

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Горбунов Алексей Александрович
Должность: Заместитель начальника университета по учебной работе
Дата подписания: 29.05.2025 09:45:21
Уникальный программный ключ:
286e49ee1471d400cc1f45539d51ed7bbf0e9cc7

**МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ
КУРСОВОЙ РАБОТЫ**

по дисциплине

«ДЕТАЛИ МАШИН»

Специальность

21.05.04 Горное дело

уровень специалитета

Санкт-Петербург

Широухов А.В., Иванов К.С., Мороз Н.А. Методические рекомендации по выполнению курсовой работы по дисциплине «Детали машин» / Под ред. Б.В. Гавкалюка. – СПб.: Санкт-Петербургский университет ГПС МЧС России, 2024г.

Методические рекомендации предназначены для оказания методической помощи при выполнении самостоятельной работы по проектированию отдельных узлов и агрегатов механических приводов. Методических рекомендациях изложена методика расчета и конструирования приводов с одно- и двухступенчатыми зубчатыми редукторами, а также ременной и цепной передачами. Приведены правила оформления работы как проекта, изложена последовательность выполнения работы, рассмотрены основы конструирования деталей и узлов механизмов, приведены примеры расчета различных видов узлов и деталей общего назначения.

Методические рекомендации предназначены для изучения и выполнения расчетных работ по учебной дисциплине «Детали машин» для слушателей очной и заочной форм обучения по специальностям «Горное дело», «Пожарная безопасность», «Техносферная безопасность» Санкт-Петербургского университета Государственной противопожарной службы МЧС России.

Содержание

Предисловие.....	4
Введение.....	6
1. Классификация механизмов, узлов и деталей.....	7
2. Кинематический расчет привода и выбор электродвигателя.....	24
3. Расчет зубчатых цилиндрических передач (прямозубых, косозубых, шевронных).....	32
4. Расчет конических зубчатых передач.....	47
5. Расчет ременной передачи.....	55
6. Расчет цепной передачи.....	76
7. Расчет вала редуктора.....	85
8. Выбор подшипников, проверка долговечности. Конструирование подшипникового узла.....	106
9. Выбор, расчет и конструирование муфт.....	122
10. Конструкции уплотнительных устройств.....	141
11. Конструирование корпуса механических передач.....	153
12. Тепловой расчет редуктора.....	166
13. Приложение.....	168
14. Список рекомендуемой литературы.....	178

Предисловие

Заключительным этапом в изучении дисциплины «Детали машин» является выполнение курсового проекта либо расчетно-графической работы, которая является упрощенным аналогом курсового проекта. Курсовой проект является первой конструкторской работой, в результате которой слушатели приобретают навыки и знания правил, норм и методов конструирования.

В основу методики работы над проектом положено его деление на ряд последовательно решаемых задач, что систематизирует работу.

В пособии рассмотрен пример расчета отдельных этапов проекта, которые в совокупности представляют проектирование и расчет механического привода.

Этапы выполнения работы включают:

- выбор типа привода;
- кинематический расчет и выбор электродвигателя по заданным параметрам мощности на валу исполнительного механизма и угловой скорости или частоте оборотов вала;
- проектный и проверочный расчеты ременной передач;
- проектный и проверочный расчеты цепной передач;
- проектный и проверочный расчет быстроходной и тихоходной ступеней зубчатого редуктора, конструирование зубчатых колес;
- проектный и проверочный расчет валов редуктора;
- компоновку редуктора;
- подбор и проверку долговечности подшипников;
- конструирование подшипникового узла;
- выбор и конструирование муфт;
- тепловой расчет редуктора;
- проектирование рамы привода.

Пособие имеет целью научить основам проектирования и конструирования деталей, узлов и механизмов общего назначения, умению пользоваться

нормативной и справочной литературой, самостоятельно принимать конструкторские решения в целях обеспечения требуемых результатов, обосновывать принятые решения расчетами и оформлять результаты как комплект конструкторской документации.

Введение

Машина (от латинского *machina*) - механическое устройство, выполняющее движения с целью преобразования энергии, материалов или информации.

Основное назначение машин - частичная или полная замена производственных функций человека с целью повышения производительности, облегчения человеческого труда или замены человека в недопустимых для него условиях работы.

В зависимости от выполняемых функций машины делятся на:

1. Энергетические машины (предназначены для преобразования видов энергии: электродвигатели, турбины);
2. Информационные машины (предназначены для сбора, хранения, переработки и использования информации);
3. Рабочие машины:
 - транспортные (предназначены для перемещения изделий, грузов или людей: автомобили, самолеты),
 - технологические (предназначены для изменения формы, размеров или внутренних свойств обрабатываемого предмета: станки, термические агрегаты).

В структурном отношении машина представляет собой единый комплекс механизмов, сборочных единиц (узлов) и деталей, обеспечивающих выполнения присущих функций.

1. Классификация механизмов, узлов и деталей

При рассмотрении задач проектирования и расчета деталей машин их классификация по структурным элементам не удобна, так как с точки зрения условий эксплуатации различные детали подвергаются различным силовым воздействиям и соответственно должны обладать различными механическими характеристиками. В целях обеспечения простоты и унификации прочностных расчетов целесообразно классифицировать детали машин по функциональному назначению:

Корпусные служат для размещения и фиксации подвижных деталей механизма, для защиты их от действия неблагоприятных факторов внешней среды, а также для крепления механизмов в составе машин и агрегатов. Часто корпусные детали используются для хранения эксплуатационного запаса смазочных материалов.

Соединительные для разъемного и неразъемного соединения (например, муфты – устройства для соединения вращающихся валов; болты, винты, шпильки, гайки – детали для разъемных соединений; заклепки – детали для неразъемного соединения).

Передаточные механизмы и детали предназначены для передачи энергии и движения от источника (двигателя) к потребителю (исполнительному механизму), выполняющему необходимую полезную работу.

Упругие элементы необходимы для ослабления ударов и вибрации или для накопления энергии с целью последующего совершения механической работы (рессоры колесных машин).

Инерционные элементы предназначены для предотвращения или ослабления колебаний (в линейном или вращательном движениях) за счет накопления и последующей отдачи кинетической энергии (маховики, противовесы, маятники, шаботы).

Защитные детали и уплотнения для защиты внутренних полостей узлов и агрегатов от действия неблагоприятных факторов внешней среды и от выте-

кания смазочных материалов из этих полостей (пыльники, сальники, крышки, рубашки и т.п.).

Детали и узлы регулирования и управления предназначены для воздействия на агрегаты и механизмы с целью изменения их режима работы или поддержания его (режима работы) на оптимальном уровне (тяги, рычаги, тросы и т.п.).

В общем случае, выше перечисленные элементы встречаются в механических приводах (конвейеров, лебедок, талей и т.д.)

Привод состоит из нескольких передач, соединённых последовательно, и приводимых в действие от электромотора (рисунок 1.1 а, 1.1 б). В состав передач, как правило, входит одно или многоступенчатый редуктор (рисунок 1.1 в, 1.1 г), цепная и ременная передачи. Соединение передач осуществляется непосредственно путем монтажа ведущих элементов на валы, либо посредством соединения через муфты. Все компоненты закрепляются на литой или сварной раме, которая устанавливается на фундамент (рисунок 1.1 д).

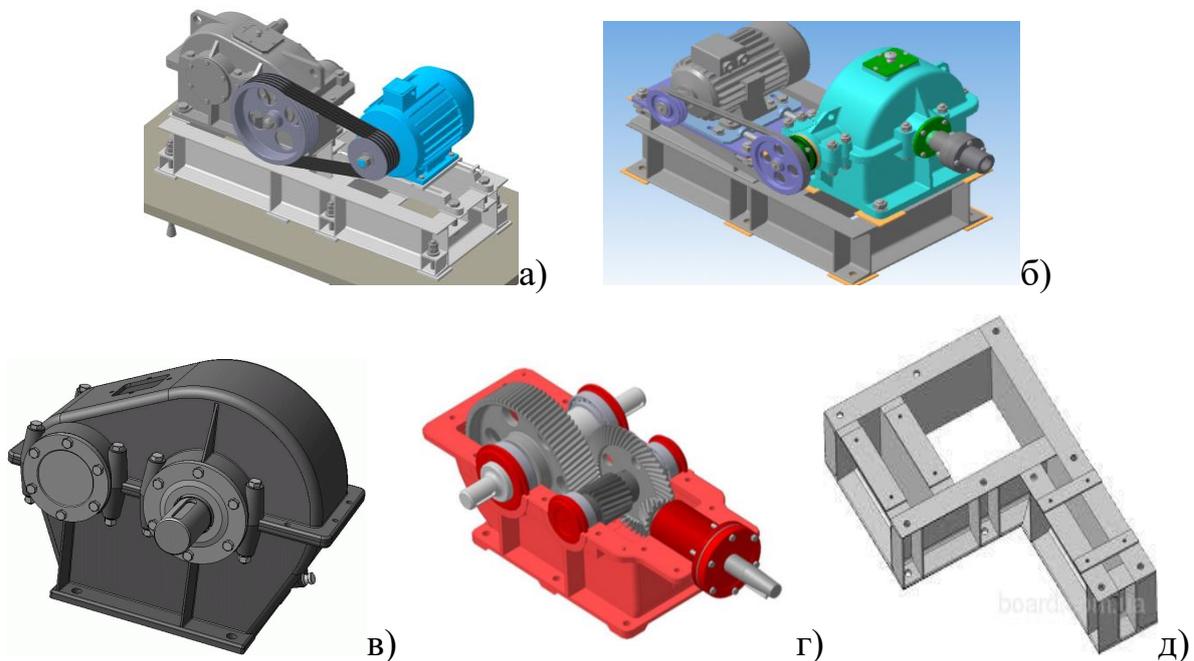


Рисунок 1.1 - Общая схема механического привода (варианты) и его компоненты

Основной объем работ при проектировании механических приводов приходится на проектирование механических передач, соответственно для выполнения данного объема работ необходимо знать основные характеристики и требования, предъявляемые к данным передачам.

Основные характеристики механических передач

Передаточным отношением называют отношение угловых скоростей или частот вращения звеньев 1 и 2 механизма.

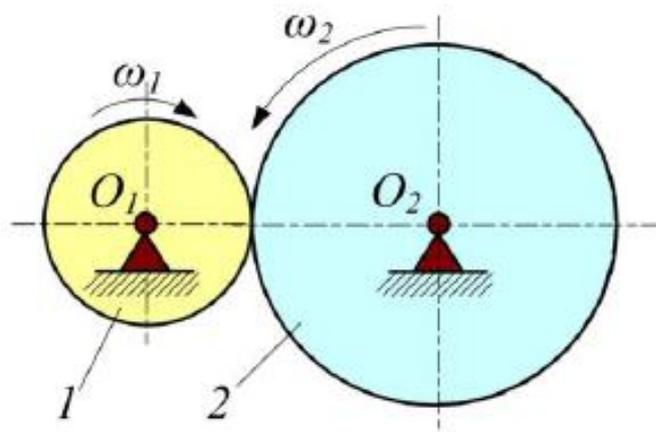


Рисунок 1.2 - схема одноступенчатой передачи

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

где ω_1, ω_2 - угловая скорость 1 и 2 звеньев;

n_1, n_2 - частота вращения 1 и 2 звеньев.

Передаточное отношение будет положительным, если направление вращения звеньев совпадают, и отрицательным – если звенья вращаются в разные стороны.

Кроме того передаточное число передачи может быть определено по числу зубьев ведомого Z_2 и ведущего Z_1 колес или диаметру ведомого D_2 и ведущего колес D_1 :

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{D_2}{D_1}$$

Если привод состоит из нескольких последовательно соединенных передач, его передаточное отношение (число) равно произведению передаточных отношений (чисел) всех передач:

$$i_{общ} = i_1 \cdot i_2 \cdot \dots \cdot i_n .$$

Механические передачи могут быть выполнены не только с постоянным передаточным отношением, но и с регулируемым – такие устройства называются **вариаторами**. Его изменение при этом может быть, как ступенчатым, так и бесступенчатым.

Мощность, передаваемая телом вращения, определяют по формуле:

$$N = F_t \cdot v ,$$

F_t – окружная сила, направленная по касательной к траектории точки ее приложения;

v – окружная скорость.

Вращающий момент

$$M = \frac{1}{2} \cdot F_t \cdot d , \quad M = \frac{N}{\omega} .$$

Коэффициент полезного действия

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} .$$

К.П.Д. механического привода, состоящего из нескольких последовательно соединенных передач:

$$\eta_{общ} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_n .$$

При параллельном соединении механизмов

$$\eta_{общ} = \frac{N_1 \eta_1 + N_2 \eta_2 + \dots + N_n \eta_n}{N_1 + N_2 + \dots + N_n} .$$

Виды передач. Основные критерии работоспособности их деталей и влияющие на них факторы.

Передачей называется устройство для передачи энергии на расстояние. Существуют механические, электрические, пневматические и гидравлические передачи. В курсе «Детали машин» изучают механические передачи.

Они служат для передачи энергии двигателей к рабочим машинам, обычно с преобразованием скоростей, сил и крутящих моментов. Рассмотрим следующие виды передач:

Фрикционная передача состоит из двух соприкасающихся между собой колес (катков, роликов, дисков). Вращение одного из колес преобразуется во вращение другого за счет сил трения, возникающих в месте контакта колес.



Рисунок 1.3 - Вид фрикционной передачи

Ременная передача состоит из двух колес (**шкивов**), расположенных на некотором расстоянии друг от друга и соединенных ремнем, надетом на шкивы с натяжением.



Рисунок 1.4 - Вид ременной передачи

Зубчатая передача состоит из двух колес с зубьями, посредством которых они сцепляются между собой. Ведущее колесо (то колесо к которому подводится вращающий момент) - *шестерня*, ведомое колесо (то колесо с которого вращающий момент снимается) - *колесо*. По форме зубья бывают: прямые, косые, шевронные, круговые, криволинейные.



Рисунок 1.5 - Вид зубчатой передачи

Цепная передача состоит из расположенных на расстоянии друг от друга колес, называемых *звездочками*, и охватывающей их цепи.



Рисунок 1.6 - Вид цепной передачи

Червячная передача состоит из винта (*червяка*) и червячного колеса (*косозубое колесо*).



Рисунок 1.7 - Вид червячной передачи

Передача «Винт-гайка» состоит из винта и гайки.

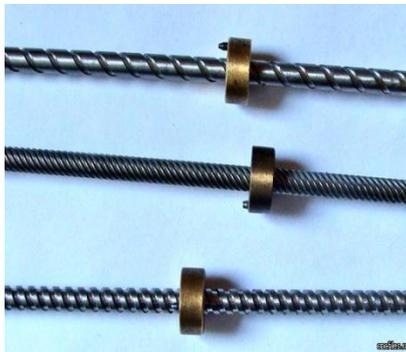


Рисунок 1.8 - Вид передачи винт-гайка

Требования к деталям, основные критерии работоспособности деталей машин, приборов и механизмов и виды их отказов.

При проектировании новых и модернизации старых машин, узлов и деталей необходимо учитывать новейшие достижения в области науки и техники.

Основными **требованиями**, которым должны удовлетворять детали и узлы машин являются:

- прочность;
- жесткость;
- долговечность или износостойкость;
- теплостойкость;
- виброустойчивость.

Дополнительные требования:

- коррозионная стойкость;
- снижение массы деталей;
- использование недефицитных и дешевых материалов;
- простота изготовления и технологичность деталей и узлов;
- удобство эксплуатации;
- транспортабельность машин, узлов и деталей, удобство перевозки и переноски;
- стандартизация имеет большое экономическое условие, так как обеспечивает высокое качество продукции, взаимозаменяемость деталей и позволяет вести сборку в условиях серийного производства;
- красота форм (краски, эстетика, дизайн);
- экономичность конструкции определяется широким использованием деталей и узлов стандартных и унифицированных деталей и узлов, продуманным выбором материалов.

Основные критерии работоспособности деталей и влияющие на них факторы.

Работоспособность – состояние изделия (машины, узлы, детали и т.п.), при котором оно способно выполнять заданные функции с параметрами установленными требованиями нормативно-технической документации.

Работоспособность, характеризуется определенными условиями – критериями работоспособности: прочность, износостойкость, жёсткость, виброустойчивость, теплостойкость.

