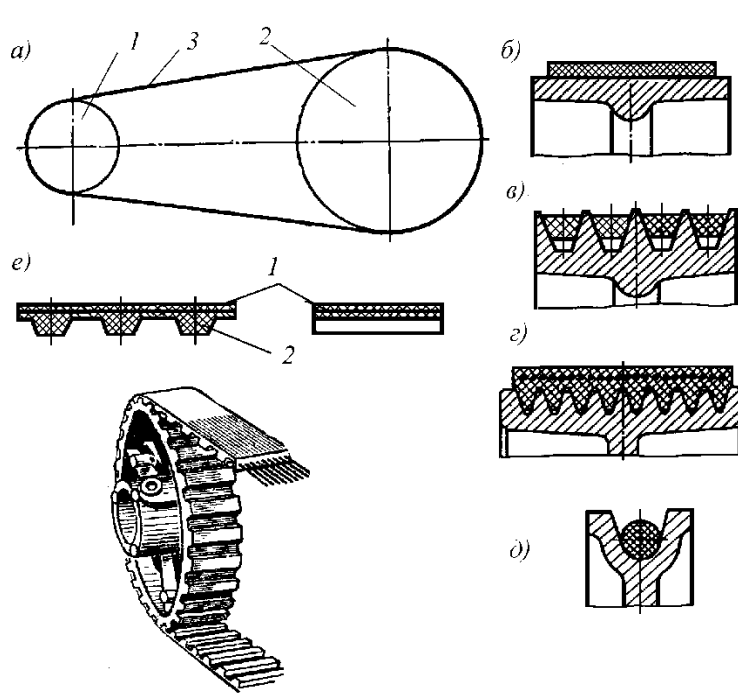


Рис. 12. Ременные передачи:

а – общее устройство; типы ременных передач: *б* – плоскоремennая, *в* – клиноремennая, *г* – поликлиноремennая, *д* – круглоремennая, *е* – зубчаторемennая

В зависимости от профиля сечения ремня различают *плоскоремennую* (рис. 12, *б*), *клиноремennую* (рис. 12, *в*), *поликлиноремennую* (рис. 12, *г*),

круглоремennую (рис. 12, *д*) передачи. Разновидностью ременной передачи является *зубчаторемennая* (рис. 12, *е*), передающая усилие за счет зацепления ремня со шкивами. Зубчатые ремни (рис. 12, *е*) имеют тянущий элемент в виде металлического троса, находящегося в резиновой или пластмассовой основе. Для повышения износостойкости зубья покрывают нейлоновой или другой тканью. Зубчаторемennые передачи лишены основного недостатка стандартных ременных передач – проскальзывание ремня и шкива, то есть они имеют постоянное передаточное отношение. Движение в таких передачах осуществляется за счет зацепления зубьев ремня с зубьями шкивов. Ременные передачи широко применяются в машинах легкой и текстильной промышленности.

В настоящее время ременная передача применяется почти во всех отраслях машиностроения. Она используется там, где валы расположены на значительном расстоянии друг от друга или высокие скорости не позволяют применить другие виды передач. Мощность современных передач не превышает 50 кВт.

Основные преимущества ременных передач: плавность, бесшумность, малая стоимость, возможность передачи движения на большие расстояния.

К недостаткам относятся: значительные габариты, необходимость постоянного натяжения ремней и малая их долговечность, большие нагрузки на валы.

Фрикционная передача состоит из двух соприкасающихся между собой тел вращения, где вращение одного преобразуется во вращение другого за счет сил трения. Необходимая сила трения возникает за счет прижимающей силы (рис. 8, *а*).

Фрикционные передачи применяются редко. Их область применения ограничена кинематическими цепями приборов, где требуется плавность движения, бесшумность, простота конструкции.

К недостаткам этих передач относится: сравнительно низкий КПД (0,8... 0,9), неравномерный износ тел качения, большие нагрузки на валы, необходимость применения специальных прижимных устройств.

На рис. 13 представлены условные обозначения механических передач на кинематических схемах.

2.3. Порядок выполнения работы

- 1) Определить вид механических передач.
- 2) Дать их классификацию по разным признакам.
- 3) Выполнить кинематическую схему передачи.
- 4) Указать достоинства и недостатки передач.
- 5) Ответить на контрольные вопросы.
- 6) Оформить отчет по лабораторной работе.

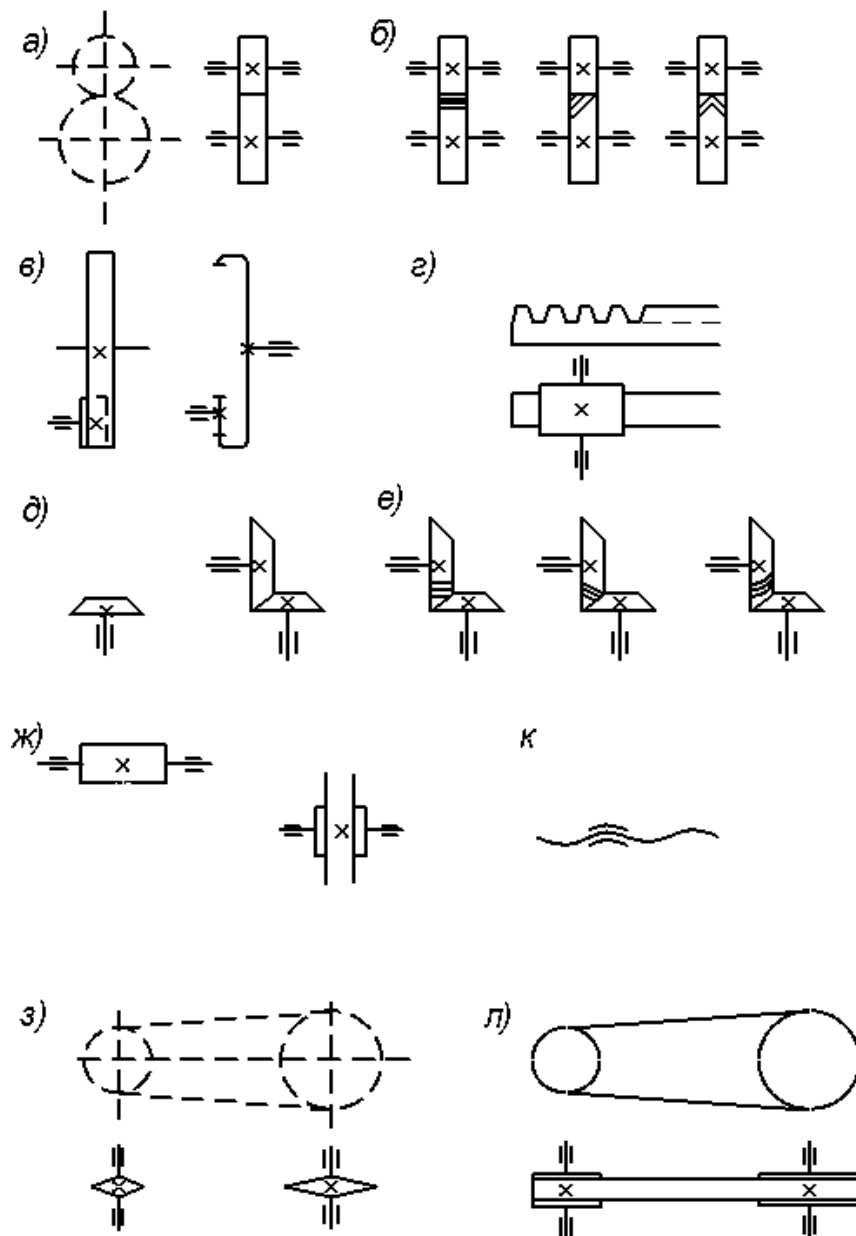


Рис. 13. Условные обозначения передач на кинематических схемах:
а – цилиндрическая зубчатая передача; *б* – цилиндрические передачи соответственно с прямыми, косыми и тангенциальными зубьями;
в – цилиндрическая зубчатая передача с внутренним зацеплением;
г – зубчато-реечная передача; *д* – коническая зубчатая передача;
е – конические передачи соответственно с прямыми тангенциальными и круговыми зубьями; *ж* – червячная передача; *з* – цепная передача;
к – передача винт–гайка; *л* – ременная передача

2.4. Контрольные вопросы

- 1) Какое устройство называют механической передачей?
- 2) За счет чего передаётся движение в механических передачах?
- 3) Как называются детали зубчатых передач?

- 4) Какие передачи используют для преобразования параметров движения между параллельными валами (непараллельными валами)?
- 5) В чём заключается особенность работы планетарной передачи? Какие её преимущества и недостатки Вы знаете?
- 6) Какими достоинствами обладают зубчатые передачи?
- 7) Каковы достоинства червячных передач?
- 8) Какие разновидности ременных передач существуют?
- 9) В чём заключаются преимущества ременных передач перед цепными?
- 10) Какие передачи за счет сил трения Вы знаете?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №3. ИЗУЧЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИХ ВРАЩАТЕЛЬНОЕ ДВИЖЕНИЕ

3.1. Цель работы:

- 1) изучить основные виды деталей, обеспечивающих вращательное движение;
- 2) ознакомиться с классификацией деталей, обеспечивающих вращательное движение;
- 3) изучить конструктивные особенности деталей, обеспечивающих вращательное движение.

3.2. Теоретические основы

К деталям, обеспечивающим вращательное движение, относят валы, оси, их опоры, а также муфты.

1) Валы и оси

Валы – детали, предназначенные для передачи крутящего момента вдоль своей оси и для поддержания вращающихся деталей. Валы вращаются в подшипниках. Кроме крутящих моментов, валы подвержены действию изгибающих моментов и поперечных сил. По форме геометрической оси валы бывают прямые (рис. 14, *а, б*), коленчатые (рис. 14, *в*) и гибкие (рис. 14, *г*). Простейшие прямые валы имеют форму тел вращения. На рис. 14 показаны гладкий (*а*) и ступенчатый (*б*) прямые валы. Ступенчатые валы являются наиболее распространенными. Изготовление ступеней на валу связано с закреплением деталей в осевом положении или с возможностью монтажа.

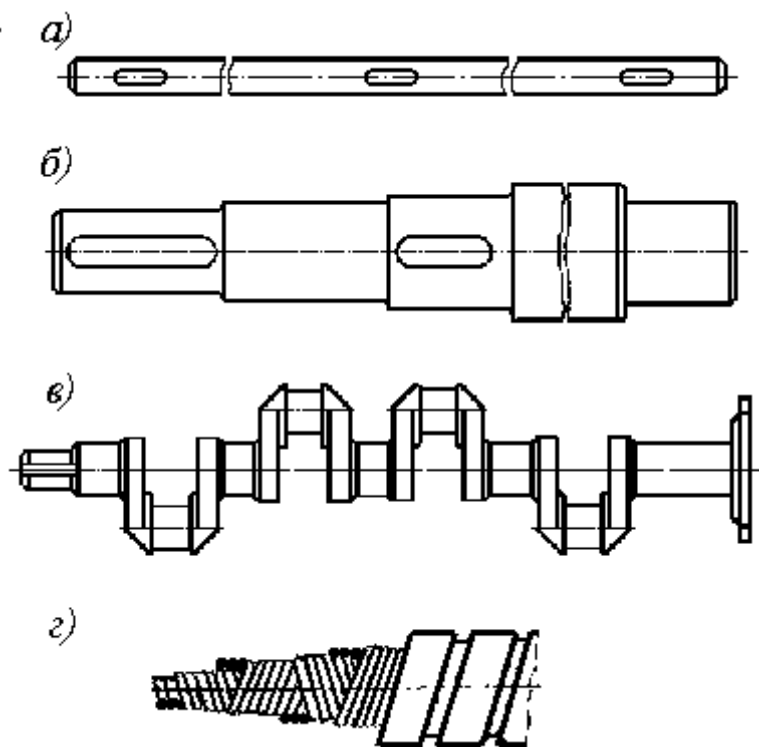


Рис. 14. Валы

Для уменьшения массы или для размещения внутри других деталей валы иногда делают с каналом по оси; в отличие от сплошных такие валы называют полыми. Однако они дороже сплошных из-за технологической сложности изготовления, поэтому они применяются ограниченно.

Оси – детали, которые служат для поддержания вращающихся деталей и не передают крутящий момент. Оси могут быть вращающиеся и неподвижные (рис. 15). Примером вращающихся осей могут служить оси железнодорожного подвижного состава (рис. 15, б), примером невращающихся – оси блоков грузоподъемных машин (рис. 15, а), оси передних колес автомобиля.

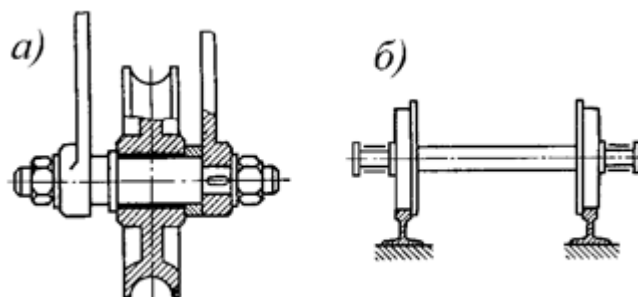


Рис. 15. Оси:

а – невращающиеся, б – вращающиеся

Из определений видно, что при работе валы всегда вращаются и испытывают деформации кручения или изгиба и кручения, а оси – только деформацию изгиба.

Оси и валы в основном изготавливают из углеродистых и легированных конструкционных сталей, т.к. они отличаются высокой прочностью и хорошей обрабатываемостью на станках.

Тяжелонагруженные валы сложной формы изготавливают из модифицированного или высокопрочного чугуна.

2) Опоры валов и осей

Устройства, предназначенные для поддержания движущихся деталей и обеспечения определенного вида движения деталей, называют *направляющими*.

Направляющие для вращательного движения называют *опорами*. Понятие «*опора*» охватывает два звена – цапфу и подшипник. *Цапфой* называют часть вала или оси, опирающуюся на подшипник.

Точность и надежность работы механизмов и машин во многом зависит от качества опор.

Подшипники – устройства, поддерживающие валы и оси, – воспринимают радиальные и осевые нагрузки, приложенные к валу, и передают их на корпус. Кроме того, подшипник обеспечивает фиксацию вала в определенном положении. Помимо валов и осей подшипники могут поддерживать детали, вращающиеся вокруг осей или валов, например, шкивы, шестерни и т.п.

По виду трения подшипники делят на подшипники скольжения и качения.

В *подшипниках скольжения* опорный участок вала (цапфа) скользит по поверхности подшипника (рис. 16).

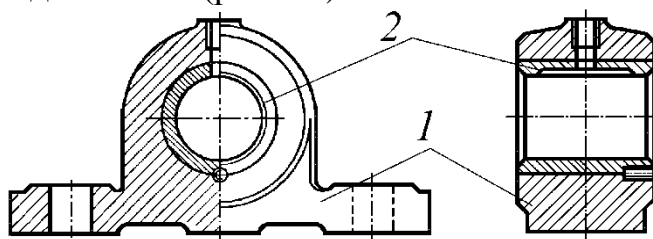


Рис. 16. Подшипник скольжения

Подшипники скольжения появились значительно раньше опор качения – при создании простейших машин. В современном машиностроении подшипники скольжения используют только там, где применение их является предпочтительным. Например, для подшипников особо тяжелых валов (для которых подшипники качения не изготавливают), если необходимо иметь разъемные подшипники (для коленчатых валов) и т.п.

Подшипники скольжения (рис. 16) состоят из двух основных элементов: корпуса 1 и вкладыша 2. Вкладыш, являющийся рабочим элементом, выполняется из антифрикционного материала (бронза, латунь, баббит, специальный чугун, пластмасса). Он находится в непосредственном соприкосновении с цапфой вала и воспринимает от неё

нагрузки. Корпус, который может быть разъемным и неразъемным, предназначен для размещения вкладыша и восприятия нагрузок.

Достоинства подшипников скольжения – незначительные размеры в радиальном направлении; простота устройства, изготовления и монтажа; низкая стоимость; малая чувствительность к ударам и толчкам; бесшумность работы. К недостаткам следует отнести: значительные потери на трение, сложность системы смазки, высокие требования к смазке.

В современном машиностроении чаще используют *подшипники качения*. В них трение скольжения заменяется трением качения посредством установки тел качения между опорными поверхностями подшипника и вала.

Подшипник качения (рис. 17) – это готовый узел, который в большинстве случаев состоит из наружного 1 и внутреннего 3 колец с углублениями – дорожками качения *A*, тел качения 2 (шариков или роликов) и сепаратора 4, направляющего и удерживающего тела качения.

В некоторых типах подшипников для уменьшения габаритов одно или оба кольца отсутствуют, а иногда отсутствует сепаратор (игольчатые).

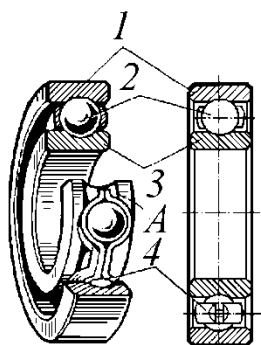


Рис. 17. Подшипник качения

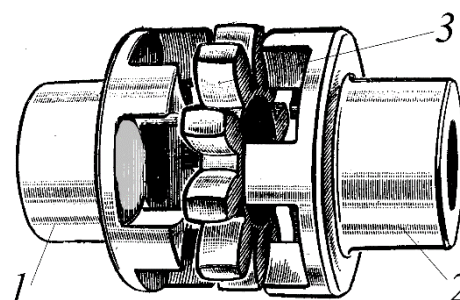


Рис. 18. Муфта

Достоинства подшипников качения: малые потери на трение и незначительный нагрев, малый расход смазки, небольшие габариты в осевом направлении, невысокая стоимость (массовое производство) и высокая степень взаимозаменяемости. К недостаткам опор качения можно отнести увеличенные габариты в радиальном направлении, чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам, некоторый шум в работе и сложность монтажа.

Все подшипники качения стандартизованы и в массовых количествах выпускаются специализированными заводами.

3) Муфты механические

Муфтами называют устройства, предназначенные для соединения валов или других вращающихся деталей в целях передачи вращающего момента без изменения его значения и направления. Потребность в соединении валов связана с тем, что большинство машин компонуют из узлов (сборочных единиц) и механизмов с входными и выходными валами,

кинематическая и силовая связь между которыми выполняется с помощью муфты. Как правило, валы, соединяемые муфтой, расположены соосно, реже – под некоторым углом (для соединения таких валов используют карданные передачи).

Соединение валов, с целью передачи вращающего момента – основное назначение муфты. Однако обычно муфты выполняют одну или несколько дополнительных функций: обеспечивают включение и выключение исполнительного механизма машины при работающем двигателе (управляемые сцепные); предохраняют машину от аварий при перегрузках (предохранительные); уменьшают динамические нагрузки, поглощают толчки и вибрации соединяемых валов и передач (упругие); компенсируют монтажные неточности и деформации геометрических осей валов (компенсирующие). Нерасцепляемые (глухие) муфты используют для соединения отдельных частей длинных (составных) валов, в этом случае вал работает как целый.

В общем случае муфта (рис. 18) состоит из ведущей 1 и ведомой 2 полумуфт и соединительных элементов 3. В качестве соединительного элемента используют твердые (жесткие или упругие) тела.

Широко применяемые в машиностроении муфты стандартизованы.

3.3. Порядок выполнения работы

- 1) Определить вид детали, обеспечивающей вращательное движение.
- 2) Дать классификацию деталей.
- 3) Выполнить схематический чертеж детали.
- 4) Указать назначение детали.
- 5) Ответить на контрольные вопросы.
- 6) Оформить отчет по лабораторной работе.

3.4. Контрольные вопросы

- 1) Для чего предназначены валы и оси, и в чем их отличие?
- 2) Каким силовым воздействиям подвержены валы, а каким оси?
- 3) Какие виды валов бывают в зависимости от формы геометрической оси?
- 4) Что называют опорой, а что представляет собой подшипник?
- 5) Из каких деталей состоит подшипник скольжения?
- 6) Каковы достоинства подшипников скольжения?
- 7) Из каких деталей состоят подшипники качения?
- 8) Почему подшипник скольжения используются реже подшипников качения?
- 9) Чем принципиально отличаются подшипники скольжения от подшипников качения?
- 10) Из каких элементов состоит механическая муфта?
- 11) С какой целью используют механические муфты?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №4. ИЗУЧЕНИЕ ОБЩЕЙ КОНСТРУКЦИИ РЕДУКТОРОВ

4.1. Цель работы:

- 1) изучить общее устройство редукторов;
- 2) ознакомиться с классификацией редукторов по основным признакам;
- 3) вычертить кинематические схемы редукторов.

4.2. Теоретические основы

1) Общие сведения

Все зубчатые механизмы можно разделить на зубчатые редукторы, зубчатые мультипликаторы и коробки передач.

Редуктором называют механизм, состоящий из зубчатых передач, выполненных в виде отдельной сборочной единицы и предназначенный для передачи мощности от двигателя к приводному валу машины с понижением угловой скорости и увеличением вращающего момента.

Зубчатый мультипликатор имеет обратное назначение: повышение оборотов и понижение крутящего момента.

Коробка передач в зависимости от переключения различных пар зацепления выполняет функции как редуктора, так и мультипликатора.

Классификация зубчатых редукторов производится по следующим основным признакам:

- по числу ступеней (одно- двух- и многоступенчатые);
- по типу колёс (цилиндрические, конические, червячные, комбинированные...);
- по расположению валов (горизонтальные, вертикальные);
- по кинематической схеме (развёрнутые, соосные и др.).

Редукторы состоят из ряда последовательно соединенных зубчатых и червячных передач, располагаемых в отдельном корпусе. Расположение передач в корпусе позволяет выдержать строгую соосность опор валов, защитить передачи от попадания грязи и создать условия для хорошей смазки зацепляющихся колес и подшипников валов.

Шестерни изготавливают обычно заодно с валом, из проката или поковок; колеса в небольших редукторах кованые, в крупных – литые.

Корпус выполняют разъемным по плоскости, в которой находятся оси всех валов. Это обеспечивает удобную сборку редуктора, когда каждый вал заранее собирается с установленными на нем деталями. Нижняя часть корпуса (основание) соединяется с верхней (крышкой) болтами и двумя штифтами, фиксирующими относительное положение частей корпуса. Для повышения жесткости корпус и крышка снабжены ребрами.

Подшипники на валах обычно имеют одинаковые размеры, что позволяет получать различные варианты сборки. Для равномерного распределения нагрузки между подшипниками одного вала шестерню на входном и колесо на выходном валах целесообразно располагать дальше от опоры консольного конца вала, так как на концах валов редуктора устанавливают полумуфты или детали передач (шкивы, цепные звездочки, колеса), создающие дополнительную нагрузку на валы и опоры. Зубчатые колеса на валы устанавливают с натягом, поэтому сборка производится под прессом.

Редукторы, состоящие из цилиндрических зубчатых колес, называют цилиндрическими. Такие редукторы обеспечивают передачу движения между параллельными валами.

Редукторы, состоящие из конических зубчатых колес, называют коническими. Такие редукторы обеспечивают движение между валами, оси которых пересекаются.

Редукторы ставят между двигателем, вал которого вращается с большой угловой скоростью, и исполнительным механизмом, вал которого должен делать меньшее число оборотов при значительных преодолеваемых усилиях и крутящих моментах на нем. Следовательно, при помощи редукторов обеспечивается согласование режима работы двигателя с режимом работы исполнительного механизма.