Прочность – способность сопротивляться нагрузкам, не разрушаясь (и не имея при этом больших пластических деформаций). Это один из главных критериев работоспособности деталей, так как прочностные отказы происходят обычно внезапно и приводят часто к выходу из строя конструкции в целом. Расчёты на прочность проводят по номинальным допускаемым напряжениям, по допускаемым коэффициентам безопасности и по вероятности безотказной работы. Инженерные расчеты деталей являются, как правило, приближенными, их выполняют обычно методами сопромата.

В большинстве технических расчетов под нарушением прочности понимают не только разрушение, но и возникновение пластических деформаций.

Расчёт на прочность включает:

1. Предварительный расчёт (определяются приближённые параметры);
2. Проверочный расчёт (определение прочности в опасных местах).

Условие прочности – $\sigma < [\sigma]$,

где σ – расчётное напряжение, $[\sigma]$ – допускаемое напряжение.

Жесткость – способность деталей сопротивляться изменению формы под действием сил.

Деформации деталей от внешних сил, тепловых и других воздействий изменяют не только размеры и форму деталей. Но и характер их сопротивления. Последнее оказывает также существенное влияние на прочность и износостойкость деталей. Часто недостаточная жесткость столь же опасна, как и малая

прочность. Жесткость влияет на другие характеристики деталей и узлов машин (например, на вибрационную активность).

Проверочный расчёт жесткости состоит в определении упругих деформаций удлинения, прогиба, поворота при изгибе, закручивания.

Износостойкость – способность деталей сопротивляться изнашиванию, то есть процессу разрушения и отделения материала с поверхности твердого тела и (или) накопления его остаточной деформации при трении.

Следствие износа – уменьшение прочности и увеличение динамических нагрузок, нарушение герметичности и т.д. Виды изнашивания: абразивный износ, износ при заедании, износ при коррозии и т. д.

В наиболее ответственных деталях машин износостойкость обеспечивается надлежащей смазкой, применением антифрикционных материалов и герметизацией областей трения.

Износ деталей можно уменьшить следующими конструктивными, технологическими и эксплуатационными мерами:

- создать при проектировании деталей условия, гарантирующие жидкостное трение;
- выбрать соответствующие материалы для сопряженной пары;
- наносить на детали покрытия;
- соблюдать режимы смазки и защиты трущихся поверхностей от абразивных частиц;
- соблюдать технологические требования при изготовлении деталей.

Под **теплостойкостью** понимают способность деталей сохранять нормальную работоспособность в допустимых (заданных) пределах температурного режима, вызываемого рабочим процессом машин и трения в их механизмах.

Температурный расчёт сводится к ограничению температуры.

Нагрев деталей машин может вызвать следующие вредные последствия: понижение прочности материала и появление остаточных деформаций, так называемое явление ползучести (наблюдается в машинах с очень напряженным тепловым режимом, например, в лопатках газовых турбин); понижение защи-

шающей способности масляных пленок, а следовательно, увеличение износа деталей; изменение зазоров в сопряженных деталях; в некоторых случаях понимание точности работы машины; для деталей, работающих в условиях многократно циклического изменения температур могут возникнуть и развиваться микротрещины, приводящие в отдельных случаях к разрушению деталей (тепловой расчет червячных редукторов).

Под **виброустойчивостью** понимают способность деталей и узлов работать в нужном режиме без недопустимых колебаний (вибраций). Вибрации вызывают дополнительные переменные напряжения и могут привести к усталостному разрушению деталей. Особенно опасным являются резонансные колебания. В связи с повышением скоростей движения машин опасность вибрации возрастает, поэтому расчеты параметров вынужденных колебаний приобретают все большее значение.

Неработоспособное состояние наступает вследствие отказа.

Отказ – событие, нарушающее работоспособность. Отказы делятся на постепенные и внезапные; полные и частичные; устранимые и неустранимые. Большинство отказов машин (85–90%) возникает из-за изнашивания деталей. Затраты на ремонт и техническое обслуживание машины в несколько раз превышают ее стоимость: для автомобильной промышленности - в 6 раз, для авиационной - до 5 раз, для металлообрабатывающей отрасли - до 8 раз.

Надежность – свойство изделия выполнять заданные функции, сохраняя свои показатели в пределах, установленных требованиями нормативно-технической документации, при соблюдении заданных условий использования, обслуживания, ремонта и транспортирования.

Некоторые показатели для количественной оценки надежности изделий: *наработка на отказ* (среднее время работы изделия между двумя, соседними по времени отказами), *коэффициент готовности* или *коэффициент технического использования* (отношение времени работы изделия к сумме времени работы, обслуживания и ремонта в течение заданного срока эксплуатации), *вероятностью безотказной работы* в течение заданного срока.

Как правило, в состав механического привода входит несколько передач соединенных последовательно, каждая передача является ступенью передачи вращательного (поступательного) движения. Состав ступеней определяется характеристиками привода в целом, к таким характеристикам принято относить общее передаточное число привода, общий коэффициент полезного действия, крутящий момент и частоту вращения выходного вала, крутящий момент и частоту вращения входного вала (определяется характеристиками источника движения-двигателя), массогабаритные показатели, стоимость производства, стоимость эксплуатации и т.д.

В настоящее время привод подавляющего большинства механизмов осуществляется от электрических двигателей посредством передачи вращательного движения через одну или несколько ступеней механических приводов. Количество и типы применяемых приводов зависят от требуемых характеристик на выходе привода и условий эксплуатации. Стоимость изготовления подобных конструкций может составлять до 30% от стоимости всего механизма или устройства, да и эксплуатационные затраты на последующее обслуживание данного привода так же составляют внушительный процент. Для минимизации затрат на изготовление подобных приводов следует рассмотреть зависимость стоимости самого привода от значений передаточных чисел его ступеней.

В качестве примера рассматривается механический привод от трехфазного асинхронного двигателя переменного тока (рисунок 1.9), состоящий из трех ступеней: ременная передача, зубчатый редуктор, цепная передача.

Таким образом, рассматривается корреляция передаточных значений привода в целом, его отдельных ступеней и общей стоимости конструкции. Значения передаточных отношений каждой ступени рассматриваются в рекомендованном диапазоне для данного типа передачи. В результате расчетов, проведенных для приводов с разными передаточными отношениями, при условии обеспечения одинаковых характеристик на выходе, а также анализа стоимости подобной конструкции выявлены определенные закономерности.

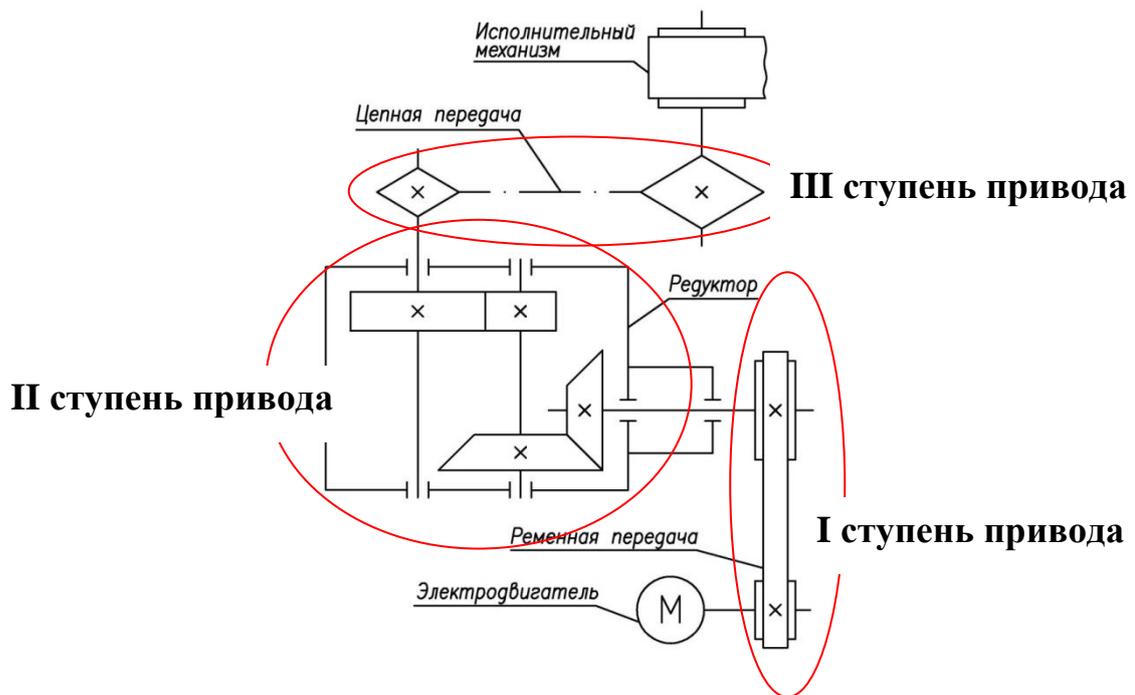


Рисунок 1.9 - Кинематическая схема привода

Во-первых, при выборе значений передаточных чисел из первой трети диапазона существенного снижения стоимости привода не происходит, при выборе значений передаточных чисел из средней части диапазона наблюдается снижение стоимости привода, при выборе значений передаточных чисел из последней трети диапазона наблюдается существенное увеличение стоимости привода. Во-вторых, изменение стоимости двигателя, ременного и цепного привода существенного влияния на общую стоимость не оказывают.

Из проведенного анализа следует, что для снижения стоимости привода необходимо значение передаточных чисел, входящих в него ступеней выбирать из средней части диапазона значений и в первую очередь ориентироваться на стоимость наиболее дорогостояще составляющей - зубчатого редуктора.

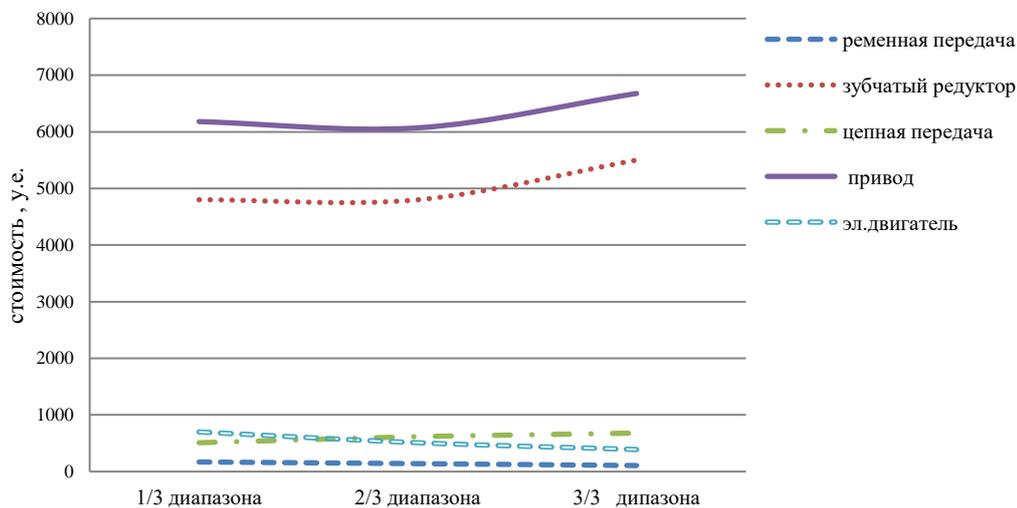


Рисунок 1.10 - Зависимость стоимость привода от передаточного числа

Для облегчения работ по проектированию и во избежание совершения возможных ошибок работы следует выполнять в **определённой последовательности**:

1. Ознакомиться с заданием. Определить исходные данные привода (крутящий момент на выходном валу, угловую скорость выходного вала), показатели, влияющие на эксплуатационные характеристики (характер и условия работы, температурные характеристики), требования, предъявляемые к приводу (сроки службы привода, массогабаритные показатели, стоимость производства и эксплуатации) и т.д.

2. На основе анализу существующих конструкций и анализа требований, предъявляемых к приводу разработать структурный состав (рисунок 1.11) ступеней привода (ременная передача, зубчатый редуктор, цепная передача, необходимое количество сочленений-муфт, наличие и предварительная конструкция корпуса, кожуха, рамы и т.д.). Определить действительное передаточное число привода, разбить его по ступеням передач и сделать кинематический расчет по ступеням и привода в целом.

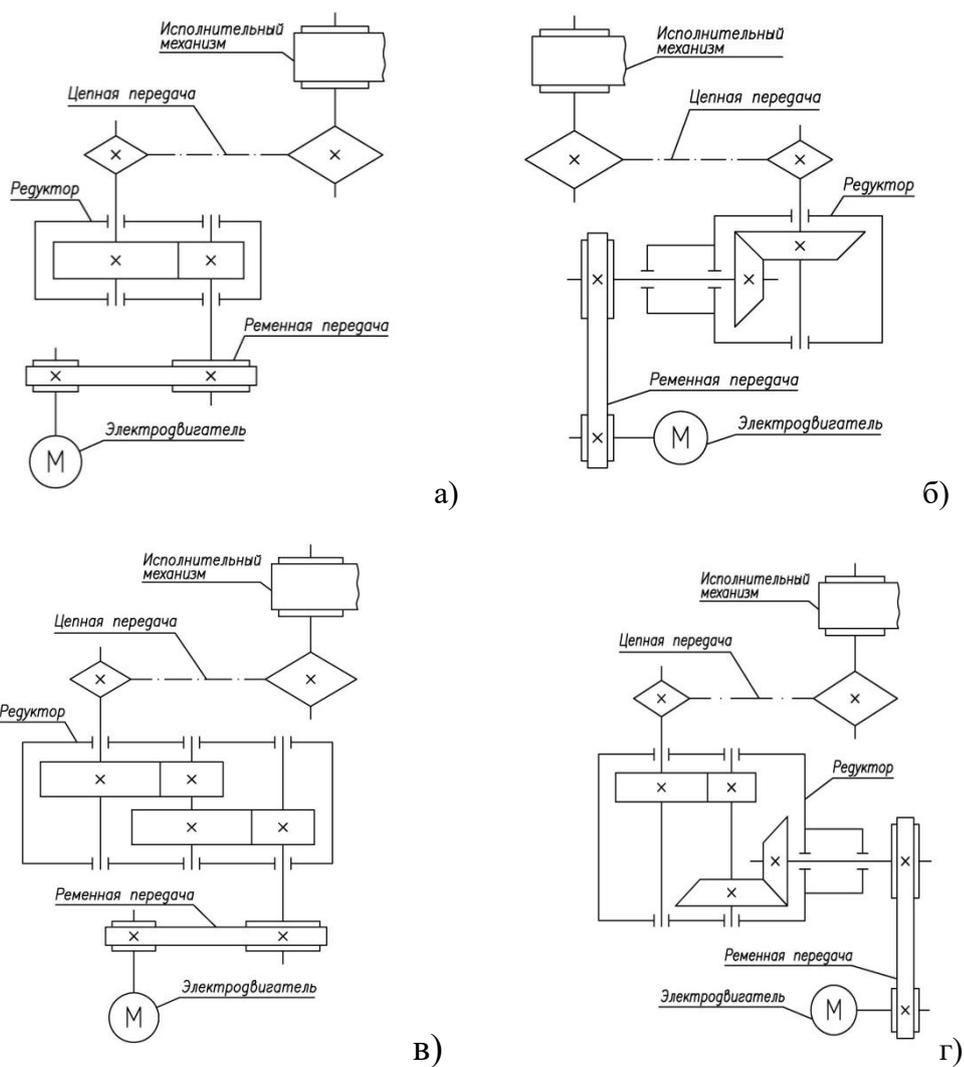


Рисунок 1.11 - Кинематические схемы приводов (варианты)
а – вариант с одноступенчатым цилиндрическим редуктором,
б – вариант с одноступенчатым коническим редуктором,
в – вариант с двухступенчатым цилиндрическим редуктором,
г - вариант с двухступенчатым коническо-цилиндрическим редуктором.

3. На основе анализа КПД, передаточного значения каждой ступени и требуемого значения мощности на выходном валу, определить мощность и угловую скорость на входном валу привода, определить характеристики электродвигателя и выбрать его по каталогу.

4. На основе параметров передач, полученных ранее, анализа существующих конструкций, механических характеристик материалов и отдельных деталей, произвести проектный расчет, в ходе которого определить геометрические характеристики (размеры) деталей и элементов, входящих в каждую

ступень привода. Выполнить эскизную компоновку деталей передачи (на миллиметровке в масштабе 1:1).

5. Определить схемы нагружения наиболее ответственных узлов и элементов деталей, определить возникающие силовые факторы. Произвести проверочный расчет с учетом полученных геометрических характеристик и механических характеристик выбранного материала.

6. Выполнить компоновочную схему привода в целом, составить расчетные схемы валов, определить силовые факторы, воздействующие на муфты и валы. Выполнить эскизную компоновку привода (на миллиметровке в масштабе 1:1). Произвести проектный расчет валов, а затем проверочный расчет, в ходе которого определить реакции опор валов.

7. На основе проведенных расчетов и данных о сроках службы привода подобрать подшипники, выполнить проверочный расчет.

8. Выполнить тепловой расчет наиболее нагруженных и дорогостоящих узлов (как правило, таким узлом является зубчатый редуктор). На основе расчетов выбрать тип смазки, объем и марку смазочного материала.

9. Выбрать тип и размеры уплотняющих элементов.

10. На основе анализа существующих конструкций спроектировать подшипниковые узлы.

11. Подобрать шпонки, шлицевые соединения, муфты и проверить их на срез и смятие.

12. Выполнить проектный расчет корпуса (при наличии такового).

13. На основе компоновочной схемы привода выполнить проектный расчет рамы (станины). Определить характеристики крепежных элементов, произвести прочностной расчет наиболее нагруженных крепежных элементов (как правило, болты муфт, винты и шпильки подшипниковых узлов, рым-болты)

14. Выполнить общий вид проектируемого узла (редуктора) в двух-трех проекциях.

15. Вычертить общий вид привода в двух-трех проекциях и другие узлы привода.
16. Выполнить рабочие чертежи деталей узла (редуктора и др.).
17. Выполнить пояснительную записку и оформить чертежи.

Расчет привода должен заканчиваться экономическим обоснованием, в котором доказываются преимущества спроектированного привода перед уже существующими, как на этапе производства, так и в процессе эксплуатации.

По объективным причинам и в силу специфики специальностей подробный расчет в пособии не рассматривается.

Далее приводится методика проведения основных проектных и проверочных расчетов ступеней привода и механизма в целом.

2. Кинематический расчет привода и выбор электродвигателя

2.1 Определение требуемой мощности электродвигателя (N_{mp} , кВт), расчет начинают исходя из заданной мощности на рабочем валу механизма:

$$N_{mp} = \frac{N_{p.v.}}{\eta_{общ}},$$

где $N_{p.v.}$ - мощность на рабочем валу, кВт;

$\eta_{общ}$ - общий КПД двигателя.

$$\eta_{общ} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_n,$$

где $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \dots, \eta_n$ - КПД, учитывающие потери в отдельных элементах передачи (зубчатых, ременных, и т.д., в подшипниках). Для выполнения расчетов курсового проекта значения КПД выбираются из таблицы 2.1.

Таблица 2.1 - Значения КПД механических передач и подшипников

Тип передачи	Закрытая	Открытая
Зубчатая цилиндрическая	0,96...0,98	0,93...0,95
Зубчатая коническая	0,95...0,97	0,92...0,94
Червячная самотормозящая	0,40	0,30
Червячная не самотормозящая при числе заходов червяка:		
один	0,65...0,70	0,50...0,60
два	0,70...0,75	0,60...0,70
три	0,80...0,85	-
четыре	0,85...0,90	-
Цепная передача	0,95...0,97	0,90...0,93
Фрикционная передача	0,90...0,96	0,70...0,88
Ременная передача плоским или клиновым ремнем	-	0,94...0,97
Одна пара подшипников качения	0,990...0,995	
Одна пара подшипников скольжения	0,98...0,99	

Следует учитывать в расчетах, что некоторые муфты (электромагнитные, фрикционные и т.д.) имеют КПД отличный от 100%. Количество применяемых муфт должно обеспечивать беспрепятственный демонтаж каждой ступени привода.

Подшипники, применяемые в конструкциях, также не обладают 100% КПД, а поскольку устанавливаются преимущественно парами, то и в расчетах значение КПД подшипникового узла учитывается за пару подшипников, при этом подшипника вала электродвигателя привода и подшипники вала рабочего механизма, как правило, в расчет не принимают.

Таким образом, КПД для трехступенчатого привода с зубчатым редуктором (рисунок 1.10) будет определяться:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{рем}} \eta_{\text{ред}} \eta_{\text{цеп}} \eta_{\text{под}}^k \eta_{\text{муфт}} ,$$

где $\eta_{\text{общ}}$ - общий КПД привода;

$\eta_{\text{рем}}$ - КПД ременной передачи;

$\eta_{\text{ред}}$ - КПД редуктора, определяется как произведение КПД каждой ступени редуктора;

$\eta_{\text{цеп}}$ - КПД цепной передачи;

$\eta_{\text{под}}^k$ - общий КПД всех пар подшипников, если валы ременной и цепной передач устанавливаются на самостоятельных подшипниковых узлах, то потери в этих узлах так же должны быть учтены (k – количество пар подшипников в приводе);

$\eta_{\text{муфт}}$ - КПД муфт, в данном случае принимается $\eta_{\text{муфт}} = 1,0$, так как специальные муфты не применяются, шкивы ременной передачи и звездочки цепной монтируются непосредственно на валы электродвигателя, редуктора и привода.

2.2 Определение общего передаточного числа привода.

Общее передаточное число привода - это отношение угловых скоростей вала двигателя и вала привода исполнительного механизма. Общее передаточное число при последовательном подключении ступеней привода определяется как:

$$i_{\text{общ}} = i_{\text{рем}} i_{\text{ред}} i_{\text{цеп}} ,$$

где $i_{\text{рем}}$ - передаточное число ременного привода;

$i_{\text{ред}}$ - передаточное число редуктора, $i_{\text{ред}} = i_{\text{т}} i_{\text{б}}$,

i_T - передаточное число тихоходной ступени редуктора;

i_6 - передаточное число быстроходной ступени редуктора;

Предварительно определяют передаточное число тихоходной и быстроходной ступеней редуктора (в зависимости от схемы редуктора):

для цилиндрического зубчатого редуктора:

$$i_m = 0,88\sqrt{i_{ред}}, i_6 = \frac{i_{ред}}{i_m}$$

для коническо-цилиндрического редуктора:

$$i_m = 0,63\sqrt[3]{i_{ред}^2}, i_6 = \frac{i_{ред}}{i_m},$$

полученные значения округляют до стандартных (таблица 2.3);

$i_{цеп}$ - передаточное число цепной передачи.

Интервал значений передаточных чисел для каждого типа передач определяется исходя из технологической и конструкторской целесообразности (таблица 2.2).

Таблица 2.2 - Передаточные числа понижающих механических передач

Тип передачи	Рекомендуемые средние значения
Редуктор цилиндрический	3...6
Редуктор конический	2...3
Редуктор червячный	10...40
Открытая зубчатая передача	3...7
Открытая червячная передача	10...60
Цепная передача	2...6
Фрикционная передача	2...4
Плоскоременная передача	2...5
То же с натяжным роликом	4...6
Клиноременная передача	2...5

Поскольку зубчатые колеса передач изготавливаются серийно определенных размеров, то и номенклатура передаточных чисел не может быть произвольной. Таким образом, выбирая значения передаточных чисел для ступеней привода, их следует выбирать не только из установленного интервала (таблица

2.2), но и для зубчатых передач согласовывать со стандартным рядом значений (таблица 2.3).

Таблица 2.3 - Передаточные числа одноступенчатых зубчатых редукторов

1-й ряд	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0
2-й ряд	-	1,12	1,4	2,25	2,8	3,55	4,5	5,6
1-й ряд	6,3	8,0	10,0	12,0	16,5			
2-й ряд	7,1	9,0	11,2					

Примечание. 1-ый ряд следует предпочитать 2-му ряду

2.3 Определение частоты вращения вала электродвигателя:

$$n_{mp} = n_{p.v.} \cdot i_{общ},$$

где частота вращения рабочего вала равна:

$$n_{p.v.} = \frac{\omega \cdot 30}{\pi}.$$

2.4 Выбор электродвигателя.

Электродвигатель выбирают по вычисленным параметрам N_{mp} и n_{mp} .

При выборе типа двигателя предпочтение следует отдавать трехфазным асинхронным двигателям, как наиболее дешёвым в изготовлении и эксплуатации. Исполнение и присоединительные размеры двигателя выбираются исходя из условий эксплуатации (таблица 2.4).

Следует учитывать, что мощность двигателя **не должна быть меньше требуемой** N_{mp} , частота вращения вала двигателя должна быть максимально близкой к требуемому значению - n_{mp} .

Таблица 2.4 - Технические данные асинхронных электродвигателей серий А2 и А02(выборка)

№д, кВт	Синхронная частота вращения n								
	3000 об/мин			1500 об/мин			1000 об/мин		
	Тип	пэд, об/мин	Вал d, мм	Тип	пэд, об/мин	Вал d, мм	Тип	пэд, об/мин	Вал d, мм
0,4							А02-11-6	915	18
0,6				А02-11-4	1360	18	А02-12-6	915	18
0,8	А02-11-2	2830	18	А02-12-4	1360	18	А02-21-6	930	22
1,1	А02-12-2	2830	18	А02-21-4	1400	22	А02-22-6	930	22
1,5	А02-21-2	2840	22	А02-22-4	1400	22	А02-31-6	950	28
2,2	А02-22-2	2840	22	А02-31-4	1430	28	А02-32-6	950	28
3	А02-31-2	2880	28	А02-32-4	1430	28	А02-41-6	955	32
4	А02-32-2	2880	28	А02-41-4	1440	32	А02-42-6	955	32
5,5	А02-41-2	2900	32	А02-42-4	1440	32	А02-51-6	965	38
7,5	А02-42-2	2910	32	А02-51-4	1440	38	А02-52-6	965	38
10	А02-51-2	2910	38	А02-52-4	1440	38	А2 и А02-61-6	965	42
13	А02-52-2	2920	38	А2 и А02-61-4	1450	42	А2 и А02-62-2	965	42
17	А2-61-2 А02-62-2	2910 2920	42 42	А2 и А02-62-4	1450	42	А2 и А02-71-6	970	48
22	А2-62-2 А02-71-2	2910 2930	42 48	А2 и А02-71-4	1450	48	А2 и А02-72-6	970	48
30	А2-71-2 А02-72-2	2920 2930	48 48	А2 и А02-72-4	1450	48	А2 и А02-81-6	975, 980	60
40	А2-72-2 А02-81-2	2920 2940	48 60	А2 и А02-81-4	1470	60	А2 и А02-82-6	975, 980	60
55	А2-81-2 А02-82-2	2940 2940	60 60	А2 и А02-82-4	1470	60	А2 и А02-91-6	985	70
75	А2-82-2 А02-91-2	2940 2950	60 70	А2 и А02-91-4	1480	70	А2 и А02-92-6	985	70
100	А2-91-2 А02-92-2	2950 2950	70 70	А2 и А02-92-4	1480	70			
125	А2-92-2	2950	70						

2.6 Определение отклонения фактического передаточного числа привода.

Вычисляют общее фактическое передаточное число привода:

- для одноступенчатого редуктора:

$$i_{\text{общ}}^{\text{факт}} = \frac{n_{\text{эд}}}{n_{\text{рв}}}.$$

Проводится проверка на отклонение общего передаточного числа от фактического:

$$\delta = \frac{|i_{\text{общ}} - i_{\text{общ}}^{\text{факт}}|}{i_{\text{общ}}} \leq 4\%.$$

- для двухступенчатого редуктора дополнительно проводится проверка отклонения передаточного числа редуктора:

1) определяют передаточное отношение редуктора

$$i_{\text{ред}} = \frac{i_{\text{общ}}}{i_{\text{ц}} \cdot i_{\text{рем}}}.$$

2) полученные значения округляют до стандартных (таблица 2.3), таким образом, чтобы произведение $i'_{\text{ред}} = i_{\text{ц}} i_{\text{б}}$ не отличалось от $i_{\text{ред}} = \frac{i_{\text{общ}}}{i_{\text{ц}} i_{\text{рем}}}$ или отличалось бы не больше, чем на 4%:

$$\delta = \frac{i_{\text{ред}} - i'_{\text{ред}}}{i_{\text{ред}}} \leq 4\%.$$

В случае превышения отклонения передаточного числа рекомендуется выбрать передаточные другие (большие или меньшие) передаточные числа ступеней привода, при этом не рекомендуется выходить за рамки интервалов, определяющих значения передаточных чисел (таблица 2.2).

Изменяя значения передаточных чисел предпочтения следует отдавать наиболее простым и дешёвым передачам - ременной и цепной.

2.7 Определение основных параметров всех элементов передач привода (применительно к схемам на рисунке 1.11):

Мощность:

$$N_{i+1} = N_i \eta_i,$$

где N_{i+1} - мощность на выходе ступени;

N_i - мощность на входе ступени;

η_i - КПД ступени.

Далее индекс $i+1$ относится к последующему элементу (валу), индекс i - к предыдущему.

Частота вращения вала:

$$n_{i+1} = \frac{n_i}{i_i},$$

Угловая скорость:

$$\omega_i = \frac{\pi \cdot n_i}{30},$$

Крутящий момент:

$$M_i = \frac{N_i \cdot 10^3}{\omega_i},$$

Все результаты расчетов целесообразно свести в таблицу (пример - таблица 2.5), так как полученные данные будут являться исходными данными для расчётов параметров каждой передачи в составе привода.

При заполнении таблицы следует учесть, что при отсутствии механических потерь при переходе вращающего момента от передачи к передаче (например, при отсутствии соединительных муфт), данные «ведомого вала» предыдущей ступени и «ведущего вала» последующей ступени не будут совпадать, так как необходимо учитывать механические потери в подшипниках соответствующих валов.

Если применяются сложные муфты (изменяющие значения передаточного числа или КПД), промежуточные валы и т.д., подобный узел целесообразно рассматривать как отдельную ступень привода с выполнением соответствующих расчетов.

При расчетах многоступенчатого редуктора целесообразно параметры каждой ступени рассчитывать и заносить в таблицу отдельно для каждой ступени редуктора, а потом в целом за редуктор.

Таблица 2.5 – Таблица результатов кинематического расчета

Параметр	Э/дв. типа	Составляющие элементы передачи								Рабочий вал механизма
		Ременная передача		Редуктор				Цепная передача		
		$i_{\text{рем}} = \dots$ $\eta_{\text{рем}} = \dots$		$i_6 = \dots$ $\eta_{\text{ред}} = \dots$ $\eta_{\text{под}} = \dots$		$i_7 = \dots$ $\eta_{\text{ред}} = \dots$ $\eta_{\text{под}} = \dots$		$i_{\text{цеп}} = \dots$ $\eta_{\text{цеп}} = \dots$		
		Ведущий вал	Ведомый вал	Ведущий вал	Ведомый вал	Ведущий вал	Ведомый вал	Ведущий вал	Ведомый вал	
N_i , кВт										
n_i , об/мин										
ω_i , с ⁻¹										
M_i , Н·м										

Параметры графы «Рабочий вал механизма» не должны отличаться от исходных данных задания на проектирования более чем на 4%, кроме показателя мощности (допускается значительное превышение расчетного значения - создается запас по мощности).

3. Расчет зубчатых цилиндрических передач (прямозубых, косозубых, шевронных)

Выбор материала и твердости колес.

Материалы зубчатых колес выбирают в зависимости от назначения передачи и условий ее работы. При этом применяют *стали, чугуны и пластмассы*.

Основными материалами для зубчатых колес служат термически обрабатываемые стали, которые в зависимости от твердости по Бринеллю делятся на две группы:

- Колеса твердостью \leq НВ 350 применяются в слабо и средненагруженных передачах. Используются стали: 35, 40, 45, 50, 50т, 40х, 45х, и др.

Для равномерного изнашивания зубьев твердость шестерни должна быть больше твердости колеса.

- Колеса твердостью $>$ НВ 350. Высокая твердость достигается объемной и поверхностной закалкой, цементацией, азотированием, цианированием. Эти колеса не прирабатываются и разность твердостей зубьев шестерни и колеса не требуется.

Колеса с твердостью $>$ НВ 350 нарезают до термообработки. Отделку зубьев производят после термообработки.

Стальное литье применяют при изготовлении крупных зубчатых колес ($d \geq 500$ мм). Используют сталь 35...55.

Чугуны применяют для изготовления зубчатых колес в тихоходных передачах. Применяют чугуны СЧ20...СЧ35. Зубья колес хорошо прирабатываются, но имеют пониженную прочность на изгиб (ломается).

Пластмассы применяют в быстроходных, слабонагруженных передачах для изготовления шестерен, работающих в паре с металлическими колесами. Они бесшумны. Материал - текстолит, лигнофоль, капролон, полиформальдегид, и т.д.