Двухступенчатые цилиндрические редукторы имеют основное распространение.

Входной вал редуктора (меньшего диаметра) соединяют при помощи муфты (или ременной передачи) с валом двигателя, делающим большое число оборотов. Поэтому первая ступень называется быстроходной.

Угловые скорости вращения колес второй ступени редуктора меньше, поэтому она называется тихоходной.

Меньшее (ведущее) колесо каждой ступени редуктора принято называть «шестерней», а второе «колесом».

Для уменьшения износа зубьев и повышения КПД в зоне зацепления должно находиться масло. В редукторах чаще всего применяется картерная система смазки, при которой одно из колес каждой ступени погружается в масляную ванну, и при вращении колес масло переносится в зону зацепления зубьями.

Нормальным уровнем масла в редукторе считается тот, при котором колесо погружается на полную высоту зуба, но не менее 10 мм. Для контроля за уровнем масла в редукторе применяются различные маслоуказатели, наиболее распространенными из которых являются жезловые маслоуказатели и маслоуказатели глазкового типа.

Для слива отработанного масла редукторы имеют отверстие, закрываемое пробкой с резьбой.

Сверху редуктора для возможности залива масла и внутреннего осмотра редуктора имеется люк-отверстие, закрываемое крышкой. Обычно на крышке люка размещается отдушина – деталь с отверстием и фильтром. Благодаря отверстию отдушины давление внутри редуктора не превышает наружного при нагреве редуктора во время работы. В противном случае это привело бы к выдавливанию масла через уплотнения у валов.

Для транспортировки крышки редуктора служат или рым-болты, ввертываемые в крышку, или проушины с отверстиями. Для удобства закрепления троса при транспортировке собранного редуктора часто на корпусе делают приливы в виде крюков – по два с каждой стороны.

В лапах редуктора предусмотрены отверстия под фундаментные болты.

Цилиндрические зубчатые колеса могут быть прямозубыми, косозубыми, шевронными. Передачи косозубыми колесами обеспечивают большую плавность работы и их рекомендуется применять при окружных скоростях колес больше 5 м/с.

Шевронные колеса можно рассматривать как сдвоенные косозубые с противоположным (правым и левым) направлением зубьев. В передачах косозубыми колесами возникают осевые составляющие от сил зацепления, дополнительно нагружающие опоры валов, поэтому угол наклона зубьев обычно не назначают больше 20 градусов.

Шевронные колеса разгружены от осевых составляющих, поэтому угол наклона может достигать 30 и более градусов.

Зубчатые колеса размещают на валах. Подшипники, в которых вращаются валы, должны соответствовать величине и направлению нагрузок, действующих на опоры.

Наиболее часто применяют подшипники качения. При окружной скорости колес более 3 м/с внутри редуктора образуется много брызг и возникает так называемый «масляный туман». Попадая в подшипники качения, эти мельчайшие капли масла обеспечивают хорошую смазку подшипников.

При меньшей окружной скорости колес рекомендуется применять для смазки подшипников отдельную, консистентную смазку. Для того чтобы густая смазка не вымывалась жидким маслом, предназначенным для смазки колес, на валах устанавливают мазеудерживающие кольца. Свободное пространство подшипникового узла на 1/3 объема заполняют густой смазкой. Через 3 месяца полагается добавлять свежую смазку, а через год работы следует промывать узел и наполнять его новой смазкой.

На рис. 19 показаны кинематические схемы наиболее распространенных зубчатых редукторов. На схемах быстроходный вал обозначен Б, промежуточные – П, тихоходный – Т.

В зависимости от числа ступеней, в которых происходит понижение угловых скоростей, различают редукторы одноступенчатые (рис. 19, а, е), двухступенчатые (рис. 19, б, в, г, д, ж) и трехступенчатые (рис. 19, и, к).

Число ступеней редуктора выбирают в зависимости от общего передаточного числа u_p . Цилиндрические редукторы имеют следующее число ступеней в зависимости от величины u_p : одноступенчатые ($u_p = 1,6 \dots 6,3$), двухступенчатые ($u_p = 8 \dots 40$), трехступенчатые ($u_p = 25 \dots 60$).

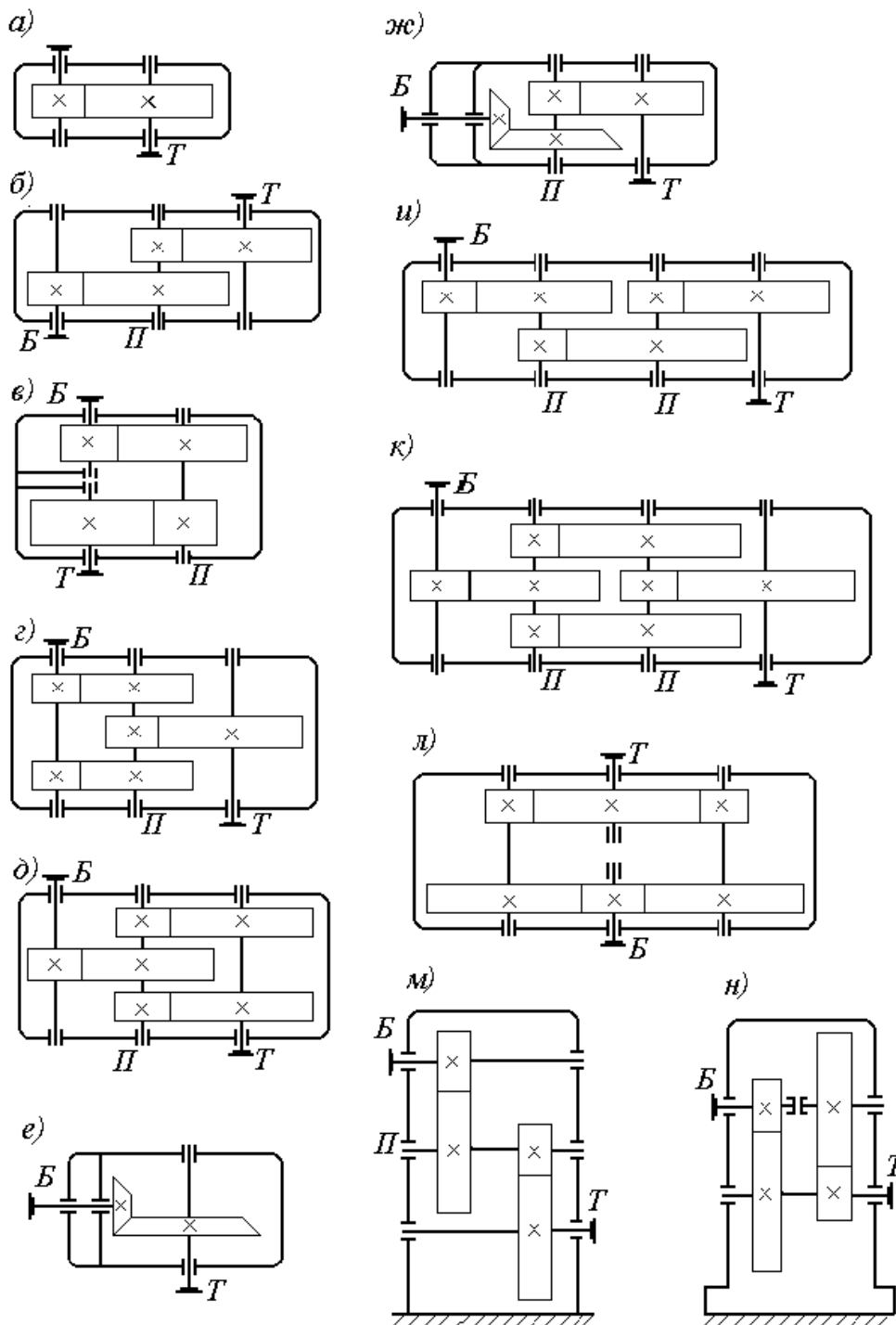


Рис. 19. Кинематические схемы

Конструкция редукторов по развернутой схеме (рис. 19, б, и) является наиболее простой и имеет наименьшую ширину. Однако несимметричное расположение зубчатых колес на валах повышает концентрацию нагрузки по длине зуба, вызывает неравномерность распределения нагрузки между подшипниками. С целью снижения концентрации нагрузки, двухступенчатые цилиндрические редукторы выполняют с раздвоенной ступенью (рис. 19, з, д). Такое конструктивное решение обеспечивает благоприятное распределение нагрузки по ширине зубчатого венца и почти на 20% снижает массу редуктора в сравнении с конструкцией, выполненной по развернутой схеме. Аналогичные преимущества достигаются и в конструкции трехступенчатого редуктора с раздвоенной промежуточной ступенью (рис. 19, к). Здесь обеспечиваются благоприятные условия работы быстроходной и тихоходной ступеней.

В соосном редукторе (рис. 19, в) обеспечивается соосность быстроходного (входного) и тихоходного (выходного) валов, что уменьшает длину редуктора в сравнении с развернутой схемой и обеспечивает наиболее рациональную компоновку привода. К недостаткам можно отнести большие габариты по ширине, затрудненную смазку подшипников, расположенных в средней части корпуса. Раздвоение потока мощности (рис. 19, л) и расположение валов в горизонтальной плоскости обеспечивают минимальные высоту редуктора и неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатых венцов, а также практически полную разгрузку подшипников быстроходного и тихоходного валов.

По относительному расположению валов в пространстве различают горизонтальные цилиндрические редукторы (рис. 19, а...л) и вертикальные (рис. 19, м, н).

Направление зуба цилиндрических косозубых колес может быть как левое (рис. 20, а), так и правое (рис. 20, б).

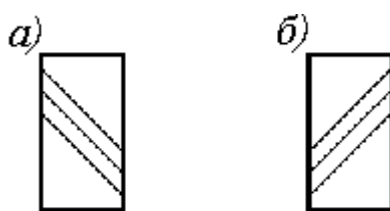


Рис. 20. Направление зуба косозубых колес

4.3. Порядок выполнения работы

- 1) Снять крышку редуктора.
- 2) Изучить устройство редуктора.
- 2) Определить вид редуктора: по типу передачи, расположению валов в пространстве, числу ступеней, особенностям кинематической схемы
- 3) Определить быстроходную и тихоходную ступень в двухступенчатых редукторах.

- 4) Вычертить в двух проекциях кинематическую схему каждого редуктора с учетом соотношения диаметров колес.
- 5) Ответить на контрольные вопросы.
- 6) Оформить отчет по лабораторной работе.

4.4. Контрольные вопросы

- 1) Какой механизм называют редуктором?
- 2) Какое назначение имеет редуктор?
- 3) Какое назначение имеет мультипликатор?
- 4) Назовите типы колес зубчатых редукторов.
- 5) Какие редукторы называются цилиндрическими?
- 6) Какие редукторы называются коническими?
- 7) Как принято называть меньшее (ведущее) колесо ступени редуктора?
- 8) Какой уровень масла в редукторе считается нормальным?
- 9) Для чего в лапах редуктора предусмотрены отверстия?
- 10) Какое назначение в редукторе имеет люк- отверстие?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №5. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

5.1. Цель работы:

- 1) изучить устройство двухступенчатого цилиндрического редуктора;
- 2) изучить конструкцию его деталей и сборочных единиц;
- 3) вычертить кинематическую схему редуктора

5.2. Теоретические основы

Редукторы цилиндрические двухступенчатые зубчатые выпускаются с номинальными передаточными числами от 8 до 40. Нагрузка может быть постоянная и переменная, одного направления и реверсивная.

Конструкция редуктора приведена на рис. 21.

Редуктор состоит из корпуса 1 и крышки 2, которые соединены в горизонтальной плоскости болтами 3, поставленными с зазором. Корпус и крышку выполняют литыми из чугуна (или алюминиевых сплавов). Вращательное движение от быстроходного вала 4 к тихоходному валу 5 осуществляется двумя парами косозубых цилиндрических зубчатых колес: шестерни 6 и колеса 7 быстроходной ступени и шестерни 8 и колеса 9 тихоходной ступени. Шестерни 6 и 8 изготовлены заодно с валами. Такое конструктивное исполнение называется вал-шестерня. Колеса 7 и 9 установлены на валы на шпонках (возможно использование также и соединения с гарантированным натягом). Валы установлены в корпусе редуктора на конических роликоподшипниках 10.

Наружные кольца подшипников устанавливаются в корпусе по посадке, обеспечивающей незначительный зазор, что позволяет кольцу во время работы проворачиваться, благодаря чему в контакт с телами качения вступают новые участки беговой дорожки. Кроме того, при наличии зазора облегчается перемещение колец, необходимое для регулировки натяга подшипников. Крышки, закрывающие подшипники, выполняют с отверстиями для креплений или закладными. Первые удобнее в эксплуатации, так как обеспечивают доступ к отдельным подшипникам для осмотра без разборки всего редуктора, вторые – упрощают конструкцию и снижают массу редуктора.

Уплотнения в сквозных закладных крышках предотвращают попадание механических частиц в подшипники и внутреннюю полость редуктора, а также не допускают вытекания масла. Уплотнения выполнены в виде колец из войлока, пропитанного машинным маслом. Войлочные уплотнения забиваются в кольцевые пазы крышек, имеющих трапецеидальную форму. Такая форма пазов обеспечивает лучшее обжатие вала войлочными кольцами. Более надежными и долговечными являются манжетные уплотнения.

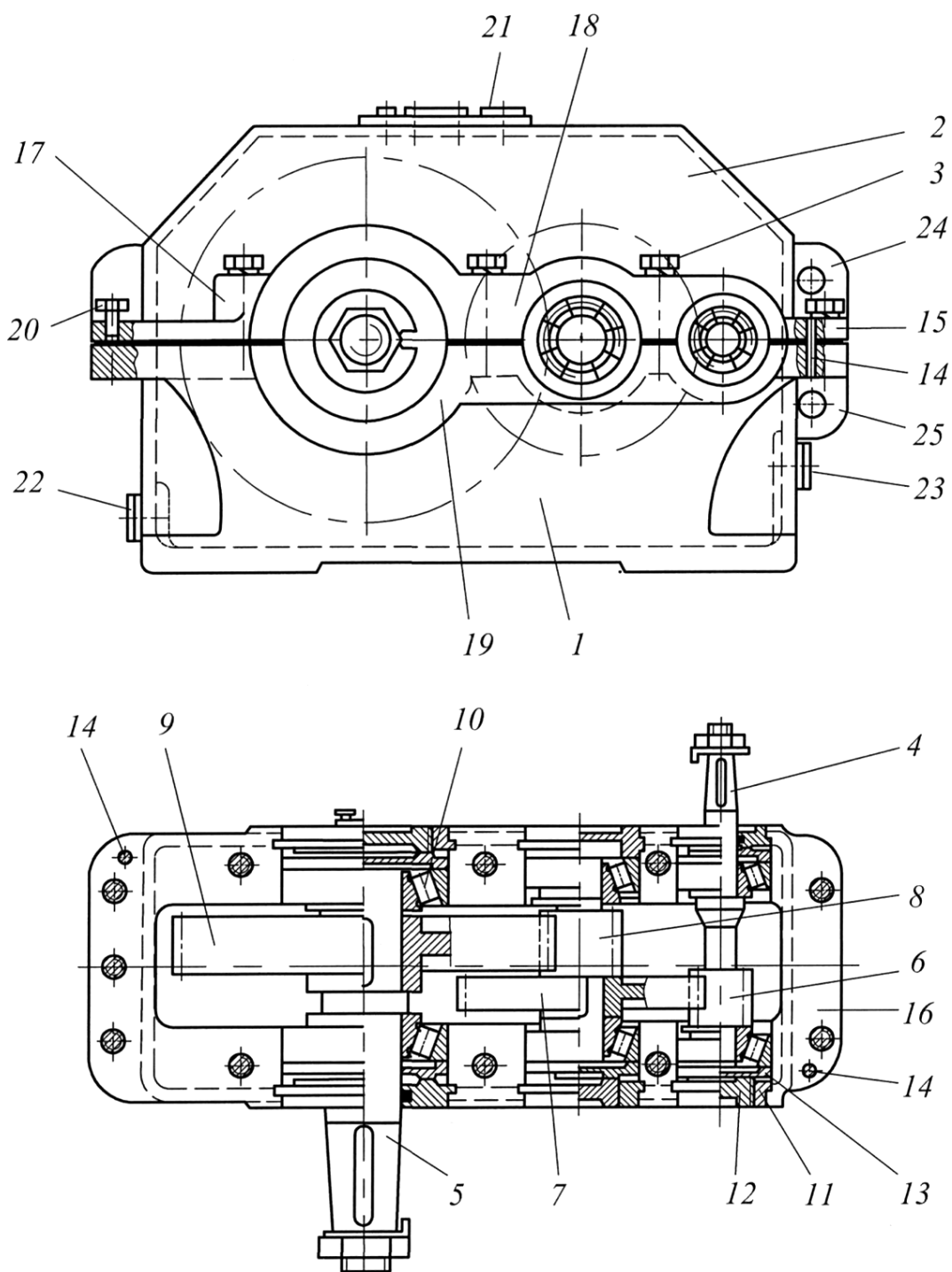


Рис. 21. Двухступенчатый цилиндрический редуктор

Обязательным для подшипников редуктора является регулирование в них зазора. Это связано с тем, что при большом зазоре нарушается правильность зубчатого зацепления, возникают шум и вибрации. При отсутствии зазора увеличивается сопротивление вращению, но повышается жесткость опор и точность вращения вала. Поэтому весьма важным является создание в подшипниках зазоров оптимальной величины.

Регулировка конических роликоподшипников, используемых в редукторе, производится осевым перемещением наружных колец подшипника. С этой целью в закладных крышках 11 редуктора предусмотрены регулировочные винты 12 и нажимные шайбы 13, при перемещении которых сдвигаются наружные кольца подшипников, в результате чего и выбирается зазор между кольцами и роликами.

Для точной фиксации крышки относительно корпуса при сборке и в процессе обработки (при расточке отверстий под подшипники) установлены два координирующих штифта 14 на возможно большем расстоянии друг от друга. Для удобства обработки плоскость разъема расположена параллельно плоскости основания и проходит через оси валов. Разъемная конструкция корпуса редуктора обеспечивает хорошие условия сборки, так как каждый вал редуктора с расположенными на нем подшипниками, зубчатыми колесами и другими деталями представляет собой самостоятельную сборочную единицу. Это позволяет проводить сборку валов и их контроль независимо друг от друга и затем устанавливать в корпус редуктора.

Для соединения крышки и корпуса редуктора по всему контуру плоскости разъема выполняют специальные фланцы 15 и 16, бобышки 1 и приливы 18, 19.

Бобышки 17 располагают таким образом, чтобы болты 3 были максимально приближены к отверстию под подшипник, что значительно увеличивает жесткость соединения. Однако минимальное расстояние между стенками близко расположенных отверстий (под болт и подшипник или отверстием для закладной крышки) должно составлять не менее 3... 5 мм. Болты, расположенные между отверстиями под подшипники, располагают симметрично между этими отверстиями.

Опорные поверхности болтов 3 обычно располагают на одном уровне, что упрощает обработку этих поверхностей, а болты имеют одинаковую длину.

Поверхности стыка корпуса редуктора с крышкой с целью их плотного прилегания шлифуют или шабруют. При сборке эти поверхности для лучшего уплотнения смазывают специальным герметиком. Для того чтобы обеспечить разьединение крышки и корпуса при разборке редуктора, во фланце крышки предусматривают отверстие для отжимного болта 20.

Для удобства обработки наружные торцы приливов 18 и 19 всех подшипниковых гнезд, расположенных на одной стороне крышки или корпуса, должны лежать в одной плоскости. При этом обрабатываемые поверхности должны выступать над черновыми (необрабатываемыми) поверхностями на 3... 5 мм.

В верхней части крышки 2 предусмотрено отверстие для залива масла, закрытое пробкой 21. Для слива масла в нижней части корпуса 1

редуктора предусмотрено сливное отверстие, закрываемое пробкой 22. Для контроля уровня масла служит контрольная пробка 23.

Вытекание масла по разьему предотвращается покрытием плоскостей разьема спиртовым лаком или жидким стеклом с последующей затяжкой болтов. Применение прокладок не допускается, поскольку при затяжке болтов возможны деформации колец подшипников и нарушения посадок. Для подъема крышки корпуса и всего редуктора служат проушины 11.

Масло, заливаемое в редуктор, уменьшает износ деталей, отводит тепло и продукты износа от трущихся поверхностей, демпфирует динамические нагрузки, что в свою очередь снижает шум и вибрации. Масляная ванна является общей для всего редуктора. При этом смазка зубчатых колес осуществляется окунанием, подшипников – разбрызгиванием.

Ориентировочный объем масла, обычно принимают 0,5...0,8 л на 1 кВт передаваемой мощности.

Для подъема и транспортировки собранного редуктора крышка 2 снабжена двумя проушинами 24, выполненными в виде ребер с отверстиями. Для транспортировки корпуса 1 редуктора предусмотрена проушина 25 с отверстием, отлитая заодно с корпусом.

5.3. Порядок выполнения работы

- 1) Отвернуть гайки, вынуть болты, снять крышку редуктора.
- 2) Снять крышки и регулировочные кольца.
- 3) Вынуть валы с насаженными на них деталями. По мере изучения конструкции деталей и замеров валы укладывать на подставки.
- 4) Снять сквозные крышки.
- 5) Ознакомиться с конструкцией и назначением всех деталей редуктора.
- 6) Определить ведущий, промежуточный и ведомый валы. Установить, как, от чего к чему передаётся редукторами механическая мощность.

В бланке отчета отмечают особенности сборки, разборки и регулировки редуктора. Указывают, как осуществляется смазка зубчатых колес и подшипников, как производится контроль уровня масла в редукторе.

- 7) Произвести измерения:
 - определить основные, габаритные и присоединительные размеры редуктора (рис. 22).

Под габаритными понимают три наибольших размера редуктора по длине, высоте и ширине. Эти размеры принимаются во внимание при размещении редуктора в приводном устройстве.