Для зубчатых передач, чаще всего, применяют различные марки стали. Передачи со стальными зубчатыми колесами имеют минимальную массу и габариты тем меньше, чем выше твердость рабочих поверхностей зубьев, которая зависит от марки стали и варианта термической обработки.

Зубья шестерни обычно имеют меньшее значение коэффициента формы зуба и работают они в передаточное число раз интенсивнее, чем зубья колеса передачи. Поэтому для шестерни необходимо назначать материал с более высокими механическими характеристиками и НВ материала шестерни рекомендуется принимать на 20...50 единиц выше НВ колеса.

При передаче вращающего момента соприкасающиеся зубья испытывают воздействие силовых факторов, и как следствие определенные напряжения, способные привести к разрушению зубьев колес. Возникает необходимость проведения прочностных расчетов на воздействие данных нагрузок. При рассмотрении эпюры возникающих напряжений (рисунок 3.1) можно выделить два основных вида: контактные напряжения σ_H , вызывающие выкрашивание поверхности зубьев и напряжения изгиба σ_F , вызывающие облом зуба по основанию ножки.

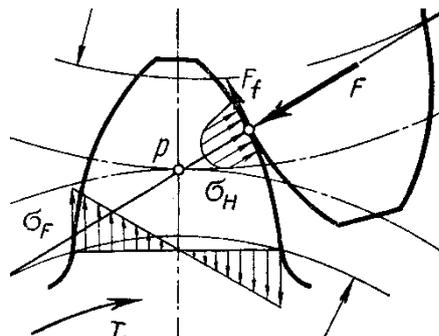


Рисунок 3.1 – Эпюра напряжений возникающих в зубьях колес

Для обеспечения прочностных расчетов возникает необходимость определения предельно допустимых значений данных параметров $[\sigma_H]$ и $[\sigma_F]$. Очевидно, что данные параметры будут характеризовать механические свойства материала.

Рекомендуемые для изготовления зубчатых колес марки конструкционных сталей, виды их термообработки и соответствующие основные механические характеристики приведены в таблице 3.1. При этом важно, чтобы размеры заготовок колес (диаметр $D_{заг}$ и толщина обода или диска $S_{заг}$) не превышали предельных значений $D_{пред}$ и $S_{пред}$.

Таблица 3.1 - Механические характеристики сталей (выдержка)

Марка стали	$D_{пред}$, мм	$S_{пред}$, мм	Термообработка	Твёрдость заготовки		σ_B	σ_T	σ_{-1}
				поверхности	сердцевины			
1	2	3	4	5	6	7	8	9
35	-	-	H	163...192 HB		550	270	235
40	120	60	У	192...228 HB		700	400	300
45	-	-	H	179...207 HB		600	320	260
45	125	80	У	235...262 HB		780	540	335
45	80	50	У	269...302 HB		890	650	380
40X	200	135	У	235...262 HB		790	640	375
40X	125	80	У	269...302 HB		900	750	410
40X	125	80	У+ТВЧ	45...50 HRC _э	269...302 HB	900	750	410
40XH	315	200	У	235...262 HB		800	630	380
40XH	200	125	У	269...302 HB		920	750	420
40XH	200	125	У+ТВЧ	48...53 HRC _э	269...302 HB	920	750	420
35XM	315	200	У	235...262 HB		800	670	380
35XM	200	125	У	269...302 HB		920	790	420
35XM	200	125	У+ТВЧ	48...53 HRC _э	269...302 HB	920	790	420
35Л	-	-	H	163...207 HB		550	270	235
40Л	-	-	H	147 HB		520	295	225
45Л	315	200	У	207...235 HB		680	440	285
40ГЛ	315	200	У	235...262 HB		850	600	365
20X 18ХГТ 12ХН3 А	200	125	У+ЦК	56...63 HRC _э	300...400 HB	900	800	400
38XM ЮА	-	-	А	57...67 HRC _э	30...35 HRC	1050	900	500
35XM 40XH	-	40	3	45...53 HRC		1060	1400	500

Примечания:

1. В графе "Термообработка" приняты следующие обозначения:
Н - нормализация, У - улучшение, ТВЧ - закалка токами высокой частоты, З – объемная закалка, ЦК – цементация,
А - азотирование.
2. Для цилиндрических и конических колёс с выточками принять меньшее из значений $D_{заг}$, $S_{заг}$.

Проектный расчет

3.1 Определение допускаемых контактных напряжений, МПа:

$$[\sigma_H]_{1,2} = \frac{\sigma_{НО}}{[S_H]} K_{HL},$$

где индексы "1" и "2" (здесь и далее) определяет параметры шестерни и колеса соответственно;

$\sigma_{НО}$ - предел контактной усталости поверхности зубьев определяется в зависимости от термообработки и типа стали по таблице 3.2.

Таблица 3.2 - Предел контактной усталости поверхности зубьев

Способ обработки зубьев	Твердость поверхности зубьев	Группа сталей	$\sigma_{НО}$, МПа
Отжиг, нормализация, улучшение	$HB \leq 350$	Углеродистая или легированная	$2HB + 70$
Объемная закалка	$HR_c = 38...50$		$18HR_c + 150$
Поверхностная закалка	$HR_c = 40...50$		$17HR_c + 200$
Цементация	$HR_c = 54...64$	Легированная	$23HR_c$
Азотирование	$H_V = 550...750$		1050

$[S_H]$ - коэффициент безопасности ($[S_H]=1,1...1,2$) - показывает увеличение запаса прочности по отношению к предельно допустимому значению:

$[S_H]=1,1$ - при нормализации, термоулучшении или объемной закалке зубьев (при однородной структуре материала по всему объему);

$[S_H]=1,2$ - при поверхностной закалке, цементации, азотировании (при неоднородной структуре материала по объему зуба);

K_{HL} - коэффициент долговечности ($K_{HL}=1,0...2,6$) - учитывает возможность повышения допускаемых напряжений для кратковременно работающих передач.

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H_0}}{N_{HE}}},$$

где N_{H_0} - базовое число циклов, зависит от твёрдости поверхности зуба и определяется по следующим зависимостям:

$$N_{H_0} = 30HB^{2,4} \text{ при } HR_c < 56 \text{ или } HB > 200;$$

$$N_{H_0} = 12 \cdot 10^7 \text{ при } HR_c > 56;$$

$$N_{H_0} = 10^7 \text{ при } HB < 200.$$

N_1, N_2 - расчетное число циклов нагружения.

Расчет числа циклов перемены напряжений выполняют с учетом режима нагружения передачи. Различают режимы постоянной и переменной нагрузки. При постоянном режиме нагрузки расчетное число циклов напряжений

$$N_{H_{1,2}} = 60cn_{1,2}t,$$

где c - число зацеплений зуба за один оборот (для проектируемого редуктора $c=1$);

n_1, n_2 - частота вращения того зубчатого колеса, по материалу которого определяют допускаемые напряжения, об/мин;

t - время работы передачи (ресурс) в часах; $t = Lh$.

Постоянный режим нагрузки является наиболее тяжелым для передачи, поэтому его принимают за расчетный также в случае неопределенного (не задаваемого) режима нагружения.

Но следует учитывать:

при $K_{HL} \leq 2,6$ при $S_H = 1,1$,

$K_{HL} \leq 1,8$ при $S_H = 1,2$.

Если $N_{H_0} > N_{H_{1,2}}$, то следует принимать $K_{HL}=1,0$.

Поскольку срок службы колеса и шестерни должен быть приблизительно равным, то в дальнейших расчетах принимается:

- для прямозубых (цилиндрических и конических) передач - меньшее из двух значений допускаемых напряжений $[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{H2}]$;
- для косозубых цилиндрических передач с твердостью рабочих поверхностей зубьев ≥ 350 НВ - наименьшее из значений напряжений $[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{H2}]$;
- для косозубых цилиндрических передач, у которых зубья шестерни значительно (не менее 70...80 НВ) тверже зубьев колеса - среднее значение напряжения:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) .$$

3.2 Определение допускаемых напряжений изгиба для материала зуба колеса $[\sigma_{F1}]$ и шестерни $[\sigma_{F2}]$, МПа:

$$[\sigma_F]_{1,2} = \frac{\sigma_{FO}}{[S_F]} K_{FC} K_{FL} ,$$

где σ_{FO} - предел выносливости зубьев при изгибе (зависит от термообработки), МПа

$$\sigma_{FO} = 1,8HB;$$

$[S_F]$ - коэффициент безопасности ($[S_F]=1,25...2,3$);

K_{FC} - коэффициент, учитывающий влияние приложения нагрузки (при одностороннем приложении нагрузки $K_{FC}=1$);

K_{FL} - коэффициент долговечности зубьев ($K_{FL}=1,0...2,1$).

HB – твердость материала колеса и шестерни, соответственно.

После определения прочностных показателей применяемого материала производится расчет **геометрических показателей зубчатой передачи**, таких как:

- межосевое расстояние передачи;
- ширина зубчатого венца;
- диаметры валов под шестерню и колесо;
- модуль зубьев;

- минимальный угол наклона зубьев (для косозубой и шевронной передач);
- число зубьев шестерни и колеса;
- фактическое передаточное число;
- делительные (начальные) диаметры;
- диаметр вершин зубьев;
- диаметр впадин зубьев;
- диаметр и длина ступицы;
- толщина обода и диска.

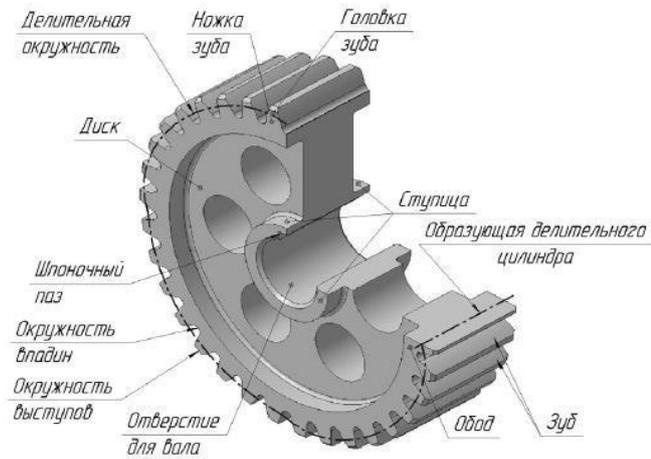


Рисунок 3.2 - Основные элементы зубчатого колеса

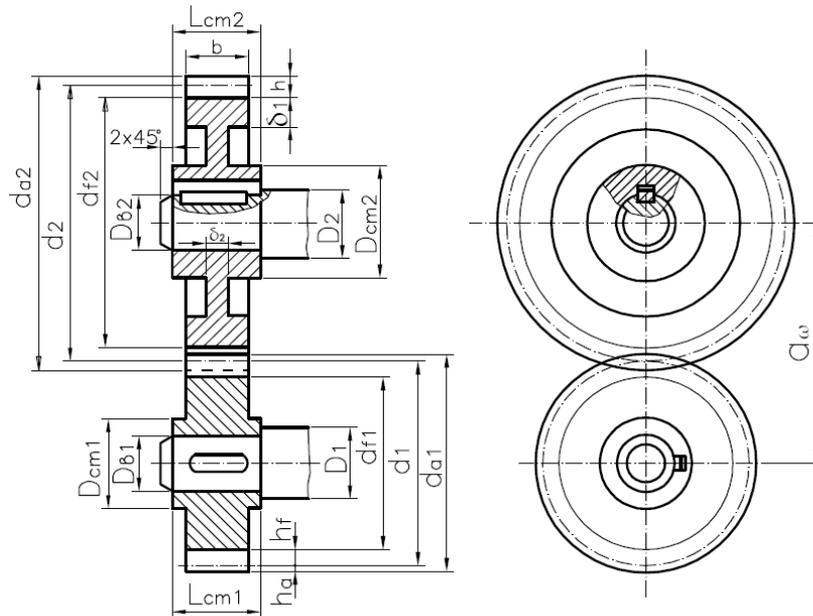


Рисунок 3.3 - Схема зубчатой цилиндрической пары

3.3 Определение межосевого расстояния передачи, мм:

$$a_w = K_a (i + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{M_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 i^2 \psi_a}}$$

где K_a – вспомогательный коэффициент принимается:

для прямозубых передач $K_a = 49,5$,

для косозубых и шевронных - $K_a = 43,0$;

$K_{H\beta}$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца ($K_{H\beta}=1,0...1,48$);

ψ_a - коэффициент ширины венца зубчатого колеса (зависит от положения колес относительно опор) принимается:

при симметричном расположении колес.....0,315; 0,4;

при несимметричном расположении колес.....0,25; 0,315; 0,4;

при консольном расположении одного или обоих колес...0,2; 0,25;

M_2 - вращающий момент на ведомом валу передачи, Н*мм;

$[\sigma_H]$ - допускаемые контактные напряжения, МПа

Межосевое расстояние a_w округляют до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 2185-66 (СТ СЭВ 229-75) таблица 3.3.

Таблица 3.3 - Стандартные значения межосевых расстояний (выдержка)

1-й ряд	63	80	100	125	160	200	250	315
2-й ряд	71	90	112	140	180	224	280	355
1-й ряд	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000
2-й ряд	450	560	710	900	1120	1400	1800	2240

Примечание. 1-ый ряд следует предпочитать 2-му ряду.

3.4 Определение ширины зубчатого венца, мм:

$$b_2 = \psi_a a_w; \quad b_1 = 1,12 b_2.$$

3.5 Определение диаметров ступиц валов под шестерню и колесо

(D_{B1}, D_{B2}) определяются из условия прочности по касательным напряжениям:

$$D_{B1,2} = \sqrt[3]{\frac{16M_{1,2}}{\pi[\tau]}}$$

где $[\tau]$ - допускаемое касательное напряжение определяется материалом, применяемым для изготовления валов. Для предварительного расчета принимается $[\tau] = 25$ МПа.

$M_{1,2}$ - вращающий момент на ведущем и ведомом валу передачи, Н*мм;

Полученные численные значения диаметров ступиц округляют до ближайших больших стандартных значений по ГОСТ 6636-69 (таблица 3.4).

Таблица 3.4 - Стандартные значения диаметров валов (выдержка)

16	17	18	19	20	21	22	24	25	26	28	30
32	34	36	38	40	42	45	48	50	53	55	60
63	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115
120	125	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220

Данный расчет проводится с целью определить соотношение начального диаметра колеса и диаметра вала. При незначительном различии в диаметрах целесообразнее рассматривать проектирование вала-шестерни.

3.6 Определение модуля зубьев.

Минимальное значение модуля m_{min} определяют из условия прочности:

$$m_{min} \geq \frac{K_m M_2 (i+1)}{i a_w b_2 [\sigma_F]}$$

где K_m - коэффициент, зависящий от вида передачи, принимается:

для прямозубой - $K_m = 6,8$;

для косозубой - $K_m = 5,8$;

для шевронной - $K_m = 5,2$;

$[\sigma_F]$ - соответствует наименьшему из значений $[\sigma_{F1}]$ и $[\sigma_{F2}]$.

Максимально допустимый модуль m_{max} определяют из условия не подрезания зубьев у основания:

$$m_{max} = \frac{2a_w}{17(i+1)}.$$

Из полученного диапазона ($m_{min} \dots m_{max}$) модулей следует принимать меньшее значение модуля m , при этом значение должно быть выбрано из стандартного ряда значений по ГОСТ 9563-60 (СТ СЭВ 310-76) таблица 3.5.

Таблица 3.5 - Стандартные значения модулей
эвольвентного зацепления (выдержка)

1-й ряд	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0
2-й ряд	1,25	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7,0	9,0	

Примечание. 1-ый ряд следует предпочитать 2-му ряду.

В открытых передачах расчетное значение модуля следует увеличивать на 30% из-за повышенного износа зубьев.

В дальнейших расчетах применяют только **стандартное** значение модуля.

3.7 Определение минимального угла наклона зубьев (для косозубой и шевронной передач), град:

$$\beta_{min} = \arcsin \frac{(3,5 \dots 4,0)m}{b_2}.$$

3.8 Определение суммарного числа зубьев:

для прямозубой передачи:

$$Z_{\Sigma} = \frac{2a_w}{m} \leq [Z_{\Sigma}],$$

для косозубой и шевронной передач:

$$Z_{\Sigma} = \frac{2a_w \cos \beta_{min}}{m} \leq [Z_{\Sigma}],$$

где $[Z_{\Sigma}]$ - наибольшее допустимое количество зубьев, значение не должно превышать 200.

Полученное значение Z_{Σ} округляют в меньшую сторону до **целого** числа.

В случае превышения в передаче допустимого значения количества зубьев следует изменить в расчетах значение модуля в большую сторону, но в пределах определённого и интервала значений.