Присоединительные размеры определяют расстояния и взаимное расположение поверхностей присоединения редуктора по отношению к другим деталям. К ним относятся: размеры установочной плоскости, которой редуктор устанавливается на плиту или раму; размеры отверстий под болты для крепления редуктора и размеры, определяющие расположение этих отверстий; размеры выходных концов быстроходного и тихоходного валов и размеры, определяющие их расположение относительно друг друга и относительно установочной плоскости;

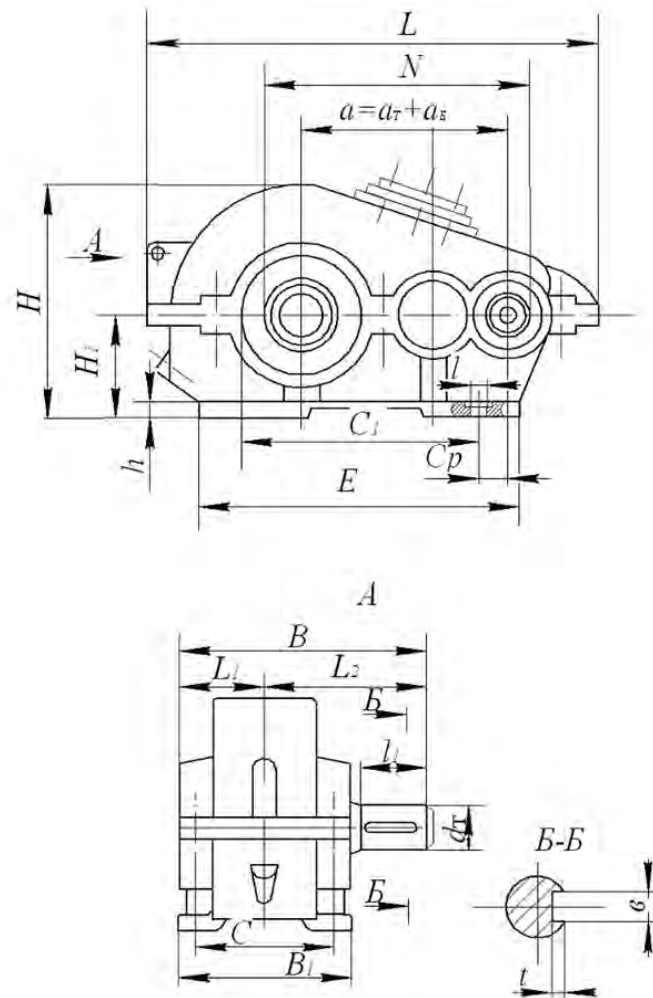


Рис. 22. Основные размеры редуктора

– отметив мелом по одному зубу на колесах, вращая их, подсчитать число зубьев шестерней z_1 , z_3 и колес z_2 , z_4 для быстроходной и тихоходной ступеней;

– определить направление линии зубьев цилиндрических зубчатых колес (правое или левое) быстроходной и тихоходной ступеней на основании рис. 20;

– измерить межосевое расстояние быстроходной a_{w1} и тихоходной a_{w2} ступеней, мм;

- измерить ширину шестерни b_1 и колеса b_2 быстроходной ступени и шестерни b_3 и колеса b_4 тихоходной ступени (рис. 23), мм;
- измерить длину зуба шестерни b_{w1} и колеса b_{w2} быстроходной ступени, длину зуба шестерни b_{w3} и колеса b_{w4} тихоходной ступени, мм;
- измерить диаметры шестерни и колеса быстроходной и тихоходной ступеней (рис. 23), мм:
 окружностей вершин: $d_{a1}, d_{a2}, d_{a3}, d_{a4}$,
 окружностей впадин: $d_{f1}, d_{f2}, d_{f3}, d_{f4}$.

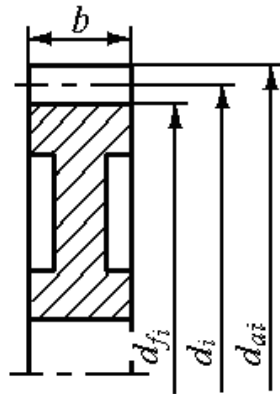


Рис. 23. Цилиндрическое колесо

8) Произвести расчеты:

- определить передаточное число каждой ступени и общее передаточное число редуктора

$$u_{\sigma} = \frac{z_2}{z_1}, \quad u_m = \frac{z_4}{z_3},$$

$$u_p = u_{\sigma} \cdot u_m;$$

- ориентировочно определить угол наклона зубьев быстроходной и тихоходной ступеней β_1, β_2 , град

$$\cos \beta_i = \frac{b_i}{b_{wi}}, \quad \beta_i = \arccos \left(\frac{b_i}{b_{wi}} \right);$$

- определить расчетную величину модуля быстроходной и тихоходной ступеней, мм

$$m_i = \frac{2a_{wi} \cdot \cos \beta_i}{z_{\Sigma i}},$$

где $z_{\Sigma i}$ – суммарное число зубьев шестерни и колеса быстроходной (тихоходной) ступени.

Полученную величину m_i согласуют со стандартным значением по ГОСТ 9563-80

- 1-й ряд (предпочтительный): 1; 1,25; 1,5; 2; 3; 5; 6; 8;
- 2-й ряд: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 3,5; 4,5...5,5; 7; 9;

– уточнить угол наклона зубьев

$$\beta_i = \arccos\left(\frac{0,5z_{\Sigma i}m_i}{a_{wi}}\right);$$

– рассчитать геометрические параметры шестерни и колеса быстроходной и тихоходной ступеней (рис. 23), мм:
делительный диаметр

$$d_i = \frac{m_i z_i}{\cos \beta_i};$$

диаметр окружностей вершин

$$d_{ai} = d_i + 2m_i;$$

диаметр окружностей впадин

$$d_{fi} = d_i - 2,5m_i;$$

– подсчитать коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния для быстроходной и тихоходной ступеней

$$\psi_{bai} = \frac{b_i}{a_{wi}}.$$

9) Собрать редуктор.

10) Ответить на контрольные вопросы.

11) Оформить отчет по лабораторной работе.

5.4. Контрольные вопросы

- 1) Из чего состоит двухступенчатый цилиндрический редуктор?
- 2) Чем осуществляется вращательное движение от быстроходного вала к тихоходному?
- 3) Какие крышки закрывают подшипники редуктора?
- 4) Какое назначение имеют уплотнения в сквозных крышках?
- 5) Почему обязательным для подшипников редуктора является регулирование в них зазора?
- 6) Что предусмотрено в корпусе редуктора для слива масла?
- 7) Каким способом осуществляется смазка зубчатых колес редуктора?
- 8) Каким способом осуществляется смазка подшипников?
- 9) Каков ориентировочный объем масла, заливаемого в редуктор?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №6. ИЗУЧЕНИЕ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

6.1. Цель работы:

- 1) ознакомиться с устройством двухступенчатого цилиндрического редуктора;
- 2) изучить конструкцию его основных сборочных единиц;
- 3) определить основные геометрические параметры редуктора;

6.2. Оборудование и инструмент

- 1) Исследуемый редуктор.
- 2) Штангенциркуль.
- 3) Линейка.
- 4) Штангензубомер.
- 5) Угломер.

6.3. Теоретические основы

Редукторы применяются для уменьшения скорости вращения и для увеличения крутящего момента.

Основными частями редуктора являются корпус и зубчатая передача с валами и подшипниками. Корпус обеспечивает редуктору необходимую жесткость, воспринимает усилия, возникающие в зацеплении, и защищает зацепление от внешней среды. Корпус состоит из одной или нескольких частей, чаще всего основания и крышки. Корпус может быть выполнен литым из чугуна или в виде сварной конструкции из стали.

В цилиндрических редукторах элементами передачи являются прямозубые и косозубые колеса. Передаточное число редуктора показывает, во сколько раз уменьшает редуктор скорость вращения ведомого вала по сравнению с ведущим, и определяется формулой:

$$u_{ред} = u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_n,$$

где u_1 , u_2 , и т.д. – передаточные числа ступеней редуктора.

Передаточное число одной зубчатой передачи равно:

$$u = \frac{z_2}{z_1},$$

где z_1 и z_2 – число зубьев ведущего и ведомого колес.

Межосевое расстояние зубчатой передачи

$$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2},$$

где d_{w1} и d_{w2} – диаметры начальных окружностей ведущего и ведомого колес.

В большинстве зубчатых передач начальные окружности совпадают с делительными, диаметры которых соответственно d_1 и d_2 .

Для косозубых цилиндрических зубчатых колес делительный диаметр равен:

$$d = m_t z,$$

где $m_t = m_n / \cos \beta$ – окружной модуль;

m_n – нормальный модуль, определяется по формулам:

$$m_n = \frac{2a_w \cos \beta}{z_1 + z_2},$$

$$m_n = \frac{h}{2,25},$$

h – высота зуба;

β – угол наклона линии зубьев.

Диаметр вершин зубчатого колеса равен:

$$d_a = d_w + 2m_n.$$

Диаметр впадин зубчатых колес:

$$d_f = d_w - 2,5m_n.$$

6.4. Порядок выполнения работы

1) Определить марку редуктора – число ступеней, тип передач, число скоростей.

2) Составить и вычертить в журнале отчетов кинематическую схему редуктора в двух проекциях.

3) Дать подробное описание редуктора:

- *корпус* – материал, способ изготовления, число и положение плоскостей разъема, уплотнение плоскости разъема, соединение и фиксация частей корпуса, толщина стенки, механически обрабатываемые поверхности, необходимость обработки;

- *элементы передач* – типы зубчатых колес, число зубьев и направление наклона, крепление колес на валу и фиксация вдоль оси вала, обработка зубьев, предполагаемые материалы;

- *подшипники* – типы, смазка, описание уплотнения подшипниковых узлов;

- *смазка передач* – уровень масла и контроль уровня, заливка масла в редуктор и слив отработанного масла;

- *крепление редуктора к раме*;

- *охлаждение редуктора и вентиляция его внутренней полости*;

- *способ соединения редуктора с валом электродвигателя и с валом рабочей машины*.

4) Определить передаточные числа по ступеням редуктора и общее передаточное число редуктора.

5) Замерить межосевые расстояния, сравнить их с рассчитанными аналитически и уточнить по ГОСТ 2185-66 (таблица 1).

Таблица 1 – Рекомендуемые межосевые расстояния для двухступенчатых редукторов с цилиндрическими зубчатыми колесами, мм

| | |
|-----------------------------------|-----------------------------------|
| Быстроходная ступень ($a_{вб}$) | 160, 180, 200, 225, 250, 280, 315 |
| Тихоходная ступень ($a_{вм}$) | 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500 |

6) Угломером определить углы наклона зубьев цилиндрических колес.

7) Замером определить высоту зубьев h и диаметры вершин всех зубчатых колес d_a .

8) Аналитически определить нормальные модули для всех колес цилиндрического редуктора. Уточнить величину модуля m_n по ГОСТ 9563-60:

ряд 1: 1; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20;

ряд 2: 1,25; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18.

9) Аналитически определить окружной модуль.

10) Определить величины делительных диаметров зубчатых колес.

11) Определить аналитически диаметры впадин зубчатых колес.

12) Замером определить шаг и ширину зубчатых колес.

13) Замером определить диаметр быстроходного вала редуктора.

Считая, что он при помощи муфты соединен с валом электродвигателя, определить крутящий момент на быстроходном валу редуктора, используя формулу, применяемую для проектного расчета валов:

$$d_6 = \sqrt[3]{\frac{M_{крб} \cdot 10^3}{0,2[\tau]_{кр}}},$$

где d_6 – диаметр быстроходного вал редуктора, мм; принимаем равным диаметру вала электродвигателя;

$[\tau]_{кр} = 25 \text{ МПа}$ – допустимое напряжение;

$M_{крб}$ – крутящий момент на быстроходном валу редуктора, Н·м.

14) Определить значения угловой скорости быстроходного вала редуктора при различных частотах вращения вала электродвигателя:

$$\omega_6 = \frac{\pi n}{30},$$

где ω_6 – угловая скорость быстроходного вала редуктора, рад/с;

n – частота вращения вала электродвигателя, об/мин; принимаем значения синхронной частоты вращения вала электродвигателя:
 $n = 500, 750, 1000, 1500, 3000$ об/мин.

15) Определить мощность, необходимую на привод редуктора для всех значений угловой скорости:

$$N = M_{кр6} \omega_6,$$

где N – мощность, необходимая на привод редуктора, Вт.

16) Сопоставляя диаметр вала электродвигателя с диаметром быстроходного вала редуктора, выбрать электродвигатель из условия:

$$N_{дв} > N.$$

17) Ответить на контрольные вопросы.

18) Оформить отчет по лабораторной работе.

6.5. Контрольные вопросы

- 1) Назовите основные части редуктора.
- 2) В чем отличие конструкции исследуемого редуктора?
- 3) Назовите основные геометрические параметры редуктора.
- 4) Что показывает передаточное число редуктора?
- 5) Как определяется передаточное число одной зубчатой передачи редуктора.
- 6) Как определяется делительный диаметр для косозубых зубчатых колес?
- 7) Какое назначение имеет корпус редуктора?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №7. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ КОНИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ

7.1. Цель работы:

- 1) изучить устройство конических редукторов;
- 2) ознакомиться с классификацией редукторов по основным признакам;
- 3) вычертить кинематические схемы редукторов.

7.2. Теоретические основы

Конические передачи применяют, когда это необходимо, по условиям компоновки машины. Конические передачи сложнее цилиндрических в изготовлении и монтаже. Из-за пересечения осей валов, одно из колес (шестерня) располагается консольно, что отрицательно сказывается на распределении нагрузки по длине зуба.

При передаточном числе u до 6,3 применяют одноступенчатые конические редукторы, из которых наиболее распространены редукторы с валами, расположенными в горизонтальной плоскости (рис. 19, е).

При необходимости получения больших передаточных чисел применяют коническо-цилиндрические редукторы (рис. 19, ж). Наиболее употребимый диапазон передаточного числа двухступенчатых коническо-цилиндрических редукторов $u = 8...15$.

Конструкция одноступенчатого конического редуктора приведена на рис. 24.

Корпус редуктора выполнен с горизонтальным разъемом, состоит из основания 1 и крышки 2, соединенных между собой стяжными болтами 3 и 4. Вращательное движение от быстроходного вала 5 к тихоходному валу 6 осуществляется парой конических колес: шестерней 7 и колесом 8. Шестерня 7 изготовлена заодно с валом (вал-шестерня). Колесо 8 установлено на валу на шпонке 10. Валы опираются на подшипники качения 11. Подшипники закрываются крышками 12. Для регулировки зазоров между крышками и подшипниками предусматриваются стальные кольца 13.

В крышках подшипников, через которые выходят валы, имеются манжетные уплотнения 14. Для осмотра передач и заливки масла в крышке корпуса предусматривают смотровое отверстие, закрываемое крышкой 15, в которой для редукторов с большим тепловыделением закрепляется отдушина 16. Для контроля уровня масла в редукторе предусмотрен маслоуказатель 17. Для подъема редуктора предусматривают рым-болты 18 (крюки, или отверстия, отлитые вместе с основанием корпуса). В основании корпуса находится отверстие для слива масла, закрываемое пробкой 19.

Смазка колес производится окунанием в масляную ванну.

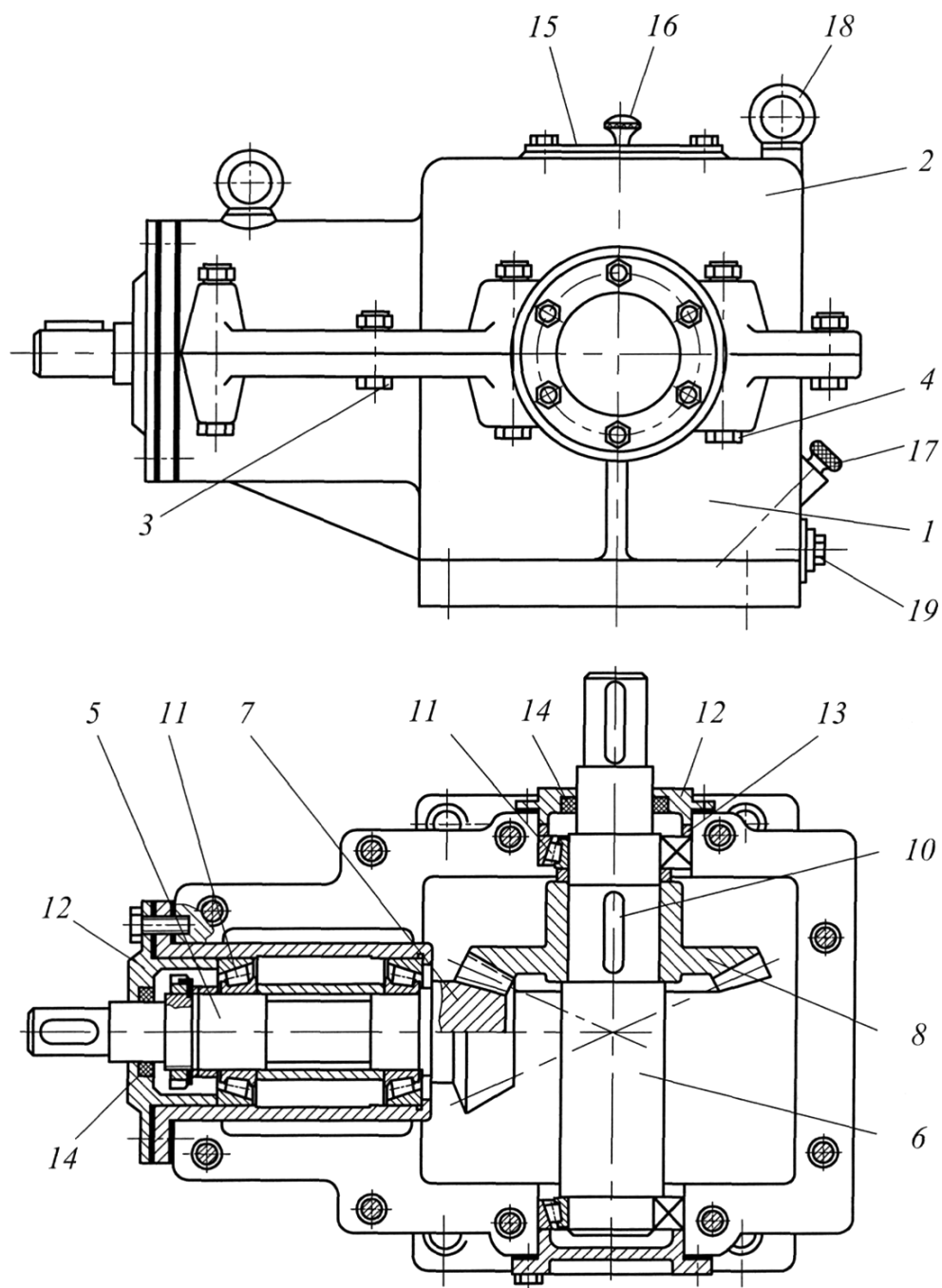


Рис. 24. Одноступенчатый конический редуктор

7.3. Порядок выполнения работы

1) Открутить болты, крепящие крышки подшипников. Снять крышки.

2) Открутить и снять болты крепления крышки корпуса с основанием, снять крышку корпуса. Осмотреть редуктор при снятой крышке.

3) Вынуть тихоходный вал с колесом из редуктора, и вал-шестерню со стаканом.

4) Произвести измерения:

– отметив мелом по одному зубу на колесах, вращая их, подсчитать число зубьев шестерни z_1 , и колеса z_2 ;

– измерить внешние диаметры выступов шестерни d_{ae1} и колеса d_{ae2} (рис. 25), мм;

– измерить внешние диаметры впадин шестерни d_{fe1} и колеса d_{fe2} (рис. 25), мм;

– измерить ширину зубчатого венца колеса b_2 (рис. 25), мм;

– на внешнем торце колеса измерить высоту зуба h_e , мм.

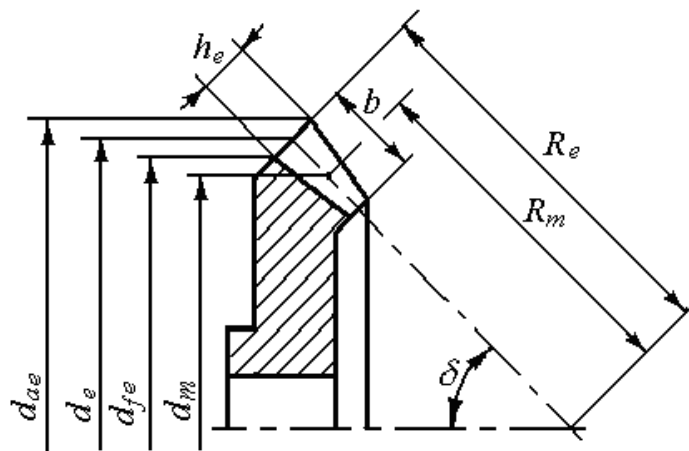


Рис. 25. Коническое колесо

5) Произвести расчеты:

– определить передаточное число редуктора

$$u = \frac{z_2}{z_1};$$

– вычислить углы делительных конусов шестерни δ_1 и колеса δ_2 , град

$$\delta_2 = \arctg u, \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2;$$

– определить внешнее конусное расстояние, мм

$$R_e = \frac{b}{0,285};$$

– определить внешний торцовый модуль передачи, мм

$$m_e = \frac{2R_e}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}.$$

Полученную величину m_e согласовывают с ближайшим стандартным значением по ГОСТ 9563-80:

$$m_e = 1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0;$$

– определить основные геометрические параметры шестерни и колеса, мм (рис. 25):

внешние делительные диаметры

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1, \quad d_{e2} = m_e \cdot z_2;$$

внешние диаметры окружностей вершин

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cdot \cos \delta_1, \quad d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cdot \cos \delta_2;$$

среднее конусное расстояние

$$R_m = R_e - 0,5 \cdot b;$$

средние делительные диаметры

$$d_{m1} \approx 0,857d_{e1}, \quad d_{m2} \approx 0,857d_{e2};$$

высота зуба на внешнем торце

$$h_e = 2,2m_e.$$

- 6) Собрать редуктор.
- 7) Ответить на контрольные вопросы.
- 8) Оформить отчет по лабораторной работе.

7.4. Контрольные вопросы

- 1) Когда применяются конические передачи?
- 2) В каких случаях применяются коническо-цилиндрические редукторы?
- 3) Какое расположение имеют оси валов зубчатых колес в конических редукторах?
- 4) Из каких деталей и сборочных единиц состоит конический редуктор?
- 5) Что предусмотрено в редукторе для контроля уровня масла?
- 6) Какое назначение имеет смотровое отверстие в крышке редуктора?
- 7) Как смазываются зубчатые колеса в коническом редукторе?
- 8) Какое соединение используется для установки конического колеса на валу?
- 9) Какие определяются основные геометрические параметры шестерни и колеса?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №8. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ЧЕРВЯЧНЫХ РЕДУКТОРОВ

8.1. Цель работы

- 1) познакомиться с классификацией, кинематическими схемами, конструкцией, узлами и деталями червячных редукторов;
- 2) выяснить назначение всех деталей червячного редуктора;
- 3) определить параметры зацепления;
- 4) выяснить назначение регулировок узлов редуктора и произвести регулировку подшипников и зацепления при сборке редуктора.

8.2. Теоретические основы

1) Общие сведения

Червячная передача относится к передачам зацепления с перекрещивающимися осями валов. Угол перекрещивания обычно равен 90° .

Преимущества червячной передачи: возможность получения больших передаточных отношений в одной паре (до 1000); плавность и бесшумность работы, возможность самоторможения. Недостатки: низкий КПД (0,7...0,92), повышенный износ, склонность к заеданию, необходимость применения для изготовления колес дорогих антифрикционных материалов.

2) Конструкция и геометрия червяков

Для червяков силовых передач применяют углеродистые и легированные стали марок: 45, 20Х, 40Х, 40Н и другие, закаленные до твердости 45...55 HRC с последующей шлифовкой и полированием, что обеспечивает высокую твердость рабочих поверхностей. В большинстве случаев червяк выполняют как целое с валом. При отсутствии оборудования для шлифования червяков вместо закалки применяют улучшение или нормализацию.

В качестве материалов для изготовления венцов червячных колес используют оловянистые бронзы. При скоростях скольжения $V_{ск} = 5...30$ м/с для венцов червячных колес применяют бронзу Бр010Н1Ф1, Бр010Н1Ф1. При $V_{ск} \leq 6$ м/с для зубчатых венцов применяют менее дорогие безоловянистые бронзы БрА9Ж3Л, БрА10Ж4Н4 и др. Для центра колеса применяют чугун или углеродистую сталь.

По форме поверхности, на которой нарезают резьбу, различают цилиндрические (рис. 26, а) и глобоидные червяки (рис. 26, б).

По форме профиля витков червяка в осевом сечении различают червяки с прямолинейным профилем (рис. 27, а) и криволинейным (рис. 27, б). Червяки с прямолинейным профилем называют архимедовыми червяками, так как в торцевом сечении витка получается спираль

Архимеда. Червяки с криволинейным профилем называют эвольвентными, так как в торцевом сечении витка получается эвольвента.

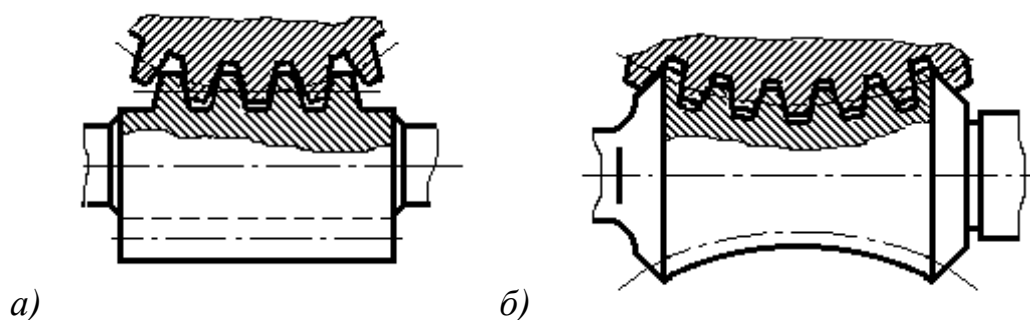


Рис. 26. Формы поверхности для нарезки резьбы:
a – цилиндрическая, *б* – глобоидная

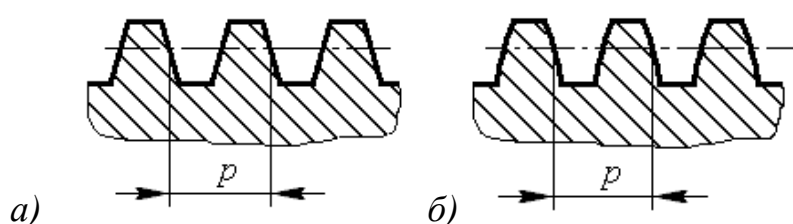


Рис. 27. Форма профиля витков червяка в осевом сечении:
a – прямолинейный, *б* – криволинейный

Как и все винты, червяки могут быть одновитковыми и многовитковыми (однозаходными и многозаходными). В зависимости от передаточного числа червячной передачи число витков (заходов) z_1 может быть равно 1, 2 и 4.

Как правило, червяки изготавливают за одно целое с валом.

В целях экономии дорогостоящих цветных металлов червячные колеса диаметром более (150 – 200) мм выполняют составными (рис. 28) из стальной или чугунной ступицы 1, и бронзового венца 2. На рис. 28, *a* бронзовый венец посажен на стальной центр (ступицу) с натягом. Для предотвращения взаимного смещения в стыкуемые поверхности ввертывают винты 3. Головки винтов после завинчивания срезаются.

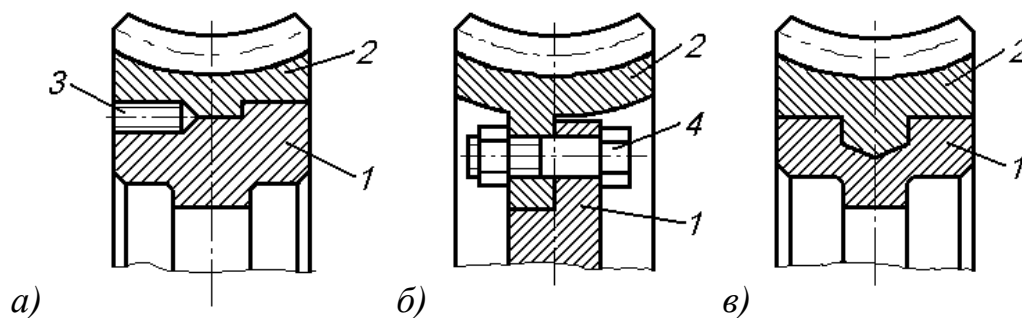


Рис. 28. Варианты составных колес:
a – посадка с натягом, *б* – болтовая конструкция,

в – биметаллическая конструкция

На рис. 28, *б* приведена болтовая конструкция составного колеса. Бронзовый венец прикрепляют к ступице болтами 4.

Биметаллическая конструкция колеса (рис. 28, *в*), в которой бронзовый венец отливают в форму с предварительно вставленным в нее стальным центром, наиболее рациональна. Применяется она в серийном производстве червячных передач.

3) Конструкция червячного редуктора

Основные кинематические схемы одноступенчатых червячных редукторов представлены на рисунке 4. На схемах быстроходный вал обозначен Б, тихоходный – Т.

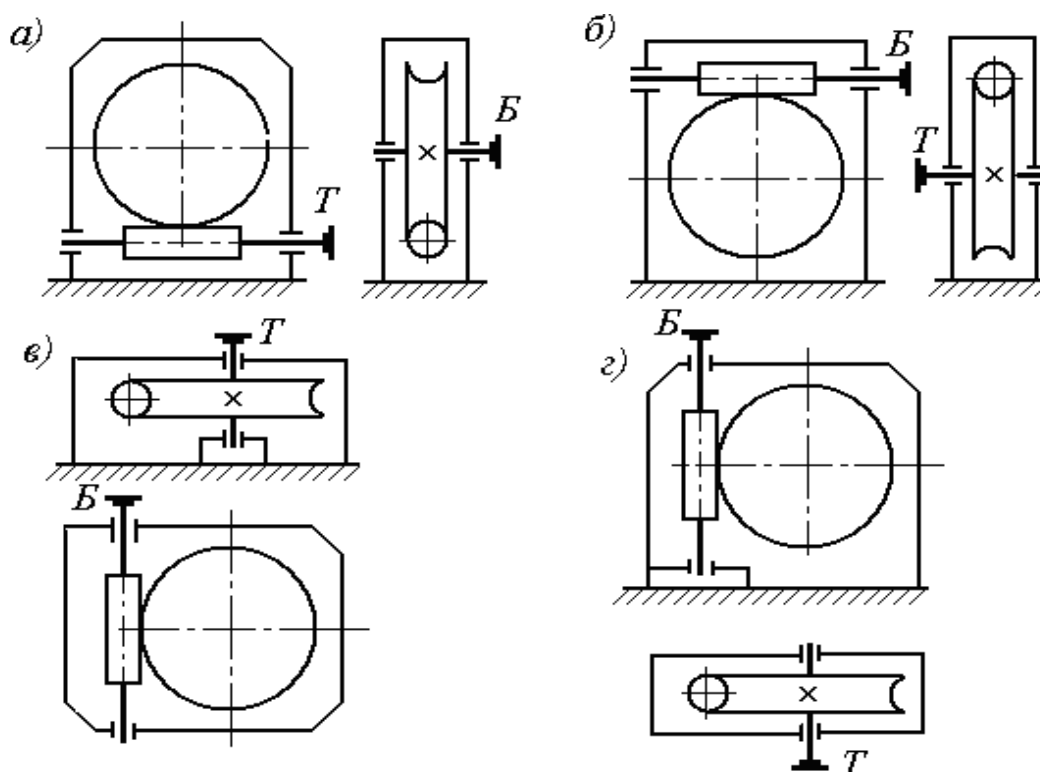


Рис. 29. Кинематические схемы одноступенчатых червячных редукторов: с нижним (*а*) и верхним (*б*) расположением червяка, *в* – с вертикальным расположением вала колеса, *г* – с вертикальным расположением вала червяка

При окружных скоростях червяка до 4...5 м/с применяют редукторы с нижним расположением червяка (рис. 29, *а*). Смазывание червячной передачи проводится погружением червяка в масло.

При больших скоростях используется только схема редуктора с верхним расположением червяка (рис. 29, *б*).

При окружных скоростях червяка более 5 м/с наблюдаются большие потери на перемешивание смазки, поэтому червяк располагают над колесом (рис. 29, *б*).

Передачи с вертикальным расположением вала червячного колеса (рис. 29, в) или червяка (рис. 29, г) используют редко вследствие трудности смазывания подшипников вертикальных валов.

При верхнем или вертикальном расположении червяка (рис. 29, г) смазывание зацепления обеспечивается погружением червячного колеса.

Наибольшее распространение получили одноступенчатые червячные редукторы с диапазоном передаточных чисел $u = 8...63$.

При больших передаточных числах применяют двухступенчатые червячные редукторы или комбинированные редукторы, состоящие из червячной и зубчатой передач. Серийно выпускаются только одноступенчатые червячные редукторы, с различными вариантами расположения червяка и червячного колеса. В машинах легкой и текстильной промышленности червячные передачи применяются в виде отдельных механизмов, для получения малых скоростей движения или точных перемещений.

Конструкция червячного редуктора приведена на рис. 30. Редуктор состоит из корпуса 1 и крышки 2, которые соединены болтами 3. Корпус и крышку выполняют литыми из чугуна (или алюминиевых сплавов). Вращательное движение от быстроходного вала-червяка 4 к тихоходному валу 5 осуществляется червячным колесом 6, которое установлено на валу при помощи шлицев. Червяк выполнен заодно с валом. Валы установлены в корпусе редуктора на конических роликоподшипниках 7 и 8.

Накладные крышки 9 и стаканы 10 крепятся к корпусу с помощью болтов 11 и 12. Между крышками (стаканами) и корпусом устанавливается с набор регулировочных прокладок 23 и 24. В крышках и стаканах установлены манжеты 13 и 14. К валу червяка 4 винтом 15 крепится крыльчатка 16, которая служит для охлаждения редуктора. К корпусу редуктора крепится кожух крыльчатки 17. Кольцо пружинное 18 фиксирует червячное колесо от осевого смещения. Смазка редуктора картерная. Уровень масла контролируется маслоуказателем 19 с отдушиной 20. Отверстие под маслоуказатель используется для заливки масла. Слив масла производится через сливное отверстие, закрываемое пробкой 21. К корпусу редуктора 1 крепятся съемные лапы 22.

Охлаждение редуктора осуществляется с помощью крыльчатки 16. Улучшению теплоотвода способствуют ребра 25, отлитые заодно с корпусом.

Основной способ смазки червячного зацепления – окунание червяка или колеса в масляную ванну картера редуктора. Масляная ванна должна иметь достаточную ёмкость во избежание быстрого старения масла и перемещения продуктов износа и осадков в зацепление и опоры валов. При нижнем расположении червяка уровень масла обычно назначают из условия полного погружения витков червяка. Уровень масла при верхнем

расположении червяка назначают из условия полного погружения зуба червячного колеса.

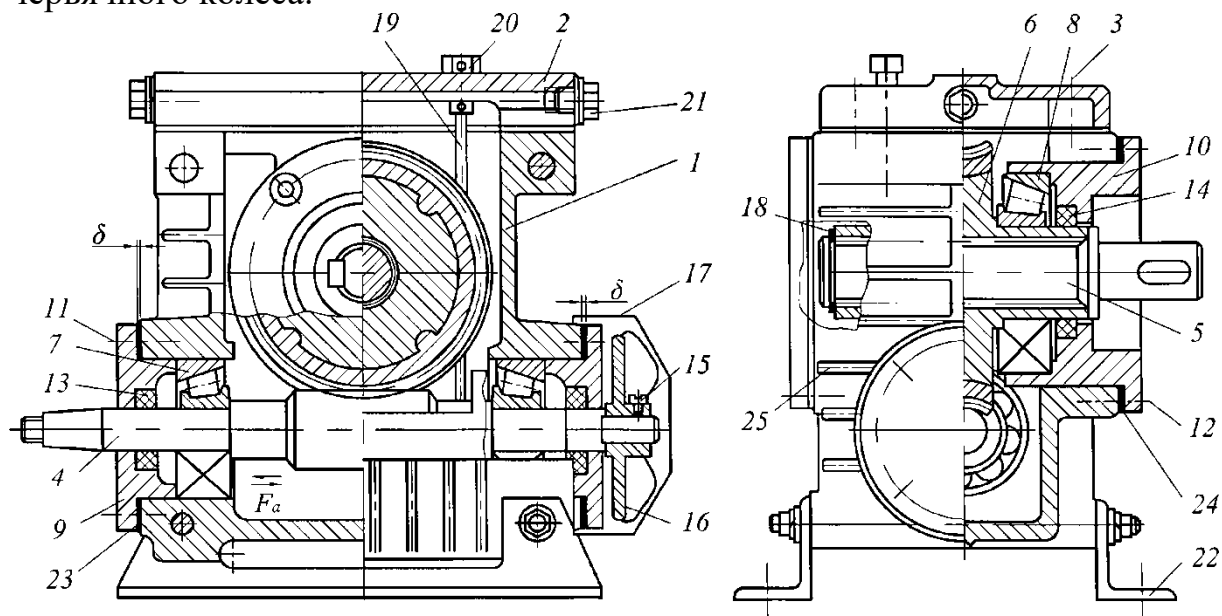


Рис. 30. Червячный редуктор

В быстроходных червячных редукторах большой мощности применяют циркуляционную смазку. Для контроля уровня масла применяют маслоуказатели. Для заливки масла и контроля пятна контакта используют смотровой лючок или верхнюю крышку редуктора. В нижней части корпуса редуктора устанавливают пробку для слива масла. Через отдушину на крышке смотрового лючка в редукторах выравнивают давление воздуха внутри корпуса редуктора по отношению к наружному. В некоторых редукторах для этой цели предусматривается отверстие в щупе маслоуказателя.

Для устранения утечек масла и попадания внутрь редуктора пыли и грязи в сквозных крышках опор редуктора устанавливают уплотнения. Наиболее часто применяют уплотнения манжетного типа.

4) Конструкция опор валов червяка и колеса

Опорами валов червяка и колеса служат подшипники качения. В червячном зацеплении возникают как радиальные, так и осевые усилия, поэтому в опорных узлах используют радиально-упорные подшипники. Способ установки подшипников зависит от длины вала и температурных режимов. Для валов, у которых расстояние между опорами небольшое (до 300 мм), работающих при небольших перепадах температуры, применяют установку подшипников – «враспор» (рис. 31, а). При этом торцы наружных колец подшипников упираются в торцы подшипниковых крышек, а торцы внутренних колец – в буртики вала.

Если расстояние между опорами вала больше 300 мм, то одна из опор выполняется фиксирующей, а другая плавающей (рис. 31, б).

Фиксирующая опора (левая) может быть образована из двух радиально-упорных подшипников, воспринимающих двухсторонние осевые усилия.

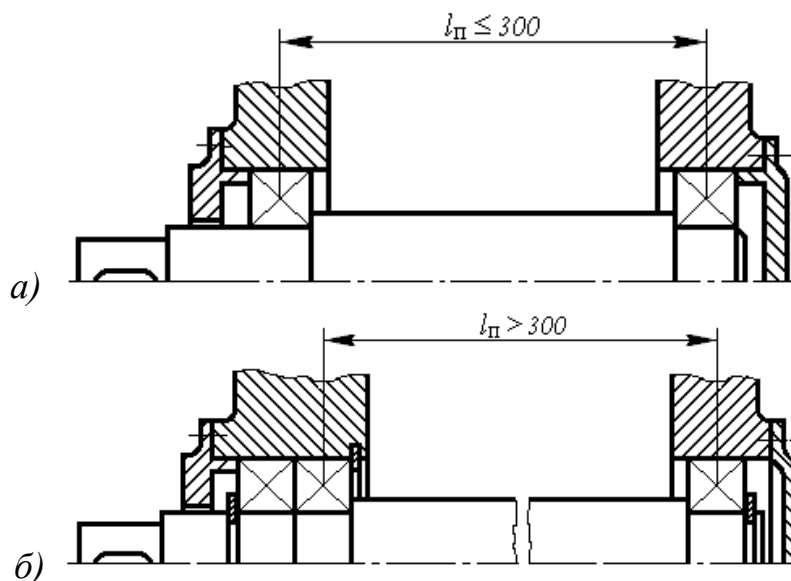


Рис. 31. Конструкция опор валов червяка и червячного колеса

Плавающая опора (правая) реализуется радиальным шарикоподшипником с незакрепленным наружным кольцом. При возникновении теплового удлинения вала, плавающий подшипник может свободно перемещаться в корпусе.

Вал червячного колеса обычно имеет небольшую длину. Поэтому в опорах устанавливают по одному радиально-упорному подшипнику. Их устанавливают «враспор».

5) Корпуса червячных редукторов

В серийном производстве корпуса червячных редукторов изготавливают литыми из серого чугуна, иногда из стали или алюминия. Корпуса выполняются двух типов: разъемные и неразъемные. Разъемные корпуса (рис. 32) состоят из собственно корпуса 1 и крышки 2, соединенных с помощью стяжных болтов 3.

Корпуса относительно небольших червячных редукторов с межосевым расстоянием до 100 мм изготавливают чаще всего без разъема. Редукторы с межосевым расстоянием 125 мм и более имеют обычно корпуса с разъемом по оси червячного колеса.

Крышку и корпус редукторов обычно изготавливают из серого чугуна или из алюминиевого сплава АЛ-3.

Для исключения сдвига крышки относительно корпуса устанавливают два штифта 4. Плоскость разъема располагается горизонтально и проходит по оси вала колеса.

При сборке редуктора плоскость разъема смазывается пастой типа «герметик» или лаком, для устранения утечек масла, залитого в корпус.

Использование прокладок в плоскости разъема не допускается. Сборка червячного колеса в корпусе осуществляется при снятой крышке.

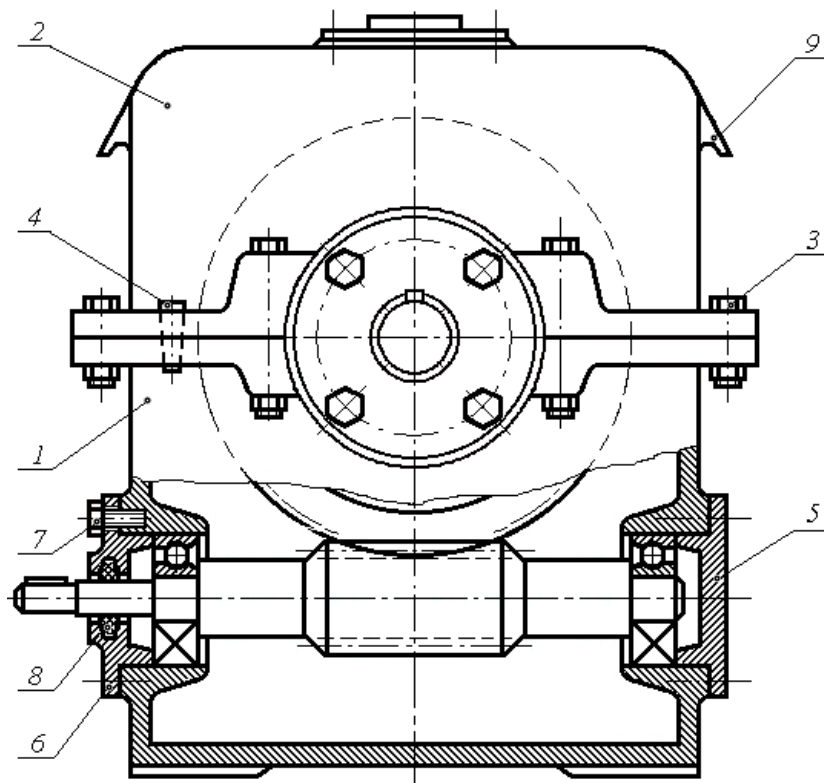


Рис. 32. Корпус червячного редуктора

Отверстия под подшипники червяка и вала колеса закрываются торцевыми подшипниковыми крышками. Торцевые крышки бывают глухие 5 и сквозные 6 и крепятся к корпусу болтами 7. В сквозной крышке имеется отверстие для прохода наружу выходного конца вала. Между отверстием в крышке и выходным концом вала всегда есть зазор. Чтобы через этот зазор не вытекало масло, и не проникали внутрь извне пыль и грязь, крышки снабжаются уплотнительными устройствами 8. Чаще всего применяют манжетные, сальниковые или лабиринтные уплотнения.

Для подъема и перемещения редуктора служат специальные приливы 9, расположенные на крышке корпуса.

В неразъемных корпусах размеры посадочных диаметров торцевых крышек подшипников вала колеса делаются больше наружного диаметра колеса. Это позволяет вставлять (или извлекать) червячные колеса внутрь корпуса через отверстия, выполненные для торцевых крышек.

б) Регулирование подшипников и червячного зацепления

Наличие зазоров в подшипниках обеспечивает легкое вращение вала, а отсутствие их увеличивает сопротивление вращению.

Регулирование радиально-упорных подшипников с коническими роликами состоит в том, чтобы получить оптимальный зазор между роликами и кольцами, при котором не наблюдается «болтанки»

нагруженных колец подшипников (детали ударяются друг о друга, что может вызвать поломку подшипников). Величина указанного зазора нормирована и называется *осевой игрой*, т.е. величина перемещения червяка в осевом направлении при плотно подтянутых крышках подшипников.

Регулирование производится набором прокладок 23 и 24 (рис. 30), устанавливаемых под фланец крышек подшипников. Для этой цели применяют набор тонких металлических прокладок (толщиной $\approx 0,1$ мм). Удобно производить регулирование набором прокладок разной толщины.

Существует два способа установки подшипников качения при насадке их на вал – червяк: *враспор* и *с плавающей опорой*.

Враспор подшипники червяка устанавливают при межосевом расстоянии у червячной передачи до 160 мм, когда расстояние между опорами (подшипниками) будет относительно небольшим. При этом на каждую опору устанавливают по одному радиально-упорному подшипнику 7 (рис. 30).

При работе редуктора червяк и другие детали нагреваются, удлиняются (расширяются). Однако, благодаря небольшой длине червяка, его удлинение обычно получается меньше осевой игры в подшипниках. Поэтому заклинивание подшипников не происходит, и червяк может свободно вращаться при установке подшипников враспор.

Осевая сила F_a (рис. 30) на червяке изменяет направление на противоположное в зависимости от изменения направления вращения червяка. При этом один подшипник воспринимает осевую силу F_a в одном направлении, а другой – в противоположном. Сила F_a с червяка 4 передается последовательно на внутреннее кольцо подшипника, ролик (тело качения) и наружное кольцо подшипника 7, а затем на крышку подшипника 9, болт 11 и окончательно воспринимается корпусом редуктора 1.

С плавающей опорой подшипники червяка устанавливают при межосевом расстоянии червячной передачи больше 160 мм, когда расстояние между опорами и длина червяка имеют большие размеры. В этом случае в опоре 1 устанавливают два радиально-упорных подшипника (рис. 33) враспор. При этом осевую силу F_a подшипники воспринимают так же, как описано выше. Один при действии силы F_a в одном направлении, другой – в противоположном.