3.9 Определение фактического угла наклона зубьев (для косозубой и шевронной передач), град:

$$\beta = \arccos \frac{Z_{\Sigma} m}{2a_w}.$$

Для косозубых колес принимают $\beta = 8...25^{\circ}$, для шевронных – $\beta = 25...40^{\circ}$. В косозубых передачах, в целях снижения осевых усилий, следует принимать меньшее значение.

3.10 Определение числа зубьев шестерни и колеса:

$$z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{i+1} \geq z_{1min}; \quad z_2 = Z_{\Sigma} - z_1.$$

Полученное значение z_1 округляют до целого числа.

Из условий снижения шумности передач и обеспечения условий не подрезания ножки зуба при нулевом смещении принимается ограничение по минимальному количеству зубьев на каждом колесе - $Z_{1min} = 17$ – для прямозубых колес и $Z_{1min} = 17 \cos^3 \beta$ - для косозубых и шевронных;

3.11 Определение фактического передаточного числа:

$$i_{\text{факт}} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

Фактическое значение передаточного числа не должно отличаться от номинального более чем на 4 %:

$$\delta = \frac{|i_{\text{факт}} - i_{т,б}|}{i_{т,б}} 100 \leq 4\%$$

3.12 Определение делительных (начальных) диаметров, мм:

для прямозубой передачи

$$d_1 = mz_1; \quad d_2 = mz_2;$$

для косозубой и шевронной передач

$$d_1 = \frac{mz_1}{\cos \beta}; \quad d_2 = \frac{mz_2}{\cos \beta}.$$

3.13 Определение уточненного межосевого расстояния, мм:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}.$$

3.14 Определение диаметров вершин и диаметров впадин зубьев, мм:

$$d_{a1,a2} = d_{1,2} + 2m$$

$$d_{f1,f2} = d_{1,2} - 2,4m$$

3.15 Определение длины ступиц колеса и шестерни, мм:

$$L_{cm1,2} = 1,5D_{B1,2}.$$

3.16 Определение наружного диаметры ступиц колеса и шестерни,

мм:

$$D_{cm1,2} = 1,6D_{B1,2}.$$

3.17 Определение толщина обода зубчатого венца колеса и шестерни,

мм:

$$\delta = 2,25m.$$

Толщина обода зубчатого колеса (δ) должна быть не менее 8 мм.

3.18 Определение толщины диска, мм:

$$s = 0,33b_2.$$

В дальнейшем для проектирования используют уточненные (фактические) значения геометрических элементов.

3.19 Определение силовых факторов в зацеплении:

Окружная сила в зацеплении, Н:

$$F_t = \frac{2M_2}{d_2}.$$

Радиальная сила в зацеплении, Н:

для прямозубых колес

$$F_r = F_t \tan \alpha;$$

для косозубых и шевронных колес

$$F_r = \frac{F_t \tan \alpha}{\cos \beta},$$

где α - стандартный угол эвольвентного зацепления, ($\alpha = 20^\circ$).

Осевая сила в зацеплении, Н:

Определяется только для косозубых передач:

$$F_a = F_t \tan \beta.$$

Проверочный расчет

3.20 Проверка соблюдения условия прочности по контактным напряжениям, МПа:

для прямозубой передачи:

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w i} \cdot \sqrt{\frac{M_2 K_{H\beta} K_{HV} (i+1)^3}{b_2}},$$

для косозубой и шевронной передач:

$$\sigma_H = \frac{266}{a_w i} \cdot \sqrt{\frac{M_2 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} (i+1)^3}{b_2}},$$

где $K_{H\alpha}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений между зубьями ($K_{H\alpha} = 1,01 \dots 1,12$);

K_{HV} - коэффициент динамической нагрузки:

для прямозубой - $K_{HV} = 1,01 \dots 1,2$;

для косозубой и шевронной - $K_{HV} = 1,05 \dots 1,1$.

Условие прочности по контактным напряжениям имеет вид:

$$\sigma_H = (0,9 \dots 1,05) [\sigma_H].$$

Если условие прочности не выполняется, то следует изменить ширину венца колеса b_2 . Если эта мера не даст результатов, то следует увеличить межосевое расстояние a_w , либо назначить более прочные материалы колес или другую термообработку, пересчитать контактные напряжения.

3.21 Проверка соблюдения условия прочности по напряжениям зубьев на изгиб, МПа:

Определение напряжений изгиба в материале зубьев:

$$\sigma_{F2} = Y_F Y_\beta \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV},$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}},$$

где Y_{F2}, Y_{F1} - коэффициент формы зуба (ГОСТ 21354-75), определяется по таблице таблица 3.6. путем интерполирования имеющихся значений к табличным, при условии нарезания зубьев с нулевым смещением ($\chi_e = 0$), в случае других значений смещения коэффициенты формы зуба выбираются по таблицам в специализированной литературе:

Таблица 3.6 - Значения стандартных коэффициентов формы зуба (выдержка)

Число зубьев, z	17	20	25	30	40	50	60	80 и более
Y_F	4,28	4,09	3,90	3,80	3,70	3,66	3,62	3,60

$K_{F\alpha}$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями:

для прямозубых колес $K_{F\alpha} = 1$,

для косозубых и шевронных колес $K_{F\alpha} = 0,72 \dots 0,91$

$K_{F\beta}$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца ($K_{F\beta} = 1,01 \dots 1,73$);

K_{FV} - коэффициент динамичности

для прямозубых колес - $K_{FV} = 1,2 \dots 1,4$;

для косозубых и шевронных колес - $K_{FV} = 1,05 \dots 1,2$;

Y_{β} - коэффициент, учитывающий наклон зуба ($Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta^{\circ}}{140^{\circ}}$).

3.22 Проверка соблюдения условия прочности по напряжениям изгиба (производиться по каждому значению $[\sigma_{F1}]$ и $[\sigma_{F2}]$), МПа:

Условие прочности по напряжениям изгиба имеет вид:

$$\sigma_F \leq (1,0 \dots 1,05)[\sigma_F]$$

Если при расчете σ_F много меньше $[\sigma_F]$, то это допустимо, так как нагрузочная способность большинства передач ограничивается контактной прочностью. При невыполнении условия прочности на изгиб следует увеличить модуль зубьев, соответственно пересчитать количество зубьев.

При соблюдении требований прочностных расчетов производится определение остальных геометрических характеристик зубчатых колес.

4. Расчет конических зубчатых передач

Методика проведения прочностных расчетов и определение геометрических параметров конических передач проводятся аналогично расчетам цилиндрических передач, однако существует ряд отличий, обусловленных конструктивными особенностями.

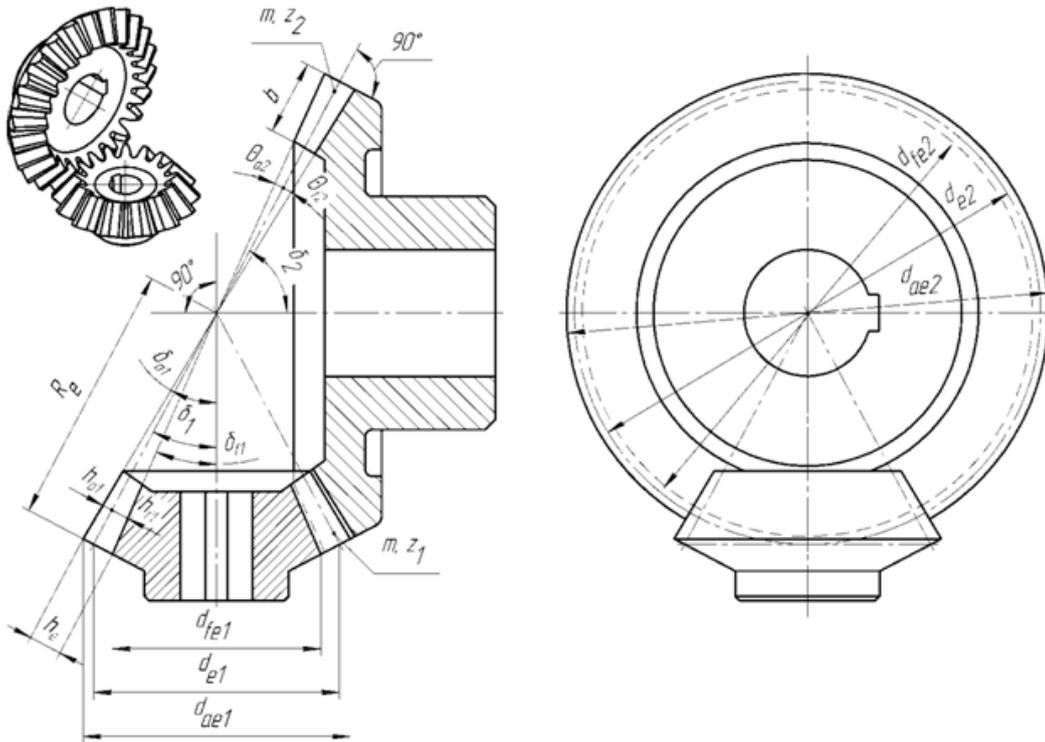


Рисунок 4.1 - Схема зубчатой конической пары

Угол между осями валов Σ , может быть любым, но наибольшее распространение получил угол $\Sigma=90^\circ$. Очевидно, что $\Sigma=\delta_1+\delta_2$, где δ_1 и δ_2 – углы делительных конусов шестерни и колеса соответственно (рисунок 4.1).

Выбор материала и твердости колес.

Допускаемые контактные напряжения и напряжения изгиба определяют отдельно для шестерни $[\sigma_{H1}]$, $[\sigma_{F1}]$ и колеса $[\sigma_{H2}]$, $[\sigma_{F2}]$. Предварительно определяют среднюю твердость рабочих поверхностей зубьев:

$$HB_{cp} = 0,5(HB_{max} + HB_{min}),$$

где HB_{max} и HB_{min} – максимальное и минимальное значение твердости материал, применяемого для изготовления колеса и шестерни, соответственно.

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ и $[\sigma_F]$ определяют по формулам:

$$[\sigma_{H1,2}] = \sigma_{Hlim} Z_N,$$

$$[\sigma_{F1,2}] = \sigma_{Flim} Y_N,$$

где коэффициент долговечности при расчете по контактным напряжениям:

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{HG}}{N}}, \text{ при условии } 1 \leq Z_N \leq Z_{Nmax}$$

где $Z_{Nmax} = 2,6$ - для материалов с однородной структурой (улучшенных, объемно-закаленных);

$Z_{Nmax} = 1,8$ - для поверхностно-упрочненных материалов (закалка ТВЧ, цементация, азотирование);

$Z_N = 1,0$ - остальных случаев.

Коэффициент долговечности при расчете на изгиб:

$$Y_N = \sqrt[q]{\frac{N_{FG}}{N}}, \text{ при условии } 1 \leq Y_N \leq Y_{Nmax}$$

где $Y_{Nmax} = 4$, $q = 6$ - для улучшенных зубчатых колес;

$Y_{Nmax} = 2,5$, $q = 9$ - для закаленных и поверхностно-упрочненных зубьев;

$Y_N = 1,0$ - остальных случаев.

Базовые числа циклов нагружений:

- при расчете на контактную прочность $N_{HG} = 30 \cdot HB_{cp}^{2,4} \leq 12 \cdot 10^7$;

- при расчете на изгиб $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$.

Действительные числа циклов перемены напряжений:

- для колеса $N_2 = 60n_2L_h$;

- для шестерни $N_1 = N_2 \cdot i$, где L_h - время работы передачи, ч.

Значения σ_{Hlim} и σ_{Flim} принимают:

$$\sigma_{Hlim} = 1,8HB_{cp} + 67, \quad \sigma_{Flim} = 1,03HB_{cp}.$$

Результаты округляют до целого числа. При дальнейших расчетах в формулы подставляют наименьшее из значений $[\sigma_{H1,2}]$ или $[\sigma_{F1,2}]$.

Проектный расчет

4.1 Определение диаметра внешней делительной окружности.

Диаметр внешней делительной окружности колеса:

$$d'_{e2} = 165 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot i \cdot M_2}{\mathcal{G}_H \cdot [\sigma]_H^2}},$$

где K_{HV} - коэффициент расчетной динамической нагрузки,

(для прямозубой - $K_{HV} = 1,01 \dots 1,2$; для кругового зуба - $K_{HV} = 1,05 \dots 1,1$).

\mathcal{G}_H - коэффициент вида зуба:

для прямозубых колес $\mathcal{G}_H = 1,0$;

для колес с круговым зубом $\mathcal{G}_H = 1,85$ при твердости колеса $H \leq 350$ HB,

$\mathcal{G}_H = 1,5$ при твердости колеса $H \leq 350$ HB и шестерни $H > 45$ HRC;

$K_{H\beta}$ - коэффициент распределения нагрузки по ширине венца,

$K_{H\beta}$ определяют по формуле:

$$K_{H\beta} = \frac{1 + 2 \cdot \psi_{bd}}{S} \leq 2,0,$$

где $S = 2$ (при консольном расположении колеса),

$$\psi_{bd} = 0,166 \cdot \sqrt{i^2 + 1}.$$

При скорости колеса меньше 15 м/с - $K_{H\beta} = 1$.

M_2 - вращающий момент на ведомом валу передачи, Н*мм;

4.2 Определение углов делительных конусов.

Углы делительных конусов колеса и шестерни, град:

$$\delta_2 = \arctan i, \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2.$$

4.3 Определение конусного расстояния, мм:

$$R_e = \frac{d'_{e2}}{2 \cdot \sin \delta_2}.$$

Внешнее конусное расстояние R_e определяет габариты передачи при дальнейших расчетах.

4.4 Определение ширины колес, мм:

$$b_1 = b_2 = 0,285R_e$$

4.5 Определение модуля передачи.

Внешний окружной модуль передачи, мм:

$$m_e (m_{te}) \geq \frac{14 \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot M_2}{d'_{e2} \cdot b \cdot \mathcal{G}_F \cdot [\sigma]_F},$$

где $[\sigma_F]$ - меньшее значение из $[\sigma_{F1}]$ или $[\sigma_{F2}]$, МПа;

$K_{F\beta} = 1$ - коэффициент распределения нагрузки по ширине венца;

$K_{Fv} = 1,5$ - коэффициент расчетной динамической нагрузки;

\mathcal{G}_F - коэффициент вида зуба:

для прямозубых колес $\mathcal{G}_F = 0,85$;

для колес круговым зубом $\mathcal{G}_F = 1,00$.

M_2 - вращающий момент на ведомом валу передачи, Н*мм;

4.6 Определение числа зубьев колес.

Число зубьев колеса: $z_2 = \frac{d'_{e2}}{m_e}$

Число зубьев шестерни: $z_1 = \frac{z_2}{i}$

4.7 Определение фактического передаточного числа.

Фактическое передаточное число определяют по формуле:

$$i_{\text{факт}} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

Фактическое значение передаточного числа не должно отличаться от номинального более чем на 4 %:

$$\delta = \frac{|i_{\text{факт}} - i_{\text{т,б}}|}{i_{\text{т,б}}} 100 \leq 4\%$$

4.8 Определение геометрических размеров колес.

Углы делительных конусов колеса и шестерни, град:

$$\delta_2 = \arctan i_{\text{факт}}, \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2$$

Делительные диаметры колеса и шестерни, мм:

$$d_{e1} = m_e z_1,$$

$$d_{e2} = m_e z_2.$$

Средний делительные диаметры колеса и шестерни, мм:

$$d_{m1} \approx 0,857 d_{e1},$$

$$d_{m2} \approx 0,857 d_{e2}$$

Диаметры вершин зубьев колеса и шестерни (для прямозубой передачи),

мм:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2(1 + \chi_e) m_e \cos \delta_1,$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2(1 - \chi_e) m_e \cos \delta_2.$$

Диаметры впадин зубьев колеса и шестерни (для прямозубой передачи),

мм:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2(1,2 - \chi_e) m_e \cos \delta_1,$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2(1,2 + \chi_e) m_e \cos \delta_2.$$

Коэффициенты смещения для шестерни и колеса χ_{e1} определяют по формуле:

$$\chi_e = 2,6 i^{0,14} z_{1,2}^{-0,67}.$$

Для расчетов геометрических параметров зубчатых колес конических передач с круговым зубом применяются формулы с отличными значениями коэффициентов, ознакомиться с подобными расчетами можно в специализированной литературе.