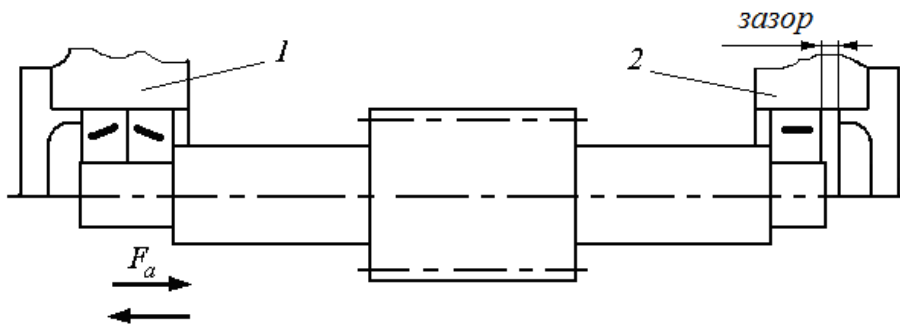


Рис. 33. Установка червяка в опорах (опора 2 – плавающая)

В опоре 2 устанавливают один радиальный подшипник, который крепится на червяке неподвижно (посадка с натягом), а в корпусе устанавливается с зазором и может перемещаться в осевом направлении на величину удлинения (укорочения) вала. Это перемещение «плавание», и предохраняет подшипники в опоре 1 от заклинивания.

Регулирование червячного зацепления состоит в том, чтобы установить червячное колесо симметрично относительно вертикальной оси червяка. Это достигают путем перемещения червячного колеса 6 с валом 5 (рис. 30), в осевом направлении за счет подбора и распределения тонких металлических регулировочных прокладок 24.

На рис. 34, а, в показано неправильно отрегулированное червячное зацепление, что можно понять по различной толщине прокладок δ_1 и δ_2 , по смещенным пятнам контакта в червячном зацеплении и по смещению плоскости симметрии $B - B$ червячного колеса относительно оси червяка. Червячное зацепление будет считаться правильно отрегулированным, если при прокручивании червяка с нанесенной на его витки гуашью, на рабочих поверхностях зубьев червячного колеса останутся пятна гуаши, симметричные относительно плоскости симметрии $B - B$ (рис. 34, б).

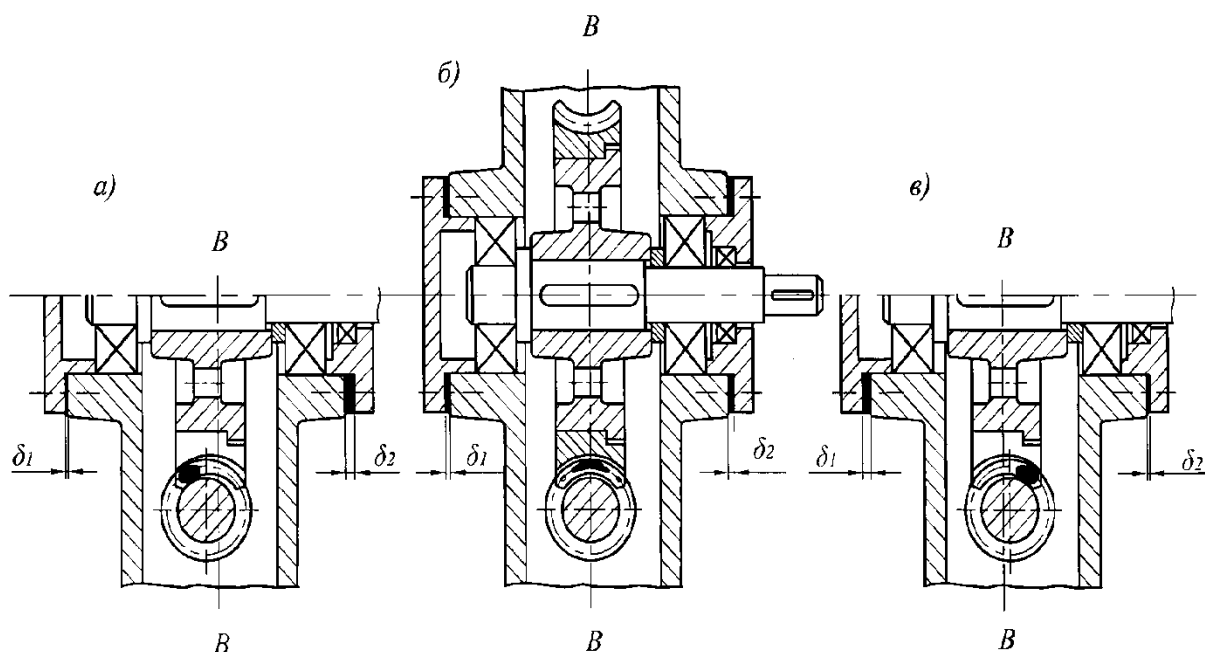


Рис. 34. Регулирование червячного зацепления

Следует отметить, что при неправильной регулировке червячного зацепления зубья червячного колеса будут изнашиваться неравномерно и в результате это приведет к значительному уменьшению срока службы червячного редуктора.

7) Размеры червячного редуктора

Червячный одноступенчатый редуктор характеризуется следующими размерами:

- Габаритные размеры: длина L , ширина B , высота H .
- Размеры присоединительных поверхностей: расстояние от осей быстроходного $h_б$ и тихоходного $h_т$ валов до базовой опорной поверхности; длины $L_б$ и $L_т$ выступающих концов соответственно быстроходного и тихоходного валов; диаметр d_0 и координаты C_1 и C_2 между осями отверстий для крепления редуктора к раме или плите; размеры базовых опорных плоскостей β_1 и β_2 .

- Основные расчетные размеры: ширина червячного колеса b_2 ; длина нарезанной части червяка b_1 ; наружный диаметр червячного колеса d_{aM2} .

8.3. Порядок выполнения работы

1) Разобрать исследуемый редуктор, удалить из корпуса ведомый вал вместе с червячным колесом и подшипниками, и червяк вместе с подшипниками.

2) Составить и изобразить кинематическую схему редуктора, дать схему усилий, действующих в червячном зацеплении.

3) Составить подробное описание редуктора:

корпус – материал и способ изготовления, число и положение плоскостей разъема;

элементы передач – тип червяка, число заходов червяка, направление винтовой линии, число зубьев червячного колеса, конструкция и крепление червячного колеса на валу, предполагаемые материалы;

смазка передачи – уровень масла и контроль уровня, заливка масла в редуктор и слив отработанного масла;

подшипники – типы, смазка, регулировка и уплотнение;

способ соединения редуктора с электродвигателем и валом рабочей машины.

4) Произвести измерения:

- определить число заходов червяка z_1 ;
- отметив мелом один зуб на червячном колесе, вращая его, посчитать число зубьев z_2 ;
- измерить шаг червяка p , мм (рис. 35);
- измерить диаметр вершин червяка d_{a1} , мм (рис. 35);
- измерить длину нарезанной части червяка b_1 и ширину венца колеса b_2 , мм (рис. 35).

5) Произвести расчеты:

- определить передаточное число редуктора

$$u = \frac{z_2}{z_1};$$

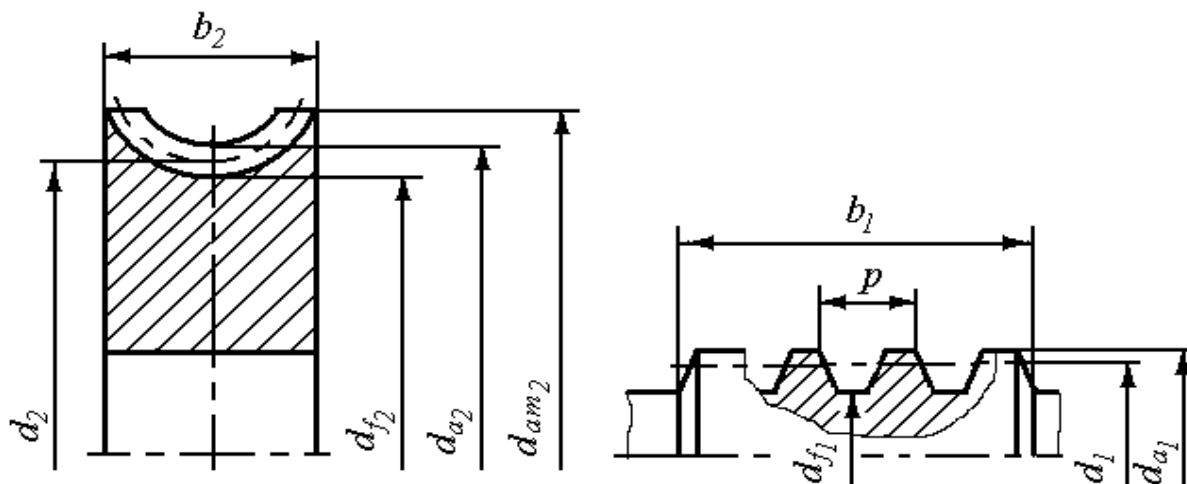


Рис. 35. Геометрические параметры червяка и червячного колеса

- рассчитать модуль m , мм

$$m = \frac{p}{\pi}.$$

Полученную величину m согласовывают с ближайшим стандартным значением: $m = 2; 2,5; 3,15; 4; 6,3; 8; 10; 12,5$ мм;

– определить коэффициент диаметра червяка q по формуле:

$$q = \frac{d_{a1} - 2 \cdot m}{m},$$

где d_{a1} – делительный диаметр червяка, мм.

Полученную величину q согласовывают с ближайшим стандартным значением: $q = 8; 10; 12,5; 16; 20;$

– межосевое расстояние a , мм

$$a = 0,5 \cdot (z_2 + q) \cdot m;$$

– рассчитать угол подъема винтовой линии червяка, град

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q};$$

– рассчитать геометрические параметры червяка и червячного колеса (рис. 35), мм:

делительные диаметры

$$d_1 = q \cdot m, \quad d_2 = m \cdot z_2;$$

диаметры окружностей вершин

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m, \quad d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m;$$

диаметры окружностей впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m, \quad d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m;$$

– рассчитать наибольший диаметр колеса, мм

$$d_{aM2} = d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2}.$$

6) Собрать редуктор.

7) Проверить правильность зацепления.

Для правильного зацепления необходимо, чтобы средняя плоскость червячного колеса проходила через центр червяка. Это определяется по пятну контакта. Для этого проворачивают червяк, создавая рукой реактивный момент на валу колеса. Через люк наблюдают пятно контакта. Если оно примерно симметрично относительно главной плоскости, то зацепление правильное. Если пятно смещено вправо или влево, то необходимо с противоположной стороны из-под крышки вынуть одну прокладку и поставить под крышку на другой стороне. При этом колесо с валом и подшипниками переместится относительно корпуса в сторону постановки прокладки. После этого вновь проверить пятно контакта. Перестановку прокладок ведут до получения симметричного расположения пятна.

8) Сделать выводы по работе: указать достоинства и недостатки червячного редуктора.

9) Ответить на контрольные вопросы.

10) Оформить отчет по лабораторной работе.

8.4. Контрольные вопросы

- 1) Каково назначение червячной передачи?
- 2) Перечислите достоинства и недостатки червячной передачи.
- 3) Назовите материалы для изготовления червяка и червячного колеса.
- 4) Когда применяют редуктор с нижним расположением червяка, с верхним расположением червяка?
- 5) Чем вызвано редкое использование редуктора с вертикальным расположением вала червячного колеса или червяка?
- 6) Как осуществляется смазка редуктора с нижним расположением червяка; с верхним расположением червяка?
- 7) Перечислите детали и узлы из которых состоит червячный редуктор.
- 8) Как осуществляется охлаждение редуктора?
- 9) Для чего необходимо наличие зазора в подшипниках?
- 10) Чем вызвана необходимость регулирования зазора в подшипниках?
- 11) Как производится регулирование зазоров подшипников в редукторе?
- 12) Материалы червяка и червячного колеса.
- 13) Как производится регулировка положения червячного колеса относительно червяка при сборке редуктора?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №9. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

9.1. Цель работы:

- 1) изучить назначение и применение подшипников скольжения;
- 2) ознакомиться с устройством подшипников скольжения;
- 3) изучить их достоинства и недостатки

9.2. Теоретические основы

1) Конструкции подшипников

В большинстве случаев подшипники скольжения состоят из корпуса, вкладышей и смазывающих устройств. Конструкции подшипников разнообразны и зависят от конструкции машины. В простейшем виде подшипник скольжения представляет собой втулку (вкладыш), встроенную в станину машины (рис. 36). На рис. 36 и 37 подшипники имеют отдельный корпус, который крепят в станине машины.

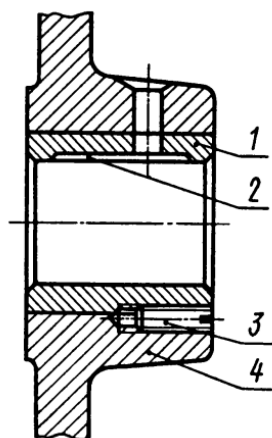


Рис. 36. Неразъемный подшипник, встроенный в станину машины:
1 – втулка; 2 – смазочная канавка; 3 – стопорный винт; 4 – станина машины

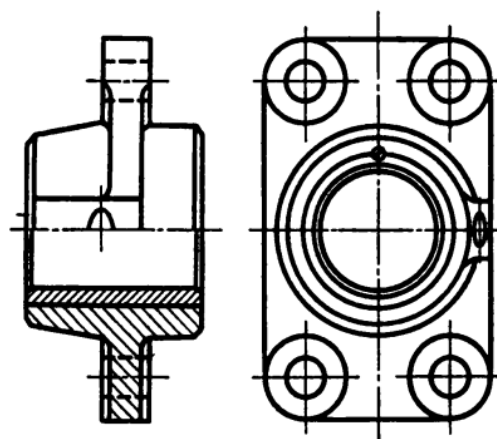


Рис. 37. Фланцевый (неразъемный) подшипник

Основным элементом подшипника скольжения является вкладыш 1, который устанавливают в корпусе подшипника (рис. 38) или непосредственно в станине или раме машины (рис. 36).

Подшипники скольжения делят на неразъемные (рис. 37) и разъемные (рис. 38). Неразъемные (глухие) подшипники применяют при малой скорости скольжения и работе с перерывами (механизмы управления). Разъемные подшипники имеют основное применение в общем и особенно в тяжелом машиностроении. Они облегчают монтаж валов.

При большой длине цапф применяют самоустанавливающиеся подшипники (рис. 39). Сферические выступы вкладышей позволяют им

самоустанавливаться, компенсируя тем самым перекосы цапф от деформации вала и неточностей монтажа, обеспечивая равномерное распределение нагрузки по длине вкладыша.

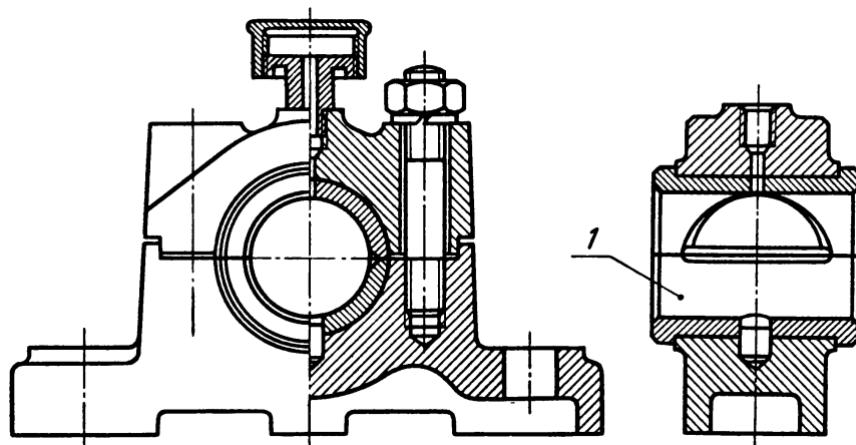


Рис. 38. Подшипник с разъемным корпусом и вкладышем

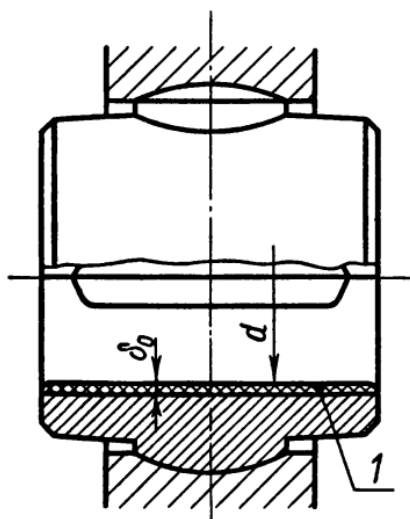


Рис. 39. Самоустанавливающийся подшипник:
1 – баббитовая заливка

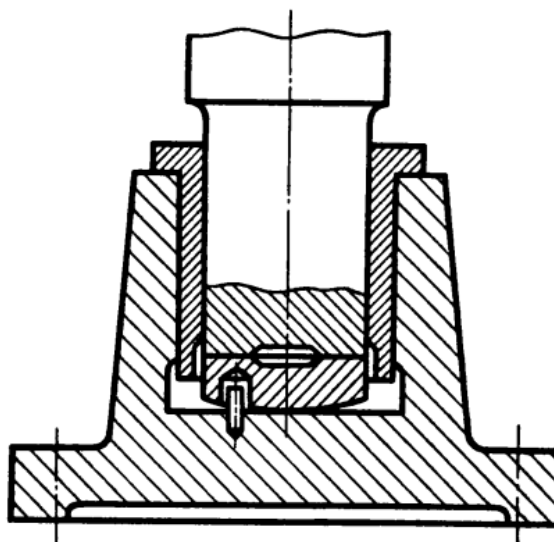


Рис. 40. Подпятник

Пример конструкции подпятника показан на рис. 40.

Достоинства подшипников скольжения. 1. Надежно работают в высокоскоростных приводах (подшипники качения в этих условиях имеют малую долговечность). 2. Способны воспринимать значительные ударные и вибрационные нагрузки вследствие больших размеров рабочей поверхности и высокой демпфирующей способности масляного слоя. 3. Работают бесшумно. 4. Имеют сравнительно малые радиальные размеры. 5. Разъемные подшипники допускают установку их на шейки коленчатых валов; при ремонте не требуют демонтажа муфт, шкивов и т. д. 6. Для тихоходных машин могут иметь весьма простую конструкцию.

Недостатки. 1. В процессе работы требуют постоянного контроля из-за высоких требований к наличию смазочного материала и опасности

перегрева; перерыв в подаче смазочного материала ведет к разрушению подшипника. 2. Имеют сравнительно большие осевые размеры. 3. Значительные потери на трение в период пуска и при несовершенной смазке. 4. Большой расход смазочного материала, необходимость его очистки и охлаждения.

Применение. Подшипники скольжения применяют в машино- и приборостроении, когда применение подшипников качения невозможно или нецелесообразно:

1. Для валов машин с ударными и вибрационными нагрузками (двигатели внутреннего сгорания, молоты и др.).

2. Для коленчатых валов, когда по условиям сборки необходимы разъемные подшипники.

3. Для валов больших диаметров, для которых подшипники качения не изготавливают.

4. Для высокоскоростных валов, когда подшипники качения непригодны вследствие малого ресурса (центрифуги и др.).

5. При очень высоких требованиях к точности и равномерности вращения (шпиндели станков и др.).

6. В тихоходных машинах, бытовой технике.

7. При работе в воде и агрессивных средах, в которых подшипники качения непригодны.

2) Материалы вкладышей

Материалы вкладышей должны иметь:

1. Достаточную износостойкость и высокую сопротивляемость заеданию при несовершенной смазке (периоды пуска, разгона, торможения).

2. Высокую сопротивляемость хрупкому разрушению при действии ударных нагрузок и достаточное сопротивление усталости.

3. Низкий коэффициент трения и высокую теплопроводность, низкий коэффициент линейного расширения.

Изнашиваться должны вкладыши, а не цапфы вала, так как замена или восстановление вала значительно дороже замены вкладыша. Подшипник скольжения работает тем надежнее, чем выше твердость цапфы вала. Цапфы, как правило, закаливают.

Вкладыши бывают металлические, металлокерамические и неметаллические.

Металлические вкладыши выполняют из бронзы, баббитов, алюминиевых и цинковых сплавов, антифрикционных чугунов.

Бронзовые вкладыши широко используют *при средних скоростях и больших нагрузках*. Наилучшими антифрикционными свойствами обладают оловянные бронзы марок Бр01ОФ1, Бр04Ц4С17 и др. Алюминиевые (марки БрА9Ж3Л и др.) и свинцовые (марки БрС3О) бронзы вызывают повышенное изнашивание цапф валов, поэтому их

применяют в паре с закаленными цапфами. Свинцовые бронзы используют при знакопеременных ударных нагрузках.

Вкладыш с баббитовой заливкой применяют для подшипников в ответственных конструкциях при тяжелых и средних режимах работы (дизели, компрессоры и др.). Баббит – сплав на основе олова или свинца – является одним из лучших антифрикционных материалов для подшипников скольжения. Хорошо прирабатывается, стоек против заедания, но имеет невысокую прочность. Поэтому баббит заливают лишь тонким слоем на рабочую поверхность стального, чугунного или бронзового вкладыша (рис. 39). Лучшими являются высокооловянные баббиты марок Б88, Б83.

Чугунные вкладыши из антифрикционных чугунов (марки АЧС-1 и др.) применяют в малоответственных тихоходных механизмах.

В массовом производстве вкладыши штампуют из стальной ленты, на которую нанесен тонкий антифрикционный слой (оловянные и свинцовые бронзы, баббиты, фторопласт и др.).

Металлокерамические вкладыши изготавливают прессованием и последующим спеканием порошков меди или железа с добавлением графита, олова или свинца. Особенностью этих материалов является их пористость, которую используют для предварительного насыщения горячим маслом. Вкладыши, пропитанные маслом, могут долго работать без подвода смазочного материала. Их применяют в тихоходных механизмах и в местах, труднодоступных для подвода масла.

Для вкладышей из неметаллических материалов применяют антифрикционные пластмассы (марки АСП), древеснослоистые пластики, резину и др. Эти материалы устойчивы против заедания, хорошо прирабатываются, могут работать при смазывании водой, что имеет существенное значение для подшипников гребных винтов, насосов, пищевых машин и т. п.

3) Режимы смазки

Подшипник скольжения работает при наличии смазочного материала в зазоре между цапфой вала и вкладышем.

Смазыванием называют *подведение смазочного материала в зону трения, смазкой — действие смазочного материала.*

При неподвижном вале жидкий смазочный материал в подшипнике из зоны контакта выдавлен (рис. 41), но на поверхностях цапфы и вкладыша сохраняется его тонкая пленка толщиной порядка 0,1 мкм. Толщины этой пленки не хватает для полного разделения поверхностей трения в момент пуска и при малой угловой скорости. Работу подшипника в этот момент характеризует *режим граничной смазки.*

Вращающийся вал вовлекает смазочный материал в клиновой зазор между цапфой и вкладышем (рис. 41, б), в результате чего возникает несущий масляный слой, характеризуемый большой *гидродинамической*

подъемной силой, под действием которой вал всплывает. По мере увеличения скорости вращения толщина смазывающего слоя увеличивается, но отдельные микровыступы трущихся поверхностей задевают при вращении друг за друга. Работу подшипника в этот момент характеризует *режим полужидкостной смазки*.

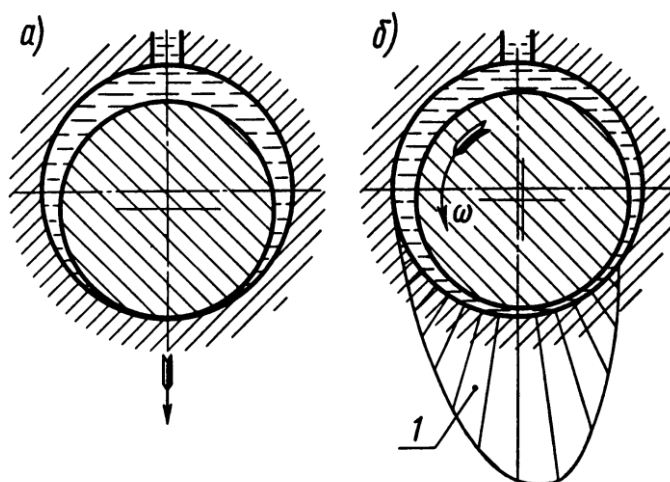


Рис. 41. Положение цапфы в подшипнике в состоянии покоя (а) и при вращении (б):

1 – эпюра давлений в масляном слое

Граничную и полужидкостную смазку объединяют одним понятием – несовершенная смазка.

При дальнейшем возрастании угловой скорости возникает сплошной устойчивый слой масла, полностью разделяющий поверхности трения (рис. 42). Возникает режим жидкостной смазки, при котором изнашивание и заедание отсутствуют.

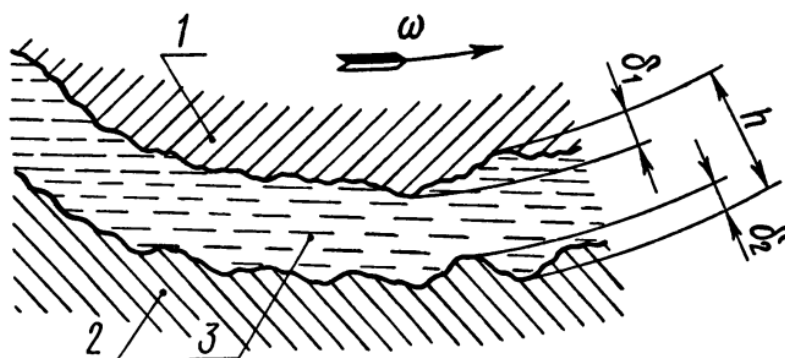


Рис. 42. Расположение поверхностей трения в режиме жидкостной смазки:

1 – цапфа; 2 – вкладыш; 3 – слой масла

Подшипники скольжения, в которых несущий масляный слой создается при вращении цапфы вала, называют *гидродинамическими*.

В гидростатических подшипниках режим жидкостной смазки создают за счет подвода масла под цапфу неровности (микровыступы) от насоса. Создаваемое давление должно быть таким, чтобы вал всплывал в масле. В гидростатических подшипниках создание несущего масляного слоя не зависит от угловой скорости вала.

4) Смазочные материалы

Для уменьшения трения и изнашивания, охлаждения и очистки от продуктов износа подшипники скольжения смазывают материалами, которые должны быть *маслянистыми и вязкими*.

Маслянистость характеризует способность смазочного материала образовывать на поверхности трения устойчивые тонкие пленки, предотвращающие непосредственный контакт поверхностей.

Вязкость характеризует *объемное свойство* смазочного материала оказывать сопротивление относительному перемещению его слоев.

Смазочные материалы могут быть: *жидкие* (масла), *пластичные* (мази), *твердые* (порошки, покрытия) и *газообразные* (газы).

Масла являются основным смазочным материалом. Они имеют низкий коэффициент внутреннего трения, хорошо очищают и охлаждают рабочие поверхности, их легко подводить к местам смазывания, но требуются уплотняющие устройства, препятствующие вытеканию масла.

Масла бывают минеральные и органические.

Минеральные масла – продукты перегонки нефти – наиболее часто применяют для подшипников скольжения. К ним относят масла *индустриальные* (марок И-Л-А-22, И-Г-А-46), *моторные* и др.

Органические масла – растительные (льняное и др.) и животные (костное и др.) – обладают высокими смазывающими свойствами, но дороги и дефицитны. Их применяют редко.

Вязкость является важнейшим свойством масел. В гидродинамических расчетах используют *динамическую вязкость*, измеряемую в Па·с. В технических характеристиках масел указывают *кинематическую вязкость* в мм²/с, равную динамической вязкости, деленной на плотность ρ (для индустриальных масел $\rho = 890 \text{ кг/м}^3$).

Значения вязкости приводят для температур, близких к рабочим, чаще всего при 50 и 100° С. *Вязкость существенно понижается с ростом температуры*.

Воду как смазочный материал применяют для подшипников с вкладышами из дерева, резины и пластмасс. Во избежание коррозии вал выполняют с покрытием или из нержавеющей стали.

Пластичные смазочные материалы (мази) изготавливают загущением жидких минеральных масел мылами жирных кислот или углеводородами. В зависимости от загустителя пластичные смазочные материалы делят на *солидолы*, *консталины* и др. Они хорошо заполняют зазоры, герметизируя узлы трения. Вязкость их мало меняется с изменением

температуры. Применяют в подшипниках, работающих при ударных нагрузках и малых скоростях.

Твердые смазочные материалы – графит, дисульфид молибдена и др. – применяют в машинах, когда по условиям производства нельзя или нецелесообразно применять масла или мази (ткацкие станки, пищевые машины и др.).

Газообразные смазочные материалы – воздух, пары углеводородов и др. – применяют в малонагруженных подшипниках при очень высоких частотах вращения – до 250 тыс. об/мин (электро- и пневмошпиндели, центрифуги).

5) Виды разрушения вкладышей

Работа подшипников скольжения сопровождается абразивным изнашиванием вкладышей и цапф, заеданием и усталостным выкрашиванием.

Абразивное изнашивание возникает вследствие попадания со смазочным материалом абразивных частиц и неизбежности граничной смазки при пуске и останове.

Заедание возникает при перегреве подшипника. При установившемся режиме работы температура подшипника не должна превышать допустимого значения для данного материала вкладыша и сорта масла. С повышением температуры понижается вязкость масла; масляная пленка местами разрывается, возникает металлический контакт. Под действием молекулярных сил образуются мостики микросварки, которые приводят к глубинному вырыванию материала. Происходит заедание цапфы в подшипнике и, как следствие, вкладыши выплавляются или полностью захватываются разогретой цапфой и проворачиваются в корпусе.

Усталостное выкрашивание поверхности вкладышей происходит редко и встречается при пульсирующих нагрузках (в поршневых двигателях и т. п.).

9.3. Порядок выполнения работы

- 1) Определить назначение подшипников скольжения.
- 2) Выявить их область применения.
- 3) Изучить конструкцию подшипников скольжения.
- 4) Выполнить схематический чертеж подшипника скольжения.
- 5) Указать их достоинства и недостатки
- 5) Ответить на контрольные вопросы.
- 6) Оформить отчет по лабораторной работе.

9.4. Контрольные вопросы

- 1) Какие различают типы подшипников по конструкции?

2) Какими достоинствами и недостатками обладают подшипники скольжения?

3) В каких областях машиностроения применяют подшипники скольжения?

4) Как устроены подшипники скольжения? Каково назначение вкладышей?

5) Какова особенность конструкции подшипников с самоустанавливающимися вкладышами?

6) Какие различают виды смазки в подшипниках скольжения? Почему жидкостная смазка является самой благоприятной?

7) Какие материалы применяются для изготовления вкладышей? Какими свойствами должны обладать материалы?

8) Какие смазочные материалы применяют в подшипниках скольжения и в каких случаях применяются жидкие масла, пластичные и твердые материалы?

9) Какие виды разрушения встречаются в подшипниках скольжения?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №10. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

10.1. Цель работы

- 1) изучить основные типы подшипников качения и ознакомиться с их условными обозначениями;
- 2) научиться определять типы подшипников по внешнему виду, по маркировке и по отдельным деталям;
- 3) ознакомиться с материалами, применяемыми для изготовления подшипников качения, и с основными конструктивными особенностями исполнения различных типов подшипников.

10.2. Оборудование и инструмент

- 1) Набор подшипников качения.
- 2) Штангенциркуль.
- 3) Каталог подшипников качения.
- 4) Плакаты.

10.3. Теоретические основы

1) Общие сведения

Подшипники качения предназначены поддерживать вращающиеся валы и оси в пространстве, обеспечивая им возможность свободного вращения или качения, и воспринимать действующие на них нагрузки. Кроме осей и валов подшипники качения могут поддерживать детали, вращающиеся вокруг неподвижных осей, например, блоки, шкивы и др.

Подшипники качения стандартизованы и выпускаются промышленностью в массовых количествах в большом диапазоне типоразмеров с наружным диаметром от 1 мм до 5 м и с диаметром шариков от 0,35 мм до 203 мм, и массой от долей грамма до нескольких тонн.

Подшипники качения (рис. 43) в большинстве случаев состоят из наружного кольца 1, внутреннего кольца 2, тел качения 3 (шариков или роликов), сепаратора 4. В некоторых подшипниках качения для уменьшения их габаритов одно или оба кольца отсутствуют, а в некоторых отсутствует сепаратор.

По сравнению с подшипниками скольжения, подшипники качения имеют следующие достоинства: меньшие моменты сил трения; малая зависимость моментов сил трения от скорости; небольшой нагрев; незначительный расход смазки; малую ширину; значительно меньший расход цветных металлов; менее высокие требования к материалу и к термической обработке валов; значительно меньшие пусковые моменты.

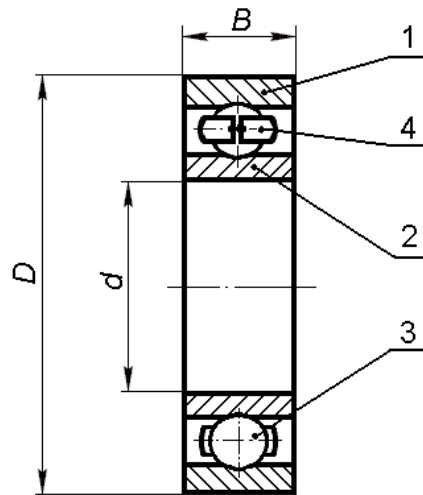


Рис. 43. Шариковый радиальный подшипник

К недостаткам подшипников качения относятся: чувствительность к ударным нагрузкам; относительно большие радиальные размеры; высокая стоимость при производстве уникальных подшипников; высокие контактные напряжения и поэтому ограниченный срок службы; меньшая способность демпфировать колебания.

2) Классификация подшипников качения

Подшипники качения классифицируют по следующим основным признакам.

По форме тел качения: шариковые и роликовые, причём последние могут быть цилиндрическими, коническими, игольчатыми, бочкообразными и витыми.

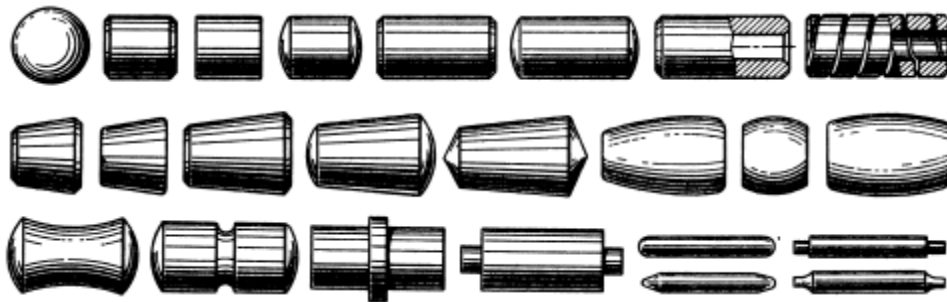


Рис. 44. Форма тел качения подшипников

По направлению воспринимаемой нагрузки: радиальные, радиально-упорные (таблица 2), упорно-радиальные и упорные (таблица 3).

По числу рядов тел качения: однорядные, двухрядные, трёхрядные, четырёхрядные и многорядные.

По способности самоустанавливаться: несамоустанавливающиеся и самоустанавливающиеся (сферические, допускающие угол перекоса внутреннего и наружного колец до 2-3°).

Таблица 2 – Основные типы радиальных и радиально-упорных подшипников

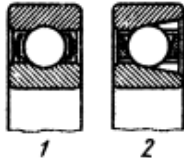
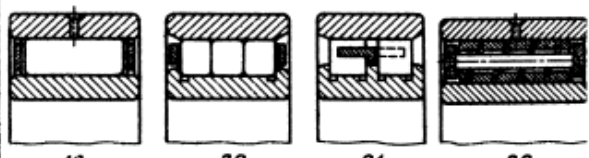
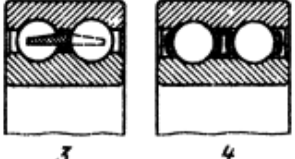

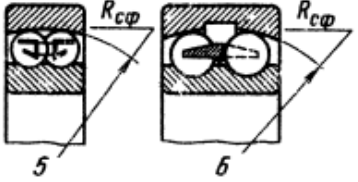
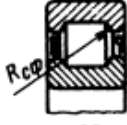
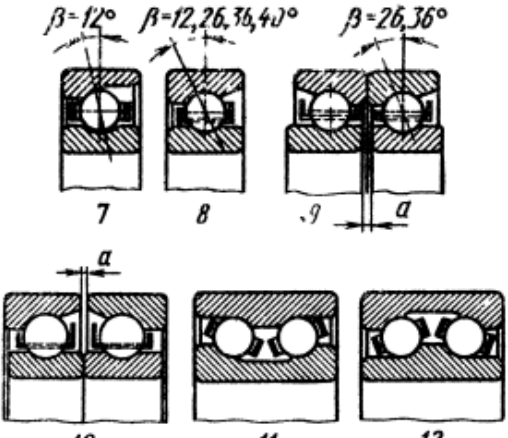
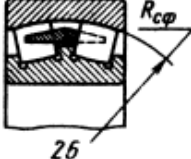
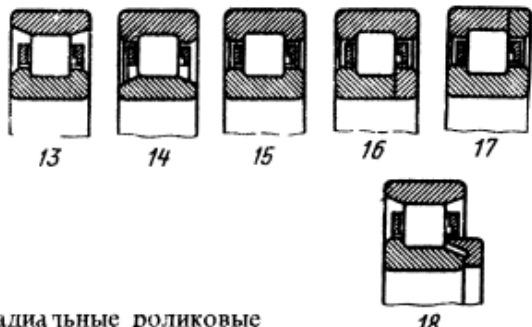
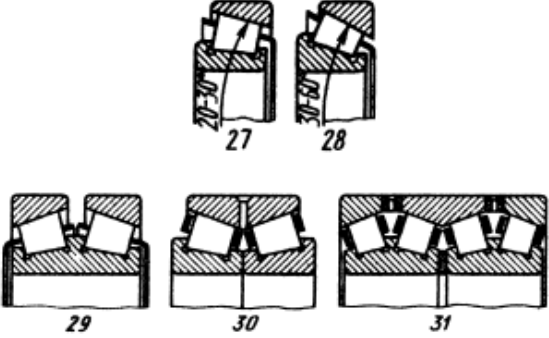
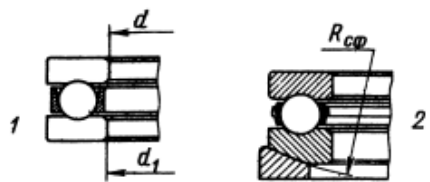
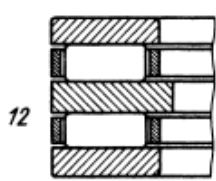
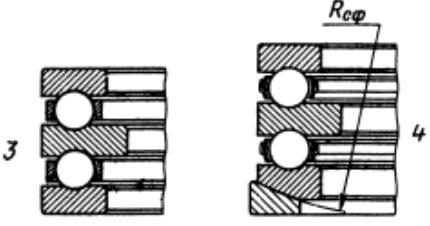
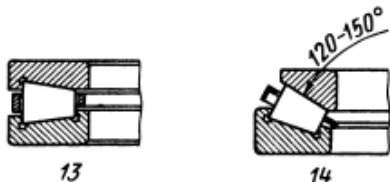

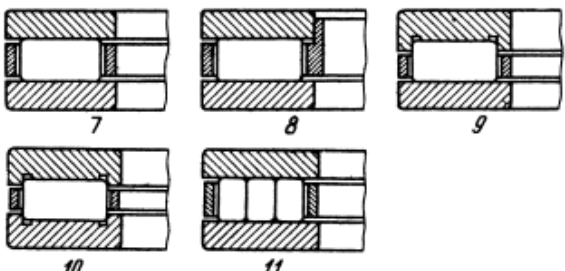
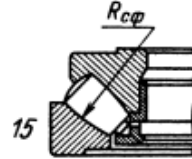
| Эскизы подшипников | Эскизы подшипников |
|---|---|
|  <p>1 2</p> <p>Однорядные радиальные шариковые</p> |  <p>19 20 21 22</p> <p>Радиальные роликовые</p> |
|  <p>3 4</p> <p>Двухрядные радиальные шариковые</p> |  <p>23 24</p> <p>Игольчатые</p> |
|  <p>5 6</p> <p>Двухрядные шариковые сферические</p> |  <p>25</p> <p>Цилиндросферические</p> |
|  <p>7 8 9</p> <p>10 11 12</p> <p>Шариковые радиально-упорные</p> |  <p>26</p> <p>Сферические с бочкообразными роликами</p> |
|  <p>13 14 15 16 17</p> <p>18</p> <p>Радиальные роликовые</p> |  <p>27 28</p> <p>29 30 31</p> <p>Конические роликовые</p> |

Таблица 3 – Основные типы упорных и упорно-радиальных подшипников

| Эскиз | Эскиз |
|--|--|
|  <p>1 2</p> <p>Однорядные шариковые упорные</p> |  <p>12</p> |
|  <p>3 4</p> <p>Двухрядные шариковые упорные</p> | <p>Двухрядные упорные с цилиндрическими роликами</p>  <p>13 14</p> |
|  <p>5 6</p> <p>Упорно-радиальные шариковые</p> | <p>Упорные с коническими роликами</p> |
|  <p>7 8 9 10 11</p> <p>Однорядные упорные с цилиндрическими роликами</p> |  <p>15</p> <p>Сфероконические упорные</p> |

По габаритным размерам для каждого подшипника при одном и том же внутреннем диаметре имеются различные серии, отличающиеся несущей способностью подшипника, т. е. размерами колец и тел качения. В зависимости от размера наружного диаметра подшипника, серии подразделяются на *сверхлёгкие*, *лёгкие*, *средние* и *тяжёлые*. В зависимости от ширины подшипника серии бывают *особо узкие*, *узкие*, *нормальные*, *широкие* и *особо широкие*.

3) Основные типы подшипников качения

Шариковые подшипники:

- Радиальные, однорядные шариковые подшипники (рис. 45, а) в основном предназначены для восприятия радиальных нагрузок, но могут воспринимать и осевую нагрузку в обе стороны до 70% от неиспользованной допустимой радиальной нагрузки, поэтому эти подшипники можно применять для фиксации вала или корпуса в осевом

направлении. Допускают перекос осей колец подшипника на угол не более $0,25^\circ$.

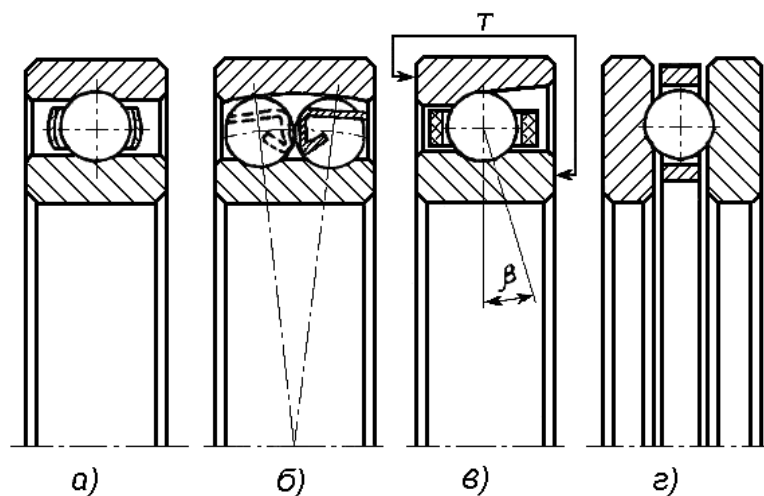


Рис. 45. Шариковые подшипники

- Радиальные, двухрядные, сферические шариковые подшипники (рис. 45, б) предназначены для восприятия радиальных нагрузок в условиях возможных значительных перекосов колец подшипников (до $2-3^\circ$). Подшипники допускают осевую фиксацию вала в обе стороны с нагрузкой до 20% от неиспользованной допустимой радиальной нагрузки. Дорожку качения наружного кольца выполняют по сферической поверхности описанной из центра подшипника, что обеспечивает подшипнику самоустанавливаемость, поэтому их можно применять в узлах машин с отдельно стоящими корпусами при несовпадении осей посадочных мест под подшипники или в качестве опор длинных, прогибающихся от действия нагрузок, валов.

- Радиально-упорные шариковые подшипники (рис. 45, в) предназначены для восприятия совместно действующих радиальных и односторонних осевых нагрузок. Могут воспринимать чисто осевую нагрузку.

Один из бортов наружного или внутреннего кольца срезан почти полностью, что позволяет закладывать в подшипники на 45% больше шариков того же диаметра, чем в обычные радиальные подшипники, что способствует повышению их грузоподъемности.

Подшипники по конструктивным особенностям выполняют с расчетными углами контакта шариков с кольцами $\beta = 12^\circ$ (тип 36000), $\beta = 26^\circ$ (тип 46000) и $\beta = 36^\circ$ (тип 66000). Радиально-упорные подшипники применяют в опорах жестких коротких валов и в опорах, требующих регулировки внутреннего зазора в подшипниках.

Подшипники, у которых угол контакта $\beta = 45^\circ$ называются упорно-радиальными.

- Упорные шариковые подшипники (рис. 45, з) предназначены для восприятия односторонних осевых нагрузок. На горизонтальных валах они работают хуже, чем на вертикальных валах и требуют хорошей регулировки или поджатия колец пружинами. Упорные подшипники часто устанавливают в одном корпусе в паре с радиальными подшипниками.

Роликовые подшипники:

- Радиальные роликовые подшипники с короткими цилиндрическими роликами (рис. 46, а) предназначены для восприятия больших радиальных нагрузок. Их грузоподъемность на 70% выше грузоподъемности однорядных радиальных шариковых подшипников одинакового типоразмера. Подшипники легко разбираются в осевом направлении, допускают некоторое осевое взаимное смещение колец, что облегчает монтаж и демонтаж подшипниковых узлов и позволяет применять их в плавающих опорах, как правило, жестких коротких валов.

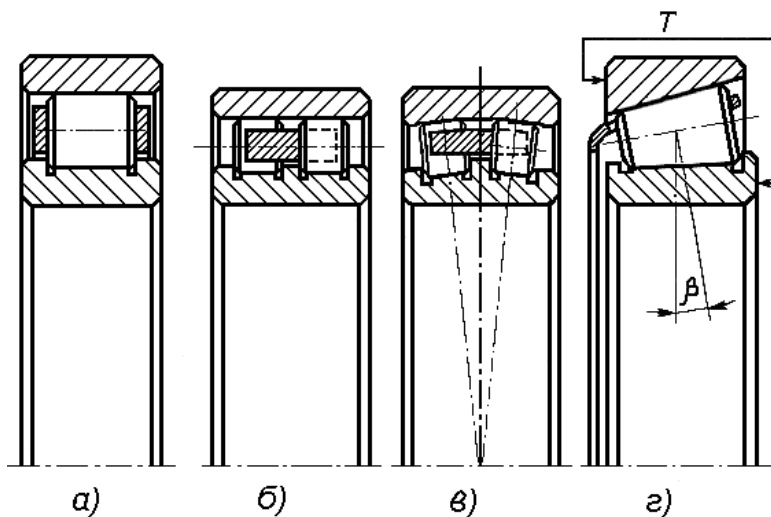


Рис. 46. Роликовые подшипники

- Радиальные двухрядные подшипники с короткими цилиндрическими роликами (рис. 46, б) применяют для опор быстроходных коротких валов, требующих точного вращения. Ролики расположены в шахматном порядке. Сепаратор – массивный бронзовый.