Толщина диска или обода колеса принимают меньшей из двух значений:

$$S_{\text{заг}} = 8m_e, \quad C_{\text{заг}} = 0,5b.$$

При этом должно соблюдаться условие:

$$S_{\text{заг}} \leq S_{\text{пред}}, \quad D_{\text{заг}} \leq D_{\text{пред}},$$

$D_{\text{пред}}, S_{\text{пред}}$ – определяются по таблице 3.1.

4.9 Определение сил в зацеплении.

Окружная сила на среднем диаметре колеса, Н:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_2}{d_{m2}}.$$

Осевая сила на шестерне, Н:

$$F_{a1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1.$$

Осевая сила на колесе, Н:

$$F_{a2} = F_{r1}.$$

Радиальная сила на шестерне, Н:

$$F_{r1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1.$$

Радиальная сила на колесе, Н:

$$F_{r2} = F_{a1}.$$

Проверочный расчет

4.10 Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба.

Напряжения изгиба в зубьях колеса σ_{F2} и шестерни σ_{F1} :

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} Y_{\beta} \frac{F_1}{\vartheta_F m_e (m_{te}) b} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv},$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}},$$

где Y_{F2}, Y_{F1} - коэффициент формы зуба, определяется по таблице 4.1 путем интерполирования имеющихся значений к табличным, при условии нарезания зубьев с нулевым смещением ($\chi_e = 0$), в случае других значений смещения коэффициенты формы зуба выбираются по таблицам в специализированной литературе:

Таблица 4.1 – Коэффициент формы зуба Y_F

Z_v	17	20	25	30	40	50	60	80	100
Y_F	4,27	4,07	3,90	3,80	3,70	3,65	3,63	3,61	3,6

Здесь $Z_{v1,2}$ – эквивалентное число зубьев:

$$Z_{v1,2} = \frac{Z_{1,2}}{\cos \delta_{1,2} \cos^3 \beta},$$

при проектировании прямозубых колес - $\cos^3 \beta = 1$, для колес с круговым зубом принимается $\beta = 35^\circ$.

$Y_\beta = 1$ -коэффициент наклона зуба;

$K_{F\alpha} = 1$ - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями прямозубых колес и колес с круговым зубом;

$K_{F\beta}$ - коэффициент распределения нагрузки по ширине венца;

K_{Fv} - коэффициент расчетной динамической нагрузки;

ϑ_F - коэффициент вида зуба;

$m_e(m_{te})$ - модуль передачи;

b - ширина колеса.

Условие прочности по напряжениям изгиба имеет вид:

$$\sigma_F \leq (1,0 \dots 1,05)[\sigma_F]$$

Если при расчете σ_F много меньше $[\sigma_F]$, то это допустимо, так как нагрузочная способность большинства передач ограничивается контактной прочностью. При невыполнении условия прочности на изгиб следует увеличить модуль зубьев $m_e(m_{te})$, соответственно пересчитать количество зубьев, при этом внешний делительный диаметр колеса не изменится, а следовательно не нарушится контактная прочность.

4.11 Проверка зубьев колес по контактным напряжениям.

Расчетное контактное напряжение:

$$\sigma_H = 470 \sqrt{K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} \frac{F_t \sqrt{i^2 + 1}}{\vartheta_H d_{e2} b}},$$

где $K_{H\alpha} = 1$ - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями прямозубых колес и колес с круговым зубом-

$K_{H\beta}$ - коэффициент распределения нагрузки по ширине венца,

K_{Hv} - коэффициент расчетной динамической нагрузки;

ϑ_H - коэффициент вида зуба;

d_{e2} - делительные диаметры колеса.

Условие прочности по контактным напряжениям имеет вид:

$$\sigma_H \leq (0,9 \dots 1,05)[\sigma_H]$$

Если условие прочности не выполняется, то следует изменить ширину венца колеса и шестерни. Если эта мера не даст результатов, то следует увеличить внешний делительный диаметр d_{e2} , либо назначить более прочные материалы колес или другую термообработку, пересчитать контактные напряжения.

5. Расчет ременной передачи

Для реализации ременной передачи используются стандартные ремни, производимые промышленностью. Следовательно, расчет ременной передач сводится к выбору ремня и определению геометрических параметров шкивов, при условии соблюдения требований, предъявляемых к передаче (соблюдение передаточного отношения, обеспечение передаваемой мощности и т.д.) рисунок 5.1.

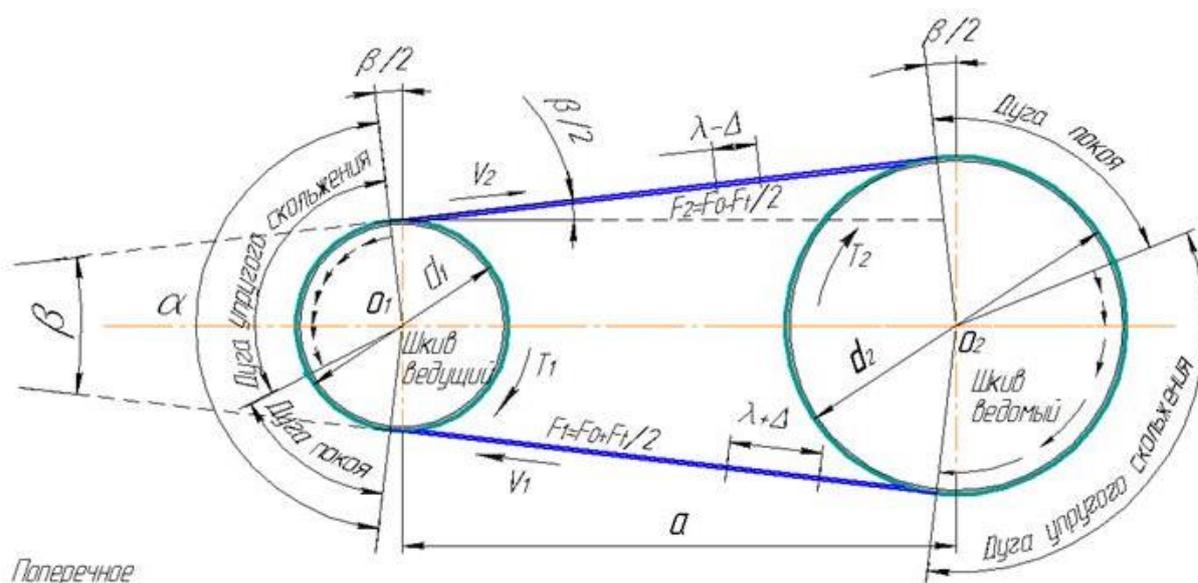


Рисунок 5.1 - Схема и геометрические параметры ременной передачи

Подбор ремня сводится к выбору его **типа, размера поперечного сечения и длины.**

В настоящее время в машиностроении наиболее широкое применение нашли клиновые и поликлиновые ремни, но еще встречаются конструкции механизмов с использованием плоских ремней (рисунок 5.2).



Рисунок 5.2 - Типы ремней по форме поперечного сечения

Плоские ремни бывают:

- а) кожаные - лучший тип ремней;
- б) прорезиненные - основной наиболее распространенный тип;
- в) текстильные тканые - шерстяные, хлопчатобумажные и из синтетических материалов.

г) плёночные – современные ремни из тонких сплетённых и вулканизированных полиамидами углеволоконных нитей, не уступающих по прочности стальным. Эти ремни выпускаются без сшивки.

Клиновые ремни стандартизованы по сечению и длине, не имеют сшивки и состоят из центрального армирующего слоя, окруженного резиновым сердечником в форме трапеции, который защищен снаружи слоями прорезиненной ленты.

Клиновые ремни работают боковыми гранями, угол между которыми составляет около 40° , поэтому трапециевидные канавки на шкивах должны обеспечить значительный радиальный зазор между ремнем и дном канавки. Число ремней на шкиве колеблется от 1 до 8, но обычно от 1 до 4. По размеру и типу сечения ремни выпускаются нормального сечения типы ремней (в скобках приводится отечественное обозначение) - Z(O), A, B(Б), C(В), D(Г), E(Д), EO(E) (ГОСТ 1284.1-89) и узкого сечения – SPZ(УО), SPA(УА), SPB(УБ), SPC(УВ) (ГОСТ 1284.2-89) рисунок 5.3.

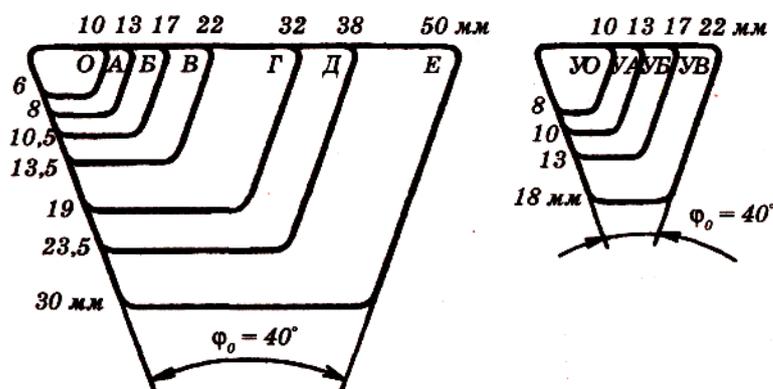


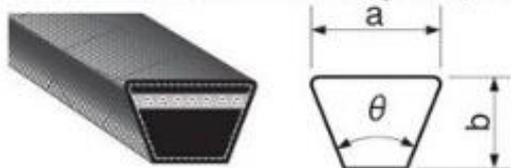
Рисунок 5.3 - Схема сечения клиновых ремней

Узкие ремни передают в 1,5 - 2 раза большие мощности, чем нормальные ремни, и допускают работу при скорости 50 м/с. Это дает возможность умень-

шить число ремней в комплекте и ширину шкивов. Четыре сечения этих ремней полностью заменяют семь сечений нормальных ремней.

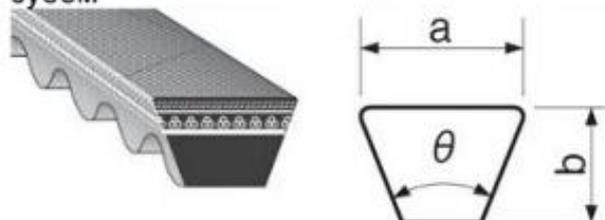
Для каждого типа (сечения ремня) в таблицах указываются: размеры сечения, площадь сечения, длина, минимальный диаметр шкива, допускаемая нагрузка и вес. Кроме ремней, выполненных по ГОСТ, существует отличающийся сортамент для автотракторной промышленности, изготавливаемые по ТУ. Промышленность выпускают широкий ассортимент типоразмеров клиновых ремней, имеющих конструктивные особенности (рисунок 5.4).

Классические клиновые приводные ремни



ТИП	Ширина по верхней грани, а, мм	Высота, b, мм	Угол профиля, θ	Минимальный диаметр шкива, мм
Z (0)	10	6	40°	50
A	13	8	40°	71
B	17	11	40°	112
C	22	14	40°	180
D	32	18	40°	355
E (38)	38	23	40°	500
E (40)	40	25	40°	500

Клиновые приводные ремни с фасонным зубом



ТИП	Ширина по верхней грани, а, мм	Высота, b, мм	Угол профиля, θ	Минимальный диаметр шкива, мм
AX	13	8	40°	63
BX	17	11	40°	90
CX	22	14	40°	140

Узкие клиновые приводные ремни (усиленные)



ТИП	Ширина по верхней грани, а, мм	Высота, b, мм	Угол профиля, θ	Минимальный диаметр шкива, мм
SPZ	9,7	8	40°	63
SPA	12,7	10	40°	90
SPB	16,3	13	40°	140
SPC	22	18	40°	224
3V	9,5	8	40°	67
5V	15,9	13,5	40°	150
8V	25,4	22,2	40°	300

Узкие клиновые ремни (усиленные) с фасонным зубом



ТИП	Ширина по верхней грани, а, мм	Высота, b, мм	Угол профиля, θ	Минимальный диаметр шкива, мм
SPZX (XPZ)	9,7	8	40°	56
SPAX (XPA)	12,7	10	40°	71
SPBX (XPB)	16,3	13	40°	112
3VX	9,5	8	40°	56
5VX	15,9	13,5	40°	112

Рисунок 5.4 - Примеры конструктивных особенностей клиновых ремней (выдержка)

5.1 Расчет плоскоремненной передачи

Хотя плоскоремненные передачи не нашли широкого распространения в машиностроении, тем не менее в настоящее время данный вид передачи применяется в отдельных узлах и агрегатах. Предлагаемая ниже методика, позволяет определить силовые и геометрические параметры данной передачи.

Проектный расчет

5.1.1 Определение диаметра меньшего (ведущего) шкива, мм:

$$D_1 = (1100...1300) \cdot \sqrt[3]{\frac{N_1}{n_1}},$$

где D_1 - диаметр ведущего шкива, мм;

N_1 - мощность на ведущем шкиве, кВт;

n_1 - число оборотов ведущего шкива, об/мин.

Полученное значение округляют до ближайшего большего стандартного (таблица 5.1).

Таблица 5.1 - Основные размеры шкивов (по ГОСТ 17383-80), мм (выборка).

Диаметр D	Допус- каемое откло- нение	Диаметр D	Допус- каемое откло- нение	Ширина B	Допус- каемое откло- нение	Стрелка выпук- лости обода y	Применять по ширине ремня b	
50	±1	400	±3	40	-2	1	30	
63		450		50	-2	1	40	
80		500		60	-2	1	50	
90	±2	560	±4	70	-2	1,5	60	
100		630		85	-2	1,5	(70), 75	
112		710		100	-4	1,5	80, 85, 90	
125		800		125	-4	2	100	
140		900		150	-4	2	125	
160		1000		1120	175	-6	2,5	150
180					200	-6	2,5	175
200	225		-6		2,5	200		
225	±3	1250	±6	250	-8	2,5	225	
250		1400		300	-8	3	250, 275	
280		1600		350	-8	3	300	
320		1800		400	-10	3	350	
360		2000		450	-10	4	400	
		2250		500	-10	4	450	
				600	-10	4	500, 550	

5.1.2 Определение окружной скорости ведущего шкива, м/с:

$$v_1 = 0,5 \cdot \omega_1 \cdot D_1 \leq [v]$$

Полученное значение сравниваем с рекомендуемым значением наибольшей скорости (таблица 5.2).

Таблица 5.2 - Характеристики прорезиненных и синтетических ремней

Параметр	Прорезиненные ремни конечной длины	Бесконечные ремни	
		Синтетические (I)	Кордшнуровые (II)
Ширина ремня (толщина прокладки), мм	20...500* (3...6)	10...100 (0,5...0,7)	30...60 (2,2...4)
Рекомендуемая наибольшая скорость v , м/с	30	100	≤ 40
Передаваемые нагрузки	Малые, средние, большие	Малые	Малые, средние
Удельная тяговая способность	Высокая	Средняя	Высокая
Допускаемые кратковременные перегрузки	<1,3	<1,2	<1,3
Плотность материала ремня ρ , кг/м ³	$1,25 \cdot 10^3$	$0,8 \cdot 10^3$	$1,1 \cdot 10^3$
Рекомендуемое (допускаемое) отношение диаметра ведущего шкива к толщине ремня D_{min}/δ	40 (30)	100...150 (50...70)	>70(>40)
*Ширина ремней, мм: 20, 25, 32, 40, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 500			

5.1.3 Определение диаметра ведомого шкива, мм:

$$D_2 = D_1 \cdot i \cdot (1 - \varepsilon),$$

где D_2 - диаметр ведомого шкива, мм;

i - передаточное число;

ε - коэффициент скольжения.

Полученное значение округляем до ближайшего меньшего стандартного значения.

5.1.4 Определение передаточного числа и окружной скорости ведущего шкива:

$$i = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \varepsilon)} ; \quad v_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60}.$$

Фактическое значение передаточного числа не должно отличаться от номинального более чем на 4 %:

$$\delta = \frac{|i - i_{\text{рем}}|}{i_{\text{рем}}} 100 \leq 4\%.$$

5.1.5 Определение предварительного межосевого расстояния A , мм:

$$(D_1 + D_2) \leq A \leq 2,5 \cdot (D_1 + D_2).$$

5.1.6 Определение длины ремня, мм:

$$L = 2A + 0,5 \cdot \pi \cdot (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}.$$

На шивку плоских ремней к вычисленному значению L прибавляют 100...400 мм. Полученное значение L , мм, принять по стандарту.

Для прорезиненных ремней из ряда чисел: 500, 550, 600, 700, 750, 800, 850, 900, 1000, 1050, 1150, 1200, 1250, 1300, 1400, 1450, 1500, 1600, 1700, 1800, 2000, 2500, 3000, 3500, 4000.