- Радиальные двухрядные сферические роликовые подшипники (рис. 46, в) предназначены для восприятия особо больших радиальных нагрузок при возможности значительных ($2-3^\circ$) перекосов колец, а также двухстороннюю осевую нагрузку до 25% неиспользованной допустимой радиальной нагрузки. Могут работать и при только осевом усилии. Дорожка качения наружного кольца выполнена по сферической поверхности. Ролики имеют форму бочки. Подшипники этого типа применяют в опорах длинных двух и многоопорных валов, подверженных значительным прогибам под действием внешних нагрузок, а также в узлах машин с отдельно стоящими подшипниковыми корпусами.

- Конические роликовые подшипники (рис. 46, з) являются радиально-упорными и предназначены для восприятия значительных совместно действующих радиальных и односторонних осевых нагрузок.

Радиальная грузоподъемность в среднем на 90% выше, чем у радиальных однорядных подшипников одинакового типоразмера. Эти подшипники имеют широкое применение в машиностроении. Отличаются удобством сборки и разборки, регулировки зазоров и компенсации износов. Угол контакта (половина угла при вершине конуса дорожки качения наружного кольца) $\beta = 9...17^\circ$ (тип 7000), $\beta = 25...29^\circ$ (тип 27000). Конические роликовые подшипники применяют в узлах машин с жесткими, двух опорными, короткими валами.

4) Условные обозначения подшипников качения

Условное обозначение подшипника характеризует его внутренний диаметр, серию, тип, конструктивные особенности, класс точности, условия изготовления и составляется из букв и цифр (рис. 47).

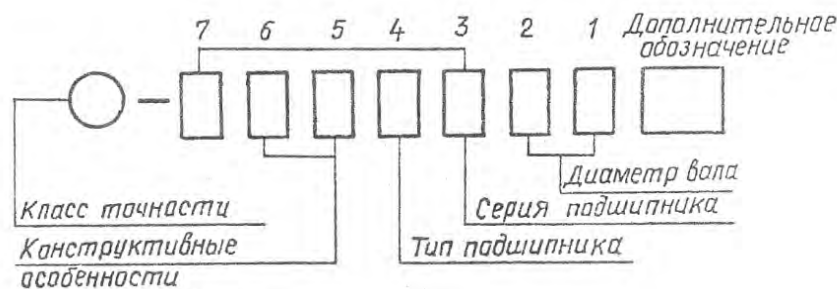


Рис. 47. Условное обозначение подшипника

Все перечисленные параметры обозначаются по ГОСТ 3189-75 цифрами, значения которых определяются занимаемыми ими местами в условном обозначении подшипников (таблица 4).

1) Обозначение внутреннего диаметра подшипников

Внутренний диаметр подшипника (или диаметр вала, если он $20 \leq d \leq 200$ мм) в условном обозначении подшипника указывается двумя первыми цифрами справа, являющимися частным от деления диаметра отверстия на пять. Для подшипников, у которых $10 \leq d \leq 17$ мм диаметр обозначается в соответствии с таблицей 5.

2) Обозначение серий подшипников

Третья цифра указывает серию диаметров подшипника, а седьмая – серию подшипника, характеризующую его по ширине (таблица 6).

3) Обозначение типа подшипников

Тип подшипника указывается в условном обозначении четвертой цифрой справа, в соответствии с таблицей 7.

Таблица 4 – Значение цифр в условном обозначении подшипников

| Места цифр в условном обозначении (считая справа) | Значение цифр |
|---|---|
| 1-я и 2-я | Диаметр вала (внутренний диаметр подшипника d или втулки) |
| 3-я и 7-я | Серия по наружному диаметру и ширине соответственно |
| 4-я | Тип подшипника |
| 5-я и 6-я | Конструктивные особенности |

Таблица 5 – Обозначение диаметра отверстия подшипника

| Внутренний диаметр, мм | Условное обозначение внутреннего диаметра |
|------------------------|---|
| 10 | 00 |
| 12 | 01 |
| 15 | 02 |
| 17 | 03 |
| от 20 до 200 | Частное от деления d на 5 |

Таблица 6 – Обозначение серий подшипников

| Серия по диаметру (3) | Серия по ширине (7) | Обозначение серии | | Примеры обозначения серии |
|-----------------------|---------------------|-------------------|------------------|---------------------------|
| | | 3-я цифра справа | 7-я цифра справа | |
| малогабаритная | разная | 0 | 0 | 1000 |
| нестандартная | неопределенная | 9 | 0 | 900 |
| неопределенная | неопределенная | 8 | 0 | 800 |
| | | 7 | 0 | 700 |
| тяжелая | широкая | 4 | 2 | 2086400 |
| | узкая | 4 | 0 | 400 |
| средняя | особоширокая | 3 | 3 | 3056300 |
| | широкая | 6 | 0 | 3600 |
| | узкая | 3 | 0 | 300 |
| легкая | особоширокая | 2 | 3 | 3056200 |
| | широкая | 5 | 0 | 3500 |
| | узкая | 2 | 0 | 200 |

Таблица 7 – Обозначение типа подшипника в условном обозначении

| Четвертая цифра справа | Тип подшипника |
|------------------------|---|
| 0 | Радиальный шариковый |
| 1 | Радиальный шариковый сферический |
| 2 | Радиальный с короткими цилиндрическими роликами |
| 3 | Радиальный роликовый сферический |
| 4 | Радиальный роликовый с длинными цилиндрическими роликами или игольчатый |
| 5 | Радиальный роликовый с витыми роликами |
| 6 | Радиально-упорный шариковый |
| 7 | Роликовый конический |
| 8 | Упорный шариковый |
| 9 | Упорный роликовый |

4) Обозначение подшипников по конструктивным разновидностям

Пятая и шестая цифры в условном обозначении подшипника определяют его конструктивную разновидность и состоят из двух цифр от 00 до 99. Конструктивных разновидностей подшипников очень много и наиболее распространённые из них приведены в ГОСТ 3395-89.

Внимание! Если в обозначении подшипника должна присутствовать цифра 0 и после неё слева не требуются дополнительные обозначения (дополнительные цифры), то цифра 0 в обозначении не проставляется.

5) Примеры расшифровки обозначений подшипников

В таблице 8 приведены примеры расшифровки обозначений подшипников.

6) Дополнительные знаки условного обозначения

Слева через черту от основного обозначения подшипников, которое включает в себя не более семи цифр, указываются требования к точности изготовления подшипников.

Справа через черту от основного обозначения подшипников указываются параметры, определяющие специальные требования к материалу деталей подшипников, к термообработке деталей, конструктивные изменения деталей, специальные требования по шероховатости поверхности, температуре отпуска колец подшипников и требования по шуму при работе.

7) Обозначение класса точности подшипников

Установлены следующие классы точности подшипников, указанные в порядке повышения точности:

- 0, 6, 5, 4, 2, T – для шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников;

Таблица 8 – Примеры расшифровки обозначений подшипников

| Обозначение | Расшифровка обозначения |
|--|--|
| 1000094 | тип – радиальный шариковый (цифра 0 на четвертом месте), внутренний диаметр 4мм. (цифра 4), сверхлёгкой серии (цифра 9), конструктивная разновидность 00, серия ширин 1. |
| 25 | тип – радиальный шариковый (цифра 0 на четвертом месте), внутренний диаметр 5 мм. (цифра 5) , лёгкой серии (цифра 2), конструктивная разновидность 00. |
| 2205 12305 42305 32305 92305 292305 | тип – радиальные роликовые с короткими цилиндрическими роликами (2), внутренний диаметр 25мм. (05*5=25), средней серии (3), конструктивная разновидность: 00 – без бортов на наружном кольце, 01 – с односторонним наружным кольцом, 03 – с двухсторонним наружным кольцом, 04 – с односторонним внутренним кольцом и двухсторонним наружным кольцом, 09 – с двухсторонним наружным кольцом и плоской опорной шайбой на внутреннем кольце, 29 – без внутреннего кольца. |
| 74103 | тип – радиальный роликовый игольчатый, (4), внутренний диаметр 17 мм (03), особо лёгкой серии (1), конструктивная особенность (07) – без сепаратора и с отверстием под смазку на наружном кольце. |
| 602/32 | тип – шариковый радиальный (0), внутренний диаметр 32мм (32), лёгкой серии (2), конструктивная разновидность (06) – с одной защитной шайбой. |

- 0, 6, 5, 4, 2 – для упорных и упорно-радиальных подшипников;
- 0, 6X, 6, 5, 4, 2 – для роликовых конических подшипников.

Установлены дополнительные классы точности подшипников – 8 и 7 ниже класса точности 0 для применения по заказу потребителей в неотчетливых узлах.

Классы точности подшипников характеризуются значениями предельных отклонений размеров, формы и расположения поверхностей подшипников. В общем машиностроении обычно применяют классы

точности 0, 6, и 5. Следует иметь ввиду, что стоимость одного и того же подшипника класса точности 0 и класса точности 2 отличается в 10 раз.

Класс точности подшипников указывается цифрой, соответствующей его точности слева от основного условного обозначения через тире. Класс точности «0» в условном обозначении опускается.

Пример: подшипник 6-205.

Расшифровка: шарикоподшипник радиальный (четвёртая цифра слева «0» опущена), диаметром 25 мм (две последние цифры «05»), средней серии (третья цифра слева «2»), класс точности 6.

5) Материал деталей подшипников

Кольца и тела качения подшипников изготавливают из шарикоподшипниковой стали марок ШХ25СГ, ШХ15, ШХ20СГ, ШХ20 и др.

Таблица 9 – Обозначение материала деталей подшипников

| Дополнительные обозначения | Отличительные признаки |
|----------------------------|---|
| Б | Сепаратор из безоловянистой бронзы |
| Г | Сепаратор из чёрных металлов |
| Д | Сепаратор из алюминиевых сплавов |
| Е | Сепаратор из пластических материалов |
| Л | Сепаратор из латуни |
| Р | Детали из теплостойкой стали |
| Х | Детали из цементируемой стали |
| Ю | Часть деталей или все детали из нержавеющей стали |
| Я | Кольца и тела качения из редко применяемых материалов (пластмасса, углепластик, стекло, керамика, и т.д.) |

Кольца, ролики или шарики при температурах работы до 100°С должны быть термически обработаны до твёрдости HRC 58...66 в зависимости от марки стали.

Сепараторы изготавливают из листовой стали, латуни, бронзы, дюралюминия, текстолита, полиамидов с различными уплотнителями. Пластмассовые сепараторы уменьшают величину инерционных нагрузок в подшипниках, дают возможность использовать упругие свойства пластмасс при монтаже тел качения.

Сепараторы, изготовленные из самосмазывающегося материала, служат источником твёрдой смазки. В качестве самосмазывающегося материала часто применяется аман. Его можно использовать для сепараторов обычных и высокоскоростных подшипников, работающих без жидкой смазки при нормальных и повышенных температурах.

Сепараторы из амана должны быть более массивны, чем обычные. Для увеличения ударной прочности у этих сепараторов по наружному диаметру устанавливается тонкий, менее 1 мм, металлический обод.

Для сепараторов, работающих в вакууме и в невесомости, пригоден аман и различные композиции, например, фторопласт-4 с бронзой, эпоксидная смола в сочетании с двухсернистым молибденом. Механизм действия самосмазывающихся сепараторов основан на молекулярном переносе их материала на поверхность тел качения.

8.4. Порядок выполнения работы

- 1) Расшифровать условное обозначение подшипников качения.
- 2) Определить область их применения.
- 3) Установить основные геометрические параметры подшипников.
- 4) Вычертить схематический чертеж подшипников качения с указанием всех размеров.
- 5) Ответить на контрольные вопросы.
- 6) Оформить отчет по лабораторной работе.

8.5. Контрольные вопросы

- 1) Назначение подшипников качения.
- 2) Устройство подшипников качения.
- 3) Достоинства и недостатки подшипников качения.
- 4) Классификация подшипников качения.
- 5) Какую нагрузку воспринимают различные типы подшипников?
- 6) Что указывается в условном обозначении подшипника?
- 7) В каких случаях выбирают радиально-упорные подшипники?
- 8) Назначение подшипников качения, их преимущества и недостатки в сравнении с подшипниками скольжения.
- 9) Классификация подшипников качения по форме тел качения и направлению воспринимаемой нагрузки.
- 10) Расшифровка маркировки подшипников (порядок расположения цифр в условном обозначении и их назначение).
- 11) Материал и термическая обработка деталей подшипников.
- 12) Наиболее характерные разновидности конструктивного исполнения подшипников.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №11. ИЗУЧЕНИЕ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

11.1. Цель работы

- 1) изучить конструкции шпоночных соединений;
- 2) подобрать шпоночное соединение и рассчитать его на прочность.

11.2. Оборудование и инструмент

- 1) Набор призматических, сегментных и клиновых шпонок.
- 2) Штангенциркуль.

11.3 Теоретические основы

Шпоночные соединения служат для закрепления деталей на валах и осях и предназначены для передачи крутящего момента.

Все шпоночные соединения можно разделить на две группы: напряженные и ненапряженные. К первой группе относятся клиновые шпонки. Ко второй – призматические и сегментные. Размеры шпонок и допуски на них стандартизованы.

1) Соединения клиновыми шпонками

Передача крутящего момента клиновыми шпонками (ГОСТ 8791-68) (рис. 48) производится за счет сил трения, которые образуются в соединении от запрессовки шпонки, создавая, таким образом, напряжения до приложения рабочей нагрузки.

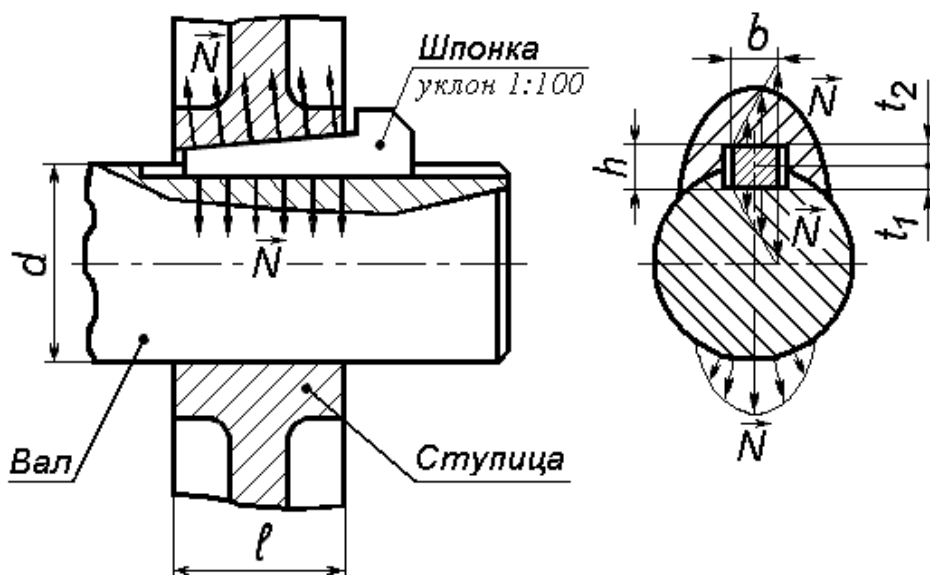


Рис. 48. Соединение клиновой шпонкой

Паз в ступице обрабатывается с уклоном, равным уклону шпонки (1:100), что часто требует индивидуальной пригонки шпонки по пазу. Кроме того, клиновья форма шпонки может вызвать перекося детали, при котором ее торцевая плоскость не будет перпендикулярна к оси вала.

Эти недостатки послужили причиной резкого сокращения применения клиновых шпонок в условиях современного производства.

Рабочие поверхности шпонки испытывают напряжения смятия и рассчитываются по условию прочности:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{b \cdot l \cdot \left(f \cdot d + \frac{1}{6}b \right)} \leq [\sigma_{см}],$$

где T – крутящий момент, передаваемый шпонкой, Н·мм;

b – ширина шпонки, мм;

l – рабочая длина шпонки, мм;

$f = 0,13 \dots 0,18$ – коэффициент трения скольжения;

d – диаметр вала, мм;

$[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение смятия материала шпонки, МПа.

2) Соединения призматическими шпонками

Соединение призматическими шпонками (рис. 49) ненапряженное и требует изготовления вала и отверстия в ступице с большей точностью. Крутящий момент передается боковыми гранями шпонки. При этом на них возникают напряжения смятия $\sigma_{см}$, а в продольном сечении шпонки напряжения среза $\tau_{ср}$.

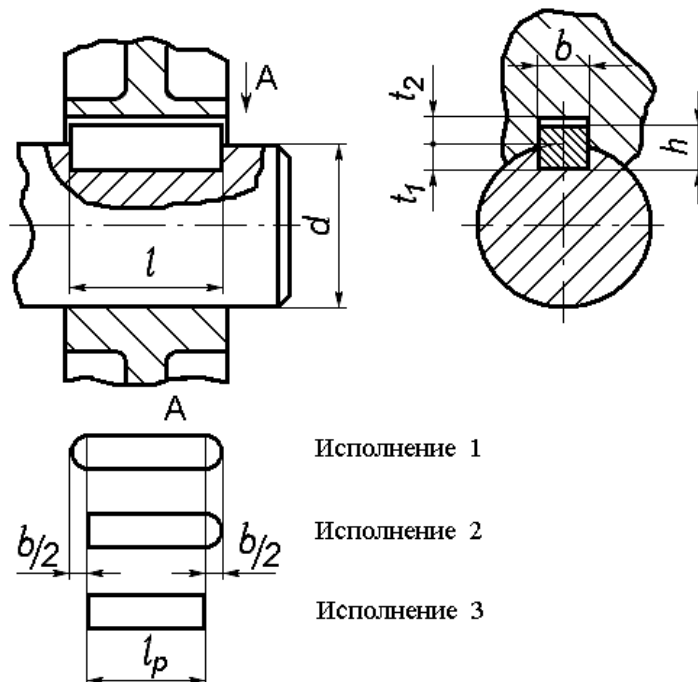


Рис. 49. Соединение призматической шпонкой

Напряжения определяются по следующим условиям прочности:

$$\sigma_{см} = \frac{4,4T}{z \cdot h \cdot l_p \cdot d} \leq [\sigma_{см}],$$

$$\tau_{cp} = \frac{2T}{b \cdot l_p \cdot d} \leq [\tau_{cp}],$$

где T – передаваемый крутящий момент, Н·мм;

h и b – высота и ширина шпонки, мм (выбирают по ГОСТ 23360-78 (8788) в зависимости от диаметра вала d , мм);

z – количество шпонок, шт;

l_p – рабочая длина шпонки, которая определяется в зависимости от исполнения шпонки, мм;

$[\sigma_{см}]$, $[\tau_{cp}]$ – соответственно допускаемые напряжения смятия и среза материала шпонки, МПа.

Шпонки имеют три исполнения: шпонки со скругленными торцами и шпонки с плоскими торцами (рис. 49).

3) Соединение сегментными шпонками

Принцип работы сегментных шпонок (рис. 50) аналогичен работе призматических шпонок. Глубокая посадка шпонки в вал обеспечивает более устойчивое положение, чем у призматической шпонки. Однако глубокий паз значительно ослабляет вал. Шпоночный паз для сегментных шпонок фрезеруют специальной фрезой, соответствующей размеру шпонки.

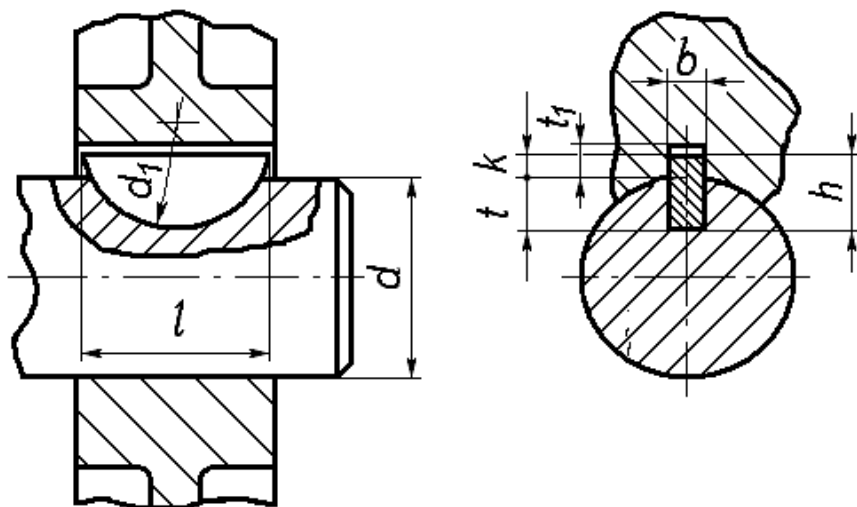


Рис. 50. Соединение сегментной шпонкой

Сегментные шпонки рассчитывают так же, как и призматические, из условия прочности на смятие и на срез:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{z \cdot d \cdot l \cdot k} \leq [\sigma_{см}],$$

$$\tau_{cp} = \frac{2T}{z \cdot b \cdot l \cdot d} \leq [\tau_{cp}],$$

где $k = h - t$ – возвышение шпонки над валом, мм;

t – глубина шпоночного паза на валу, мм.

4) *Материал шпонок и допускаемые напряжения*

Шпонки изготавливаются из чистостянутых прутков из углеродистых сталей по ГОСТ 1050 с пределом прочности не ниже $\sigma_s = 500 \text{ МПа}$, реже легированных сталей 40Х, 45Х по ГОСТ 4543 $\sigma_s = 600 - 700 \text{ МПа}$.

Величина допускаемых напряжений зависит от режима работы, прочности материала вала и втулки, типа посадки втулки на вал (таблица 10).

Таблица 10 – Величины допускаемых напряжений

| Соединение | Материал | Нагрузка | | |
|---|----------|-----------|---------------|---------|
| | | Спокойная | Слабые толчки | Ударная |
| Напряжение смятия $[\sigma_{см}]$, МПа | | | | |
| Неподвижное | Сталь | 150 | 120 | 90 |
| | Чугун | 80 | 53 | 27 |
| Подвижное | Сталь | 50 | 40 | 30 |
| Напряжение среза $[\tau_{ср}]$, МПа | | | | |
| Неподвижное, подвижное | Сталь | 90 | 72 | 54 |

11.4. Порядок выполнения работы

- 1) Изучить основные типы шпоночных соединений.
- 2) Ознакомиться с конструкциями шпонок, имеющихся в лаборатории.
- 3) Вычертить основные схемы шпоночных соединений и эскизы представленных шпонок в двух проекциях с указанием всех размеров.
- 4) По указанию преподавателя провести прочностной расчет шпоночных соединений.
- 5) Записать условные обозначения рассчитанных шпонок по ГОСТам.
- 6) Ответить на контрольные вопросы.
- 7) Оформить отчет по лабораторной работе.