5.1.7 Определение фактического межосевого расстояния A_ϕ , по вычисленной длине ремня:

$$A_\phi = \frac{2L - \pi \cdot (D_2 + D_1) + \sqrt{[2L - \pi \cdot (D_2 + D_1)]^2 - 8 \cdot (D_2 - D_1)^2}}{8}.$$

5.1.8 Определение угла охвата ремнем ведущего шкива, град:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{57^\circ \cdot (D_2 - D_1)}{A_\phi} \geq [\alpha_1],$$

где α_1 - угол охвата ремнем ведущего (малого) шкива, град;

$[\alpha_1]$ - допускаемое значение угла охвата, для плоскоремennых передач рекомендуется $[\alpha_1] \geq 150^\circ$.

Если угол охвата меньше 150° , то увеличивают фактическое межосевое расстояние и производят перерасчет.

5.1.9 Проверка долговечности по частоте пробегов ремня $[n]_n, c^{-1}$:

$$[n]_n = \frac{v_1}{L} \leq [n]_n ,$$

где $[n]_n$ - допускаемая частота пробегов.

Частота пробегов является показателем долговечности ремня: чем больше, тем больше число циклов при том же времени работы или тем меньше долговечность при том же уровне напряжений.

Для достижения средней долговечности, равной 2000...3000 ч, рекомендуют ограничивать частоту пробегов, принимая для ремней:

плоских прорезиненных $[n]_n=10 c^{-1}$;

плоских кордшнуровых $[n]_n=15 c^{-1}$;

плоских синтетических $[n]_n=50 c^{-1}$;

клиновых $[n]_n=20 c^{-1}$;

поликлиновых $[n]_n=30 c^{-1}$.

Если это условие не выполняется, то надо увеличить фактическое межосевое расстояние.

5.1.10 Определение полезного напряжения в ремне, МПа:

$$\sigma_{\Pi} = C - W \frac{\delta}{D_{min}} \leq [\sigma_{\Pi}],$$

где σ_{Π} - полезные напряжения возникающие в ремне;

δ - толщина ремня, мм;

D_{min} - диаметр ведущего шкива (меньшего);

C, W - эмпирические коэффициенты, зависящие от вида ремня, определяются по таблице 5.3.

Таблица 5.3 - Эмпирические коэффициенты, зависящие от вида ремня

Вид ремня	C	W
1. Резинотканевые	2,45	9,81
2. Х/б	2,06	14,7
3. Кожаные	2,84	29,4

σ_{Π} - допускаемые значение полезного напряжения, определяется в зависимости от типа ремня и геометрических параметров по таблице 5.4.

Таблица 5.4 - Допускаемые значение полезного напряжения плоских ремней, МПа.

δ/D_{min}	20	25	30	35	40	45	50	60	75	100
Резинотканевых		(2,10)	2,17	2,21	2,25	2,28	2,30	2,33	2,37	2,40
Кожаных	(1,40)	1,70	1,90	2,04	2,15	2,23	2,30	2,40	2,50	2,60
Хлопчатобумажных тканых	(1,35)	1,50	1,60	1,67	1,72	1,80	1,85	1,90	1,90	1,95
Шерстяных	(1,05)	1,20	1,30	1,37	1,42	1,47	1,50	1,55	1,60	1,65

5.1.11 Определение допускаемого проектного полезного напряжения,

МПа:

$$[\sigma_{\Pi\Pi}] = [\sigma_{\Pi}]K_{\alpha}K_vK_x,$$

где K_{α} - коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата меньшего шкива;

K_v - скоростной коэффициент, учитывающий ослабление сцепления ремня со шкивом под действием центробежной силы;

K_x - коэффициент, учитывающий вид передачи и ее расположение;

Таблица 5.5 -Значения поправочных коэффициентов k
(приведены для плоскоременной открытой передачи)

Коэффициент угла охвата α_1 на меньшем шкиве k_α								
Угол охвата α_1 , град		120	130	140	150	160	170	180
k_α	для плоских ремней	-	-	-	0,91	0,94	0,97	1,0
	для клиновых ремней	0,83	0,86	0,89	0,92	0,95	0,98	1,0
Коэффициент влияния натяжения от центробежной силы k_v								
Скорость ремня v , м/с		1	5	10	15	20	25	30
k_v	для плоских ремней	1,04	1,03	1,0	0,95	0,88	0,79	0,68
	для клиновых ремней	1,05	1,04	1,0	0,94	0,85	0,74	0,6

Коэффициент угла наклона линии центров шкивов к горизонту k_x			
Угол наклона θ , град	0-60		60-80
k_x	1		0,9
			80-90
			0,8

Коэффициент динамичности нагрузки и длительности работы k_H			
Характер нагрузки	Спокойная	С умеренными колебаниями	Со значительными колебаниями
k_H	1,0	0,9	0,8

Примечание: значения коэффициента k_H приведены для односменной работы; при двухсменной работе коэффициент k_H снижают на 0,1, а при трехсменной на 0,2.

5.1.12 Определение окружной силы на ведущем шкиву F_t , Н:

$$F_t = F_1 - F_2 = \frac{2M_1}{D_1},$$

где F_1, F_2 - силы натяжения соответственно ведущей и ведомой ветвей ремня, Н;

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}; \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2},$$

где F_0 - усилие, предварительного натяжения ремня, Н:

$$F_0 = \sigma_0 \cdot S,$$

где S - требуемую площадь поперечного сечения ремня, для синтетических ремней $\sigma_0=3$ МПа, для кордошнуровых прорезиненных ремней $\sigma_0=2$ МПа.

5.1.13 Определение геометрических параметров поперечного сечения

плоского ремня.

Площадь поперечного сечения ремня, мм:

$$S = \frac{F_t}{[\sigma_{пп}]}$$

Ширину поперечного сечения ремня, мм:

$$b = \frac{S}{\delta}$$

Толщину поперечного сечения ремня, мм:

$$\delta = 2,8 \dots 180 \text{ мм.}$$

По полученным результатам определяем фактические размеры ремня по табличным данным:

Таблица 5.6 - Параметры для бесконечных ремней(выдержка)

Материалы и виды фрикционного покрытия ремней	Толщина δ , мм	Ширина b , мм	Внутренняя длина (номинальная) L , мм
Капроновая ткань просвечивающая или плотняного переплетения, покрытия пленкой из полиамида в соединении с нитрильным каучуком	0,3...0,5	10, 15, 20	250, 260, 280, 300, 320, 340, 350, 380, 400, 420, 450, 480, 500, 530, 560, 600, 630, 670, 710, 750, 800, 850, 900, 950
		25, 30, 40, 50	1000, 1060, 1120, 1180, 1250, 1320, 1400
	0,5...0,7	60	1500, 1600, 1700, 1800, 1900, 2000
		80, 100	2120, 2240, 2340, 2360, 2500, 2650, 2800, 3000, 3150, 3350
Кордшнуровые прорезиненные	2,2; 2,5; 2,8; 3,1; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 125; 140; 160; 170;180.	35, 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100	500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1320, 1400, 1600, 1700, 1800, 2000, 2240, 2800, 3000, 3150, 3550, 4000, 4500

5.1.14 Определение требуемой ширины шкива, мм:

$$B = (1,10 \dots 1,15) \cdot b,$$

Полученное значение согласовываем со стандартным значением (таблица 5.1).

5.1.15 Определение нагрузки на вал ведущего шкива

и подшипники, Н:

$$F_{\Pi} = 2 \cdot F_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right),$$

Условие справедливо для работы на холостом ходу передачи (без учета силы тяжести шкивов).

Проверочный расчет

5.1.16 Проверка ремня на прочность.

Расчет на прочность проводим по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви ремня σ_{max} , МПа:

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_{\text{И}} + \sigma_v \leq [\sigma]_p,$$

где

а) σ_1 – напряжение растяжения, МПа;

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{S} + \frac{F_t}{2S} \text{ – в плоском и поликлиновом ремне;}$$

б) $\sigma_{\text{И}}$ – напряжение изгиба, МПа;

$$\sigma_{\text{И}} = E_{\text{И}} \frac{\delta}{D_1} \text{ – в плоском ремне;}$$

Здесь $E_{\text{И}}$ – модуль продольной упругости материала ремня при изгибе (для прорезиненных ремней $E=140$ МПа, для синтетических ремней $E=0,5 \cdot 10^3$ МПа, для кордшнуровых ремней $E=210$ МПа);

в) $\sigma_v = \rho v^2 \cdot 10^{-6}$ – напряжения от центробежных сил, МПа.

Здесь ρ – плотность материала ремня по таблице 5.2;

v – окружная скорость ремня, м/с.

г) $[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение растяжения, МПа;

$$[\sigma]_p = 8 \text{ МПа – для плоских ремней;}$$

Если $\sigma_{max} > [\sigma]_p$, то следует увеличить диаметр ведущего шкива или принять большее сечение ремня и повторить расчет передачи.

5.2 Расчет клиноременной и поликлиновой передачи

Проектный расчет

5.2.1 Определение характеристик приводного ремня.

Выбор сечения ремня производят по номограмме (рис. 5.5-5.7), в зависимости от мощности, передаваемой ведущим шкивом N_1 , кВт и его частоты вращения n_1 , об/мин (см. таблицу 2.5). При передаче большой мощности применяют несколько клиновых ремней или увеличивают число клиньев поликлинового ремня.

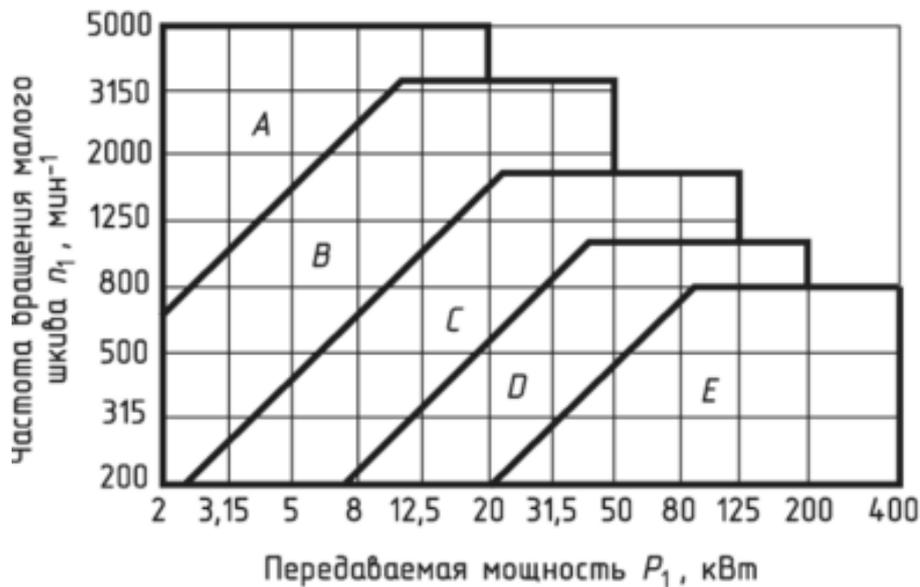


Рисунок 5.5 - Номограмма для выбора клиновых ремней нормального сечения

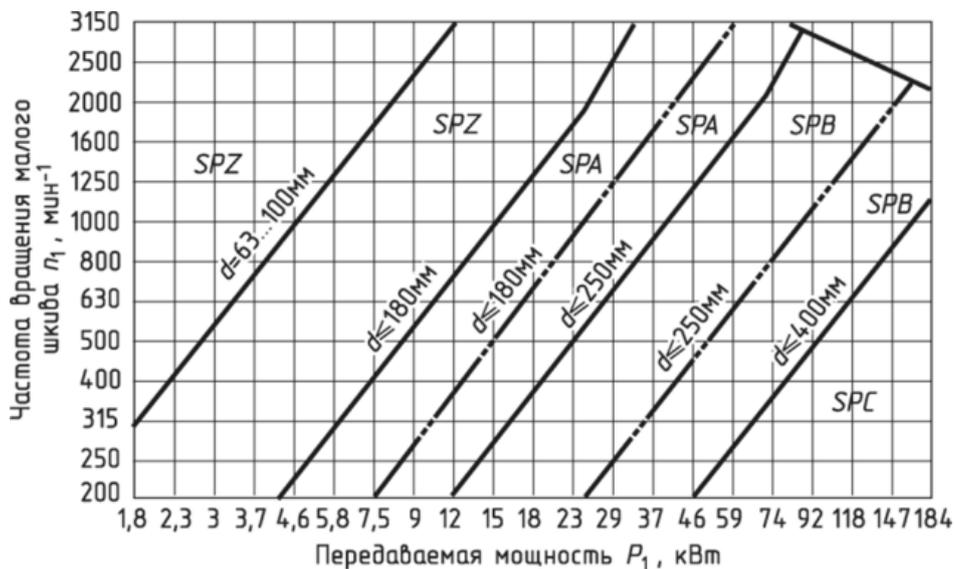


Рисунок 5.6 - Номограмма для выбора клиновых ремней узкого сечения

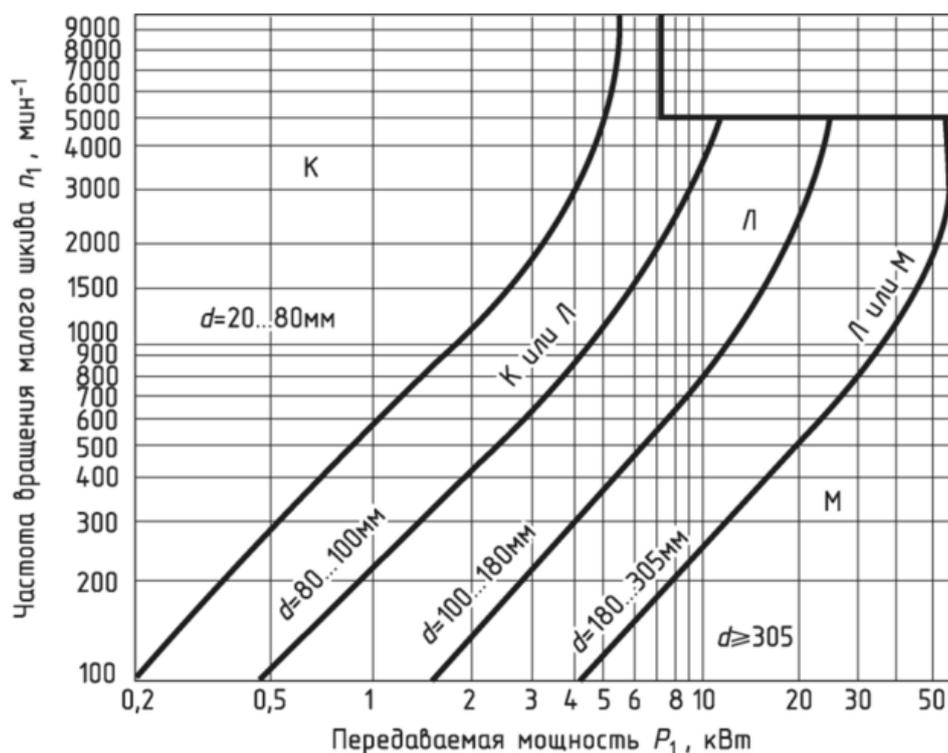


Рисунок 5.7 - Номограмма для выбора поликлиновых ремней

5.2.2 Определение минимально диаметра шкива.

Определение минимально допустимого диаметра ведущего шкива D_{1min} выполняется по таблице 5.6 или рисунку 5.4, в зависимости от выбранного сечения ремня.

Таблица 5.6 - Минимальные значения диаметра меньших шкивов для передачи наибольших моментов

профиль нормального сечения							
профиль ремня	Z(O)	A	B(Б)	C(B)	D(Г)	E(Д)	EO(E)
$D_{1min}, мм$	63	75	125	200	335	450	450
профиль узкого сечения							
профиль ремня	SPZ(YO)	SPA(YA)	SPB(YБ)	SPC(YВ)			
$D_{1min}, мм$	63	90	140	224			
поликлиновый профиль							
профиль ремня	K	L	M				
$D_{1min}, мм$	40	80	180				

5.2.3 Определение диаметра ведущего шкива D_1 .

В целях повышения срока службы ремней рекомендуется применять ведущие шкивы с диаметром D_1 на 1...2 порядка выше $D_{1\min}$ из стандартного ряда по таблице 5.1 или по рисунку 5.4.