11.5. Задания для расчета шпоночных соединений:

1) Соединение призматической шпонкой

Для соединения зубчатого колеса с валом редуктора (рис. 51) выбрать призматическую шпонку и определить ее длину из условия

прочности по напряжениям смятия и среза исходя из данных, приведенных в таблице 11.

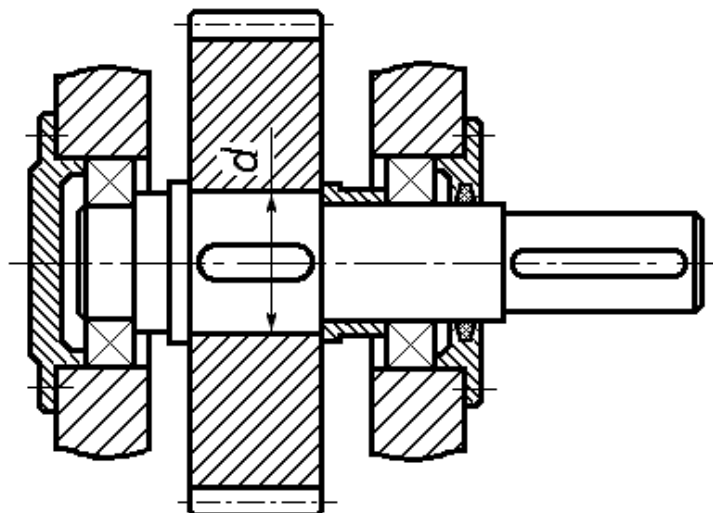


Рис. 51. Соединение вала с колесом призматической шпонкой

Таблица 11 – Варианты для расчета призматических шпонок

| Вариант | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
|----------------------------|-----------|-----|---------------|-----|-------|-----|---------|-----|-------|-----|
| Крутящий момент, T , Н·м | 150 | 260 | 175 | 300 | 200 | 225 | 475 | 600 | 215 | 250 |
| Диаметр вала, d , мм | 30 | 40 | 32 | 42 | 36 | 38 | 60 | 70 | 35 | 50 |
| Характер нагрузки | спокойная | | слабые толчки | | | | ударная | | | |
| Материал колеса | чугун | | сталь | | чугун | | Сталь | | чугун | |

2) Соединение сегментной шпонкой

Втулочная муфта соединяет два вала при помощи сегментных шпонок (см. рисунок 5). Подобрать сегментные шпонки и проверить соединения на смятие и на срез. Крутящий момент определить из условия прочности вала на кручение из данных, приведенных в таблице 12:

$$T_k = \frac{\pi d^3}{16} [\tau_{cp}].$$

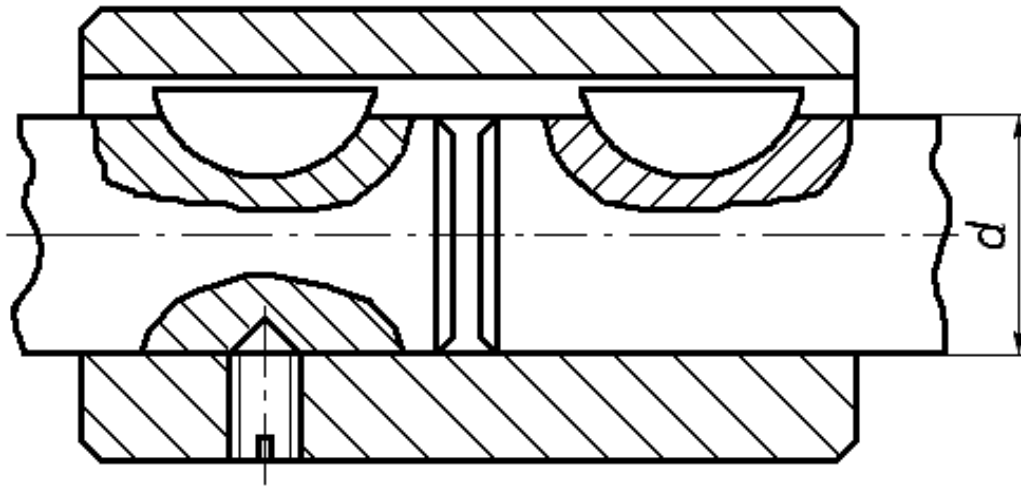


Рис. 52. Соединение валов с муфтой сегментными шпонками

Таблица 12 – Варианты для расчета сегментных шпонок

| Вариант | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
|--|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|
| Диаметр вала, d , мм | 15 | 20 | 25 | 30 | 35 | 40 | 17 | 22 | 28 | 36 |
| Допускаемое напряжение $[\tau_{cp}]$, МПа | 20 | 25 | 30 | 35 | 20 | 25 | 30 | 35 | 20 | 25 |

3) Соединение клиновой шпонкой

Для вала диаметра d (рис. 48) подобрать размеры клиновой и призматической шпонок. Определить, какой момент может передать каждая из этих шпонок, приняв длину шпонок $l = 1,5d$, коэффициент трения $f = 0,2$. Вычертить в масштабе 1:1 поперечные и продольные разрезы вала со шпонками и записать их условные обозначения по ГОСТам. Исходные данные приведены в таблице 13.

Таблица 13 – Варианты для расчета клиновых и призматических шпонок

| Вариант | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
|------------------------|-----------|----|---------------|----|---------|----|-----------|----|---------------|----|
| Диаметр вала, d , мм | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 35 | 45 | 55 | 65 | 75 |
| Характер нагрузки | спокойная | | слабые толчки | | ударная | | спокойная | | слабые толчки | |

11.6. Контрольные вопросы

- 1) Каково назначение шпоночного соединения?
- 2) Классификация шпоночных соединений.
- 3) Виды призматических шпонок.
- 4) Как подбираются призматические шпонки?

- 5) Как проводится расчет призматических шпонок?
- 6) Что из себя представляет «сегментная шпонка»? Дать эскиз конструкции соединения с сегментной шпонкой.
- 7) Достоинства и недостатки шпоночных соединений.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №12. ИЗУЧЕНИЕ МЕТОДИКИ КИНЕМАТИЧЕСКОГО И СИЛОВОГО РАСЧЕТА ПРИВОДА

12.1. Цель работы:

- 1) научиться выполнять кинематическую схему привода;
- 2) определить назначение привода;
- 3) изучить методику кинематического и силового расчета привода.

12.2. Теоретические основы

Методику кинематического и силового расчета привода рассмотрим на примере.

Пример. Спроектировать привод к цепному конвейеру при помощи клиноременной передачи, двухступенчатого червячно-цилиндрического редуктора и цепной передачи при следующих условиях:

1. Тяговое усилие конвейера (окружное усилие на ведущих звездочках конвейера) – F_t , кН;
2. Скорость конвейера – V , м/с;
3. Число зубьев ведущей звездочки конвейера – Z ;
4. Шаг цепи конвейера – p , мм;
5. Срок службы привода – L_h , лет.

Последовательность расчета.

1) Вычертить кинематическую схему привода в соответствии с заданием с указанием номеров валов (рис. 53).

2) Определить мощность на ведущем валу конвейера, кВт:

$$P_{кон} = P_{зад} = F_t \cdot V .$$

3) Определить частоту вращения ведущего вала конвейера, об/мин:

$$n_4 = \frac{60V}{pZ} .$$

Если задан ленточный транспортер, то:

$$n_6 = \frac{60V}{\pi D_6} .$$

4) Определить общий КПД привода:

$$\eta_{общ} = \eta_{рем} \cdot \eta_{чер} \cdot \eta_{цил} \cdot \eta_{цеп} \cdot \eta_{под}^3 ,$$

где $\eta_{рем}$ – КПД ременной передачи;

$\eta_{чер}$ – КПД червячной передачи;

$\eta_{цил}$ – КПД цилиндрической зубчатой передачи;

$\eta_{цеп}$ – КПД цепной передачи;

$\eta_{под}^n$ – КПД подшипников качения (n – число пар подшипников, в примере $n = 3$).

Значения КПД передач принимают по таблице 1.

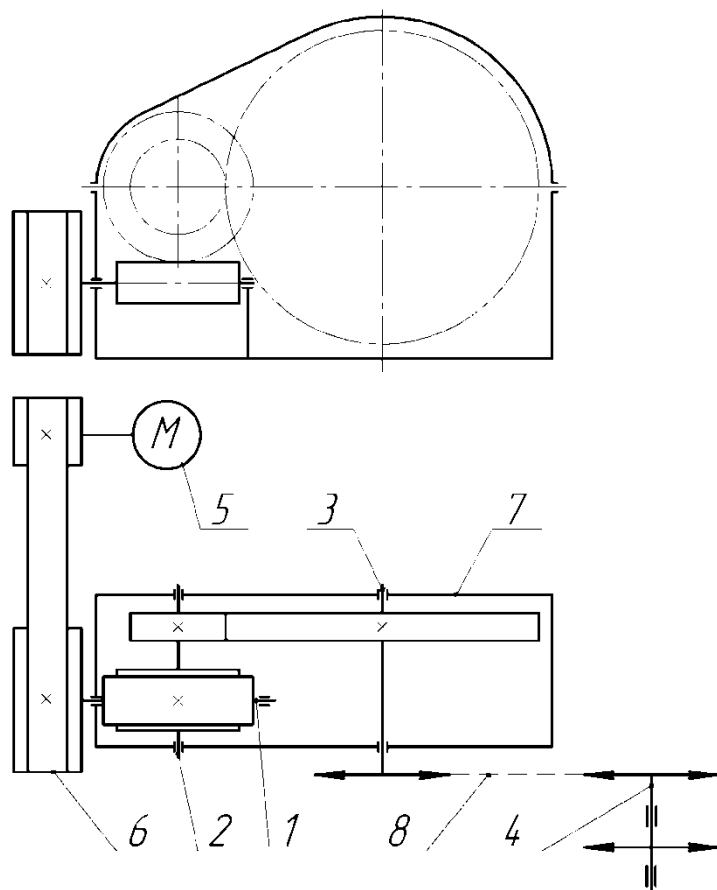


Рис. 53. Кинематическая схема привода:

- 1 – быстроходный вал редуктора; 2 – промежуточный вал;
 3 – тихоходный вал; 4 – вал конвейера; 5 – электродвигатель;
 6 – клиноременная передача; 7 – червячно-цилиндрический редуктор;
 8 – цепная передача

Таблица 14 – Значение КПД различных передач

| № п/п | Типы передач | Закрытая | Открытая |
|-------|---|---|----------------------------|
| 1. | Зубчатая передача: цилиндрическая коническая | 0,96...0,98 0,95...0,97 | 0,90...0,94 0,92...0,94 |
| 2. | Червячная передача при числе заходов червяка: $Z_1 = 1$ $Z_1 = 2$ $Z_1 = 4$ | 0,7...0,8 0,75...0,85 0,82...0,92 | 0,5 – – |
| 3. | Ременная передача | | 0,94...0,96 |
| 4. | Цепная передача | 0,95...0,97 | 0,92...0,94 |
| 5. | Подшипники качения (пара) | 0,99 | |

5) Определить необходимую (расчетную) мощность для привода, кВт:

$$P_{рас} = \frac{P_{зад}}{\eta_{общ}}$$

По расчетной мощности $P_{рас}$ подбирают электродвигатель по каталогу из условия: $P_{дв} > P_{рас}$.

Электродвигатели бывают с синхронной частотой вращения 3000, 1500, 1000 и 750 об/мин одной и той же мощности (таблица 15). Номинальное число оборотов несколько ниже вследствие скольжения.

Таблица 15 – Технические данные трехфазных асинхронных двигателей серии 4А общепромышленного применения

| Номинальная мощность $P_{дв}$, кВт | Синхронная частота вращения, об/мин | | | |
|-------------------------------------|-------------------------------------|--|---------------|--|
| | 3000 | | 1500 | |
| | Тип двигателя | Номинальная частота $n_{ном}$, об/мин | Тип двигателя | Номинальная частота $n_{ном}$, об/мин |
| 0,25 | 4ААМ56В2У3 | 2760 | 4ААМ63А4У3 | 1370 |
| 0,37 | 4ААМ63А2У3 | 2740 | 4ААМ63В4У3 | 1365 |
| 0,55 | 4ААМ63В2У3 | 2710 | 4АМ71А4У3 | 1390 |
| 0,75 | 4АМ71А2У3 | 2840 | 4АМ71В4У3 | 1390 |
| 1,1 | 4АМ71В2У3 | 2810 | 4АМ80А4У3 | 1420 |
| 1,5 | 4АМ80А2У3 | 2850 | 4АМ80В4У3 | 1415 |
| 2,2 | 4АМ80В2У3 | 2850 | 4АМ90Л4У3 | 1425 |
| 3,0 | 4АМ90Л2У3 | 2840 | 4АМ100S4У3 | 1435 |
| 4,0 | 4АМ100S2У3 | 2880 | 4АМ100S4У3 | 1430 |
| 5,5 | 4АМ100Л2У3 | 2880 | 4АМ112М4У3 | 1445 |
| 7,5 | 4АМ112М2У3 | 2900 | 4АМ132S4У3 | 1455 |
| Номинальная мощность $P_{дв}$, кВт | Синхронная частота вращения, об/мин | | | |
| | 1000 | | 750 | |
| | Тип двигателя | Номинальная частота $n_{ном}$, об/мин | Тип двигателя | Номинальная частота $n_{ном}$, об/мин |
| 0,25 | 4ААМ63В6У3 | 890 | 4АМ71В8У3 | 680 |
| 0,37 | 4АМ71А6У3 | 910 | 4АМ80А8У3 | 675 |
| 0,55 | 4АМ71В6У3 | 900 | 4АМ80В8У3 | 700 |
| 0,75 | 4АМ80А6У3 | 915 | 4АМ90ЛА8У3 | 700 |
| 1,1 | 4АМ80В6У3 | 920 | 4АМ90ЛВ8У3 | 700 |
| 1,5 | 4АМ90Л6У3 | 935 | 4АМ100Л8У3 | 700 |
| 2,2 | 4АМ100Л6У3 | 950 | 4АМ112МА8У3 | 700 |
| 3,0 | 4АМ112МА6У3 | 955 | 4АМ112МВ8У3 | 700 |
| 4,0 | 4АМ112МВ6У3 | 950 | 4АМ132S8У3 | 720 |
| 5,5 | 4АМ132S6У3 | 965 | 4АМ132М8У3 | 720 |
| 7,5 | 4АМ132М6У3 | 870 | 4АМ160S8У3 | 730 |

Чтобы правильно выбрать электродвигатель нужно передаточное число привода разбить на передаточные числа по ступеням, руководствуясь таблицей 16.

Таблица 16 – Значения передаточных чисел

| № п/п | Типы передач | Закрытая | Открытая |
|-------|---|-------------------------------|-------------|
| 1. | Зубчатые цилиндрические | 2,5...5 | 2...6 |
| 2. | Зубчатые конические | 2...4 | 2...5 |
| 3. | Червячные передачи с числом захода червяка: $Z_1 = 1$ $Z_1 = 2$ $Z_1 = 4$ | $u > 30$ 15...30 8...15 | – – – |
| 4. | Ременные передачи | – | 1,5...4 |
| 5. | Цепные передачи | – | 2...4 |

В зубчатых передачах необходимо, чтобы быстроходная ступень имела большее передаточное число, чем тихоходная (тихоходная ступень более нагружена).

Из рекомендуемого диапазона передаточных чисел по таблице 16 задаемся: $u_{рем}$, $u_{чер}$, $u_{цил}$, $u_{цеп}$.

6) Определить общее передаточное число привода:

$$u_{общ} = u_{рем} \cdot u_{чер} \cdot u_{цил} \cdot u_{цеп}.$$

7) Подобрать двигатель с нужным числом оборотов, об/мин:

$$n_{дв} = n_4 \cdot u_{общ}$$

где n_4 – частота вращения ведущего вала конвейера ($n_4 = n_{зад}$), об/мин.

По найденному значению $n_{дв}$ подбираем двигатель с ближайшим номинальным числом оборотов $n_{ном}$.

8) Уточнить общее передаточное число:

$$u'_{общ} = \frac{n_{ном}}{n_4}.$$

В случае если $u'_{общ}$ не будет совпадать с $u_{общ}$, то уточняют передаточное число какой-либо передачи (целесообразней ременной или цепной):

$$u_{рем} = \frac{u'_{общ}}{u_{чер} \cdot u_{цил} \cdot u_{цеп}}.$$

9) Определить частоту вращения (об/мин) и угловую скорость (рад/с) каждого вала:

$$n_1 = \frac{n_{ном}}{u_{рем}}, \quad \omega_1 = \frac{\pi n_1}{30},$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{чер}}, \quad \omega_2 = \frac{\pi n_2}{30},$$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_{цил}}, \quad \omega_3 = \frac{\pi n_3}{30},$$

$$n_4 = \frac{n_3}{u_{цеп}}, \quad \omega_4 = \frac{\pi n_4}{30}.$$

Необходимо, чтобы $n_4 \approx n_{зад}$.

Допускаемое отклонение $\pm 5\%$.

10) Определить мощность каждого вала, кВт:

$$P_1 = P_{рас} \cdot \eta_{рем} \cdot \eta_{под},$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{чер} \cdot \eta_{под},$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{цил} \cdot \eta_{под},$$

$$P_4 = P_{зад} = P_3 \cdot \eta_{цеп}.$$

11) Определить крутящий момент на каждом валу, Н·м:

$$M_{кр1} = \frac{P_1}{\omega_1},$$

$$M_{кр2} = \frac{P_2}{\omega_2},$$

$$M_{кр3} = \frac{P_3}{\omega_3},$$

$$M_{кр4} = \frac{P_4}{\omega_4}.$$

12) Определить предварительные размеры диаметров валов, мм:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_{кр1}}{0,2[\tau]_{кр}}},$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{M_{кр2}}{0,2[\tau]_{кр}}},$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{M_{кр3}}{0,2[\tau]_{кр}}},$$

где $[\tau]_{кр}$ – допустимое напряжение кручения, МПа; для быстроходного вала принимают $[\tau]_{кр} = 10...15 \text{ МПа}$, для тихоходного – $[\tau]_{кр} = 20...30 \text{ МПа}$, для промежуточного – $[\tau]_{кр} = 15...20 \text{ МПа}$.

Диаметры валов согласовать с ГОСТ 6636-60 и ГОСТ 12080-66. Если электродвигатель соединяется с входным валом редуктора при помощи муфты, то диаметр вала редуктора желательно согласовать с диаметром вала электродвигателя.

Расчет зубчатых передач редуктора ведут последовательно, начиная с быстроходной ступени, кроме цилиндрического соосного редуктора. В соосном редукторе расчет начинают с тихоходной передачи, как наиболее нагруженной при одном и том же межосевом расстоянии.

12.3. Порядок выполнения работы

- 1) Определить назначение привода.
- 2) Выполнить кинематическую схему заданного привода.
- 3) Изучить методику кинематического и силового расчета привода.
- 4) Определить требуемую мощность электродвигателя и мощности на валах редуктора по заданным параметрам (параметры задаются преподавателем).
- 5) Определить угловые скорости валов редуктора и передаточное отношение ременной передачи.
- 6) Ответить на контрольные вопросы.
- 7) Оформить отчет по лабораторной работе.

12.4. Контрольные вопросы

- 1) Какое назначение имеет привод?
- 2) Что входит в состав заданного привода?
- 3) Как изменяется величина мощности от двигателя к рабочему органу машины?
- 4) Как изменяются величины крутящего момента и угловой скорости от двигателя к рабочему органу машины?
- 5) Как определяется общее передаточное отношение привода?
- 6) По какому условию по расчетной мощности подбирают по каталогу электродвигатель?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Олофинская, Валентина Петровна. Детали машин. Основы теории, расчета и конструирования [Электронный ресурс]: учебное пособие / В. П. Олофинская. - Электрон. дан. - М.: ФОРУМ: Инфра-М, 2021. - 72 с. - (Высшее образование - Бакалавриат).-Внешняя ссылка: <http://znanium.com/go.php?id=989486>.
2. Овтов, В. А. Детали машин, основы конструирования и подъемно-транспортные машины [Электронный ресурс]: практикум / В. А. Овтов. - Электрон.дан. - Пенза: ПГАУ, 2021. - 150 с. - Внешняя ссылка: <https://e.lanbook.com/book/170939>.
3. Жуков, Владимир Андреевич. Детали машин и основы конструирования: Основы расчета и проектирования соединений и передач [Электронный ресурс]: учебное пособие / В. А. Жуков. - 2-е изд. - Электрон.дан. - М.: Инфра-М, 2021. - 416 с. - (Высшее образование - Бакалавриат). - Внешняя ссылка: <http://znanium.com/go.php?id=989484>
4. Гуревич, Юрий Ефимович. Расчет и основы конструирования деталей машин [Электронный ресурс]: учебник: в 2-х томах / Ю. Е. Гуревич, А. Г. Схиртладзе. - Электрон. дан. Т. 1: Исходные положения. Соединения деталей машин. Детали передач. - М.: КУРС: Инфра-М, 2020. - 240 с. Внешняя ссылка: <http://znanium.com/go.php?id=854569>
5. Гуревич, Юрий Ефимович. Расчет и основы конструирования деталей машин [Электронный ресурс]: учебник: в 2-х томах / Ю. Е. Гуревич, А. Г. Схиртладзе. - Электрон. дан. Т. 2: Механические передачи. - М.: КУРС: Инфра-М, 2020. - 248 с. Внешняя ссылка: <http://znanium.com/go.php?id=924023>
6. Хруничева, Татьяна Викторовна. Детали машин: типовые расчеты на прочность [Электронный ресурс]: учебное пособие / Т. В. Хруничева. - Электрон. дан. - Москва: ФОРУМ: ИНФРА-М, 2020. - 224 с. - Внешняя ссылка: <http://znanium.com/go.php?id=1069148>.

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|--|----|
| ВВЕДЕНИЕ..... | 3 |
| ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ..... | 4 |
| ПРАВИЛА ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ | 5 |
| ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №1. ИЗУЧЕНИЕ СОЕДИНЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ МАШИН..... | 6 |
| ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №2. ИЗУЧЕНИЕ ТИПОВ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ..... | 12 |
| ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №3. ИЗУЧЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИХ ВРАЩАТЕЛЬНОЕ ДВИЖЕНИЕ | 21 |
| ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №4. ИЗУЧЕНИЕ ОБЩЕЙ КОНСТРУКЦИИ РЕДУКТОРОВ..... | 26 |
| ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №5. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА | 32 |
| ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №6. ИЗУЧЕНИЕ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА | 39 |
| ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №7. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ КОНИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ | 43 |
| ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №8. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ЧЕРВЯЧНЫХ РЕДУКТОРОВ | 47 |
| ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №9. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ..... | 60 |
| ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №10. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ | 68 |
| ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №11. ИЗУЧЕНИЕ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ | 80 |
| ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №12. ИЗУЧЕНИЕ МЕТОДИКИ КИНЕМАТИЧЕСКОГО И СИЛОВОГО РАСЧЕТА ПРИВОДА | 87 |
| СПИСОК ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ | 93 |

Ответственный за выпуск Н.И. Кузнецова

Заказ № —Р. Тираж экз. Подписано в печать г.
ИЦ ВГМХА 160555, г. Вологда, п. Молочное, ул. Емельянова, 1