5.2.4 Определение диаметра ведомого шкива, мм:

$$D_2 = D_1 \cdot i \cdot (1 - \varepsilon),$$

где D_2 - диаметр ведомого шкива, мм;

i - передаточное число;

ε - коэффициент скольжения ($\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$).

Полученное значение округляем его до **ближайшего меньшего стандартного** по таблице 5.1.

5.2.5 Уточнение передаточного числа.

$$i_\phi = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \varepsilon)}.$$

Отклонение фактического передаточного числа от заданного не должно превышать 3%.

5.2.6 Определение предварительного межосевого расстояние A , мм:

$$A \geq 0,55(D_1 + D_2) + h(H),$$

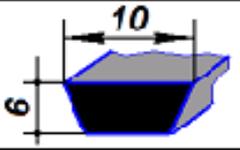
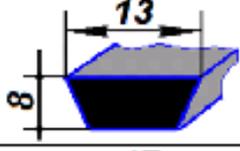
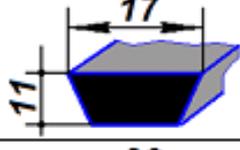
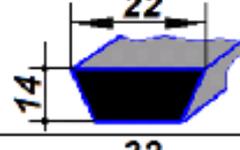
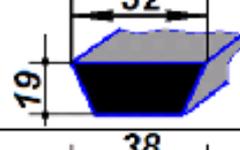
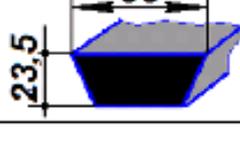
где $h(H)$ – высота клинового (поликлинового) ремня (рисунок 5.3, 5.4).

5.2.7 Определение длины ремня L , мм:

$$L = 2A + 0,5 \cdot \pi \cdot (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}.$$

Полученное значение L , мм, принять в соответствии с ГОСТ по таблице 5.7.

Таблица 5.7 - Значения длин клиновых ремней нормального профиля ГОСТ 1284.1-89 (выдержка)

Обозначение сечения ремня	Размеры сечения ремня, мм	Расчетная длина ремня, мм
Z (0)		500, 530, 560, 600, 630, 670, 710, 750, 800, 850, 900, 950, 1000, 1060, 1090, 1120, 1150, 1180, 1213, 1250, 1180, 1213, 1250, 1320, 1400, 1500, 1600, 1700, 1800, 1900, 2000, 2120, 2240, 2360, 2500
A		500, 530, 560, 600, 630, 670, 710, 750, 800, 850, 900, 950, 1000, 1060, 1120, 1180, 1213, 1250, 1280, 1320, 1350, 1400, 1450, 1500, 1550, 1600, 1625, 1650, 1700, 1750, 1800, 1900, 2000, 2120, 2200, 2240, 2360, 2500, 2650, 2800, 3000, 3150, 3325, 3350, 3450, 3500, 3550, 3650, 4000, 4250, 4500
B (Б)		630, 670, 710, 750, 800, 850, 900, 950, 1000, 1060, 1080, 1100, 1120, 1150, 1180, 1200, 1250, 1320, 1400, 1450, 1500, 1550, 1600, 1625, 1650, 1700, 1750, 1750, 1800, 1900, 2000, 2120, 2240, 2360, 2500, 2650, 2800, 2900, 3000, 3150, 3325, 3350, 3450, 3500, 3550, 3650, 3750, 4000, 4150, 4250, 4500, 4750, 5000, 5300, 5500, 5600, 6000, 6300, 6500, 6700, 7100, 7500, 7620, 8800, 9000
C (В)		1180, 1400, 1500, 1600, 1700, 1800, 1900, 2000, 2120, 2240, 2360, 2500, 2650, 2800, 3000, 3150, 3325, 3350, 3500, 3550, 3600, 3700, 3750, 4000, 4250, 4350, 4500, 4750, 5000, 5300, 5500, 5600, 6000, 6300, 6700, 7100, 7500, 7800, 8000, 8500, 9000, 9500
D (Г)		1600, 1900, 2000, 2120, 2240, 2360, 2500, 2650, 2800, 3000, 3150, 3250, 3350, 3475, 3500, 3550, 3750, 3800, 4000, 4200, 4250, 4500, 4600, 4750, 5000, 5300, 5600, 5800, 6000, 6300, 6500, 6700, 7100, 7500, 8000, 8500, 9000, 9500, 10000, 10200, 10600, 11200, 11800, 12500
E (Д)		4000, 4500, 4750, 5000, 5300, 5600, 6000, 6300, 6700, 7100, 7500, 8000, 8500, 9000, 9500, 10000, 10600, 11200, 11800, 12500, 13200, 14000

Длины ремней узкого профиля соответствуют длинам ремней нормального профиля.

5.2.8 Определение фактического межосевого расстояние A_{ϕ} по стандартной длине ремня, мм:

$$A_{\phi} = \frac{2L - \pi \cdot (D_2 + D_1) + \sqrt{[2L - \pi \cdot (D_2 + D_1)]^2 - 8 \cdot (D_2 - D_1)^2}}{8}$$

5.2.9 Определение угла охвата ремнем ведущего шкива, град:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{D_2 - D_1}{A_{\phi}} \geq [\alpha_1],$$

α_1 - угол охвата ремнем ведущего (малого) шкива, град;

$[\alpha_1]$ - допускаемое значение угла охвата, для клиноремненных и передач с

поликлиновым ремнем рекомендуется $[\alpha_1] \geq 120^\circ$.

Если угол охвата меньше 120° , то увеличивают фактическое межосевое расстояние и производят перерасчет.

5.2.10 Определение окружной скорости ремня v , м/с:

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60} \leq [v],$$

где $[v]$ – допускаемая скорость, м/с;

$[v] = 25$ м/с – для клиновых ремней;

$[v] = 40$ м/с – для узких клиновых и поликлиновых ремней;

5.2.11 Проверка долговечности передачи по частоте пробегов ремня n_n, c^{-1} :

$$n_n = \frac{v}{L} \leq [n]_n,$$

где $[n]_n$ - допускаемая частота пробегов, c^{-1} ;

v - скорость ремня, м/с;

L - длина ремня, м.

Частота пробегов является показателем долговечности ремня: чем больше n_n , тем больше число циклов при том же времени работы или тем меньше долговечность при том же уровне напряжений.

Для достижения средней долговечности, равной 2000...3000 ч, рекомендуют ограничивать частоту пробегов, принимая для ремней:

для клиновых ремней - $[n]_n = 20 c^{-1}$;

для узких клиновых и поликлиновых ремней - $[n]_n = 30 c^{-1}$.

5.2.12 Определение допускаемой мощности, передаваемой одним ремнем.

Определяем допускаемую мощность, передаваемую одним клиновым ремнем $[N_{\Pi}]$, кВт:

$$[N_{\Pi}] = [N_0] k_H k_{\alpha} k_z.$$

Определяем допускаемую мощность, передаваемую поликлиновым ремнем с десятью клиньями $[N_{\Pi}]$, кВт:

$$[N_{\Pi}] = [N_0] k_H k_{\alpha},$$

здесь $[N_0]$ – допускаемая приведенная мощность, передаваемая одним клиновым ремнем или поликлиновым ремнем с десятью клиньями, кВт, выбирается интерполированием из таблицы 5.8, 5.9 в зависимости от его сечения, скорости и диаметра ведущего шкива.

Таблица 5.8 - Допускаемая приведенная мощность $[N_0]$, кВт, передаваемая одним клиновым ремнем

Тип ремня	Сечение	Диаметр меньшего шкива D_1 , мм	Скорость ремня V , м/с							
			2	3	5	10	15	20	25	30
Клиновой	О	63	-	0,33	0,49	0,82	1,03	1,11	-	-
		71	-	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40	-
		80	-	0,43	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65	-
		90	-	0,49	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90	1,85
		100	-	0,51	0,75	1,25	1,69	1,94	2,11	2,08
		112	-	0,54	0,80	1,33	1,79	2,11	2,28	2,27
	А	90	-	0,71	0,84	1,39	1,75	1,88	-2,29	-
		100	-	0,72	0,95	1,60	2,07	2,31	2,82	-
		112	-	0,74	1,05	1,82	2,39	2,74	3,27	2,50
		125	-	0,80	1,15	2,00	2,66	3,10	3,67	3,14
		140	-	0,87	1,26	2,17	2,91	3,42	4,11	3,64
		160	-	0,97	1,37	2,34	3,20	3,78		4,17
	Б	125	-	0,95	1,39	2,26	2,80	-	-	-
		140	-	1,04	1,61	2,70	3,45	3,83	-	-
		160	-	1,16	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88	4,47
		180	-	1,28	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76	5,53
		200	-	1,40	2,10	3,73	4,95	5,95	6,32	6,23
		224	-	1,55	2,21	4,00	5,29	6,57	7,00	7,07
Узкий клиновой	УО	63	-	0,68	0,95	1,50	1,80	1,85	-	-
		71	-	0,78	1,18	1,95	2,46	2,73	2,65	-
		80	-	0,90	1,38	2,34	3,06	3,50	3,66	-
		90	-	0,92	1,55	2,65	3,57	4,20	4,50	4,55
		100	-	1,07	1,66	2,92	3,95	4,72	5,20	5,53
		112	-	1,15	1,80	3,20	3,35	5,25	5,85	6,15
		125	-	1,22	1,90	3,40	4,70	5,70	6,42	6,85
	УА	90	-	1,08	1,56	2,57	-	-	-	-
		100	-	1,26	1,89	3,15	4,04	4,46	-	-
		112	-	1,41	2,17	3,72	4,88	5,61	5,84	-
		125	-	1,53	2,41	4,23	5,67	6,00	7,12	7,10
		140	-	1,72	2,64	4,70	6,30	7,56	8,25	8,43
		160	-	1,84	2,88	5,17	7,03	8,54	9,51	9,94
	УБ	140	-	1,96	2,95	5,00	6,37	-	-	-
		160	-	2,24	3,45	5,98	7,88	9,10	9,49	-
		180	-	2,46	3,80	6,70	9,05	10,6	11,4	11,5
		200	-	2,64	4,12	7,30	10,0	11,9	13,1	13,3
		224	-	2,81	4,26	7,88	10,7	13,0	14,6	15,1

Таблица 5.9 - Допускаемая приведенная мощность [N_0], кВт, передаваемая одним поликлиновым ремнем

Тип ремня	Сечение	Диаметр меньшего шкива D_1 , мм	Скорость ремня V , м/с							
			2	3	5	10	15	20	25	30
Поликлиновой	К	40	0,65	0,90	1,4	2,4	3,2	3,7	-	-
		45	0,7	0,98	1,55	2,7	3,6	4,3	4,9	-
		50	0,76	1,06	1,65	2,9	4,0	4,8	5,3	-
		63	0,85	1,18	1,86	3,4	4,6	5,7	6,4	6,8
		71	0,88	1,25	2,0	3,6	4,9	6,0	6,9	7,4
		80	0,92	1,3	2,05	3,7	5,2	6,4	7,3	7,9
		90	0,95	1,35	2,15	3,9	5,4	6,7	8,0	8,7
		100	0,97	1,38	2,2	4,0	5,6	6,9	9,2	9,1
	Л	80	1,9	2,57	3,9	6,4	7,9	8,3	-	-
		90	2,2	2,96	4,5	7,6	9,7	10,8	-	-
		100	2,3	3,2	5,0	8,6	11,2	12,7	13,0	-
		112	2,54	3,53	5,5	9,6	12,7	14,7	15,3	-
		125	2,7	3,76	5,9	10,4	13,9	16,3	17,4	17,0
		140	2,9	4,04	6,3	11,0	15,0	17,8	19,2	19,0
	М	180	7,1	9,57	14,5	24,0	30,2	32,8	31,8	24,2
		200	7,7	10,56	16,3	27,7	35,8	38,3	40,4	35,4
		224	8,5	11,67	18,0	31,3	41,2	47,5	49,5	46,3

Типовые значения отдельных коэффициентов:

k_H - коэффициент динамической нагрузки

k_H	Спокойная	С умеренными колебаниями	Со значительными колебаниями	Ударная, неравномерная
	1,0	0,9	0,8	0,7

k_α - коэффициент угла обхвата на меньшем шкиве

Угол обхвата меньшего шкива, град.		180	170	160	150	140	130	120
k_α	Плоский ремень	1,0	0,97	0,94	0,91	-	-	-
	Клиновой и поликлиновый ремень	1,0	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83

k_z - коэффициент числа ремней

Ожидаемое число ремней, шт.	2...3	4...5	6
k_z	0,95	0,9	0,85

5.2.13 Определение количества ремней.

Определяем количество клиновых ремней:

$$z = N_1/[N_{\Pi}].$$

Определяем клиньев поликлинового ремня:

$$z = 10N_1/[N_{\Pi}].$$

где N_1 – мощность на ведущем валу, кВт;

$[N_{\Pi}]$ – допускаемая мощность, передаваемая ремнями, кВт.

В проектируемых передачах малой и средней мощности рекомендуется принять число клиновых ремней $z \leq 5$ из-за неодинаковой длины и неравномерности нагружения; число клиньев поликлинового ремня выбирают по стандартным значениям.

При необходимости уменьшить расчетное количество ремней (число клиньев) z следует увеличить диаметр ведущего шкива d_1 или перейти на большее сечение ремня.

5.2.14 Определение силы предварительного натяжения F_0 , Н:

Одного клинового ремня:

$$F_0 = \frac{850N_1}{zvk_{\alpha}k_H}.$$

Поликлинового ремня:

$$F_0 = \frac{850N_1}{vk_{\alpha}k_H}.$$

5.2.15 Определение окружной силы, передаваемой комплектом клиновых ремней или поликлиновым F_t , Н:

$$F_t = \frac{N_1 10^3}{v}.$$

5.2.16 Определение силы натяжения ведущей F_1 и ведомой F_2 ветвей, Н:

Одного клинового ремня:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2z}; \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2z}.$$

Поликлинового ремня:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}, \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}.$$

5.2.17 Определение силы давления ремней на вал.

Комплекта клиновых ремней:

$$F_{оп} = 2F_0 z \sin \frac{\alpha_1}{2}.$$

Поликлинового ремня:

$$F_{оп} = 2F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2}.$$

Проверочный расчет

5.2.18 Проверочный расчет ремня на прочность.

Расчет на прочность проводим по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви ремня (σ_{max} , МПа):

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_{И} + \sigma_v \leq [\sigma]_p,$$

где σ_1 - напряжение растяжения, МПа:

$$\text{для клинового ремня - } \sigma_1 = \frac{F_0}{S} + \frac{F_t}{2S},$$

$$\text{для поликлинового ремня - } \sigma_1 = \frac{F_0}{S} + \frac{F_t}{2zS};$$

$\sigma_{И}$ - напряжение изгиба, МПа:

$$\text{для клинового ремня - } \sigma_{И} = E_{И} \frac{h}{D_1},$$

$$\text{для поликлинового ремня - } \sigma_{И} = E_{И} \frac{H}{D_1};$$

Здесь $E_{И}$ - модуль продольной упругости материала ремня при изгибе,

для прорезиненных ремней $E=80$ МПа,

для синтетических ремней $E=210...500$ МПа,

для кордшнуровых ремней $E=100$ МПа;

h и H соответственно высота сечения клинового и поликлинового ремней (см. рисунок 5.3, 5.4, 5.7)

σ_v - напряжения от центробежных сил, МПа.

$$\sigma_v = \rho v^2 \cdot 10^{-6}$$

Здесь ρ - плотность материала ремня по таблица 5.2, (для клиновых и поликлиновых ремней $\rho = 1250 \dots 1400$ кг/мм.куб.);;

v - окружная скорость ремня, м/с.

$[\sigma]_p$ - допускаемое напряжение растяжения, МПа;

$[\sigma]_p = 10$ МПа - для клиновых и поликлиновых ремней.

Если $\sigma_{max} > [\sigma]_p$, то следует увеличить диаметр ведущего шкива или принять большее сечение ремня и повторить расчет передачи.

6. Расчет цепной передачи

Для реализации цепной передачи используются стандартные цепи и звездочки, производимые промышленностью. Следовательно, расчет цепной передачи сводится к выбору типа цепи и определению геометрических параметров цепи и звездочек, при условии соблюдения требований, предъявляемых к передаче (соблюдение передаточного отношения, обеспечение передаваемой мощности, обеспечение заданной долговечности т.д.). При проектном расчете цепной передачи определяется ряд параметров (рисунок 6.1):

- шаг цепи;
- число зубьев звездочек;
- длина цепи;
- межосевое расстояние;
- геометрические размеры звездочек;
- средняя (за оборот) скорость цепи.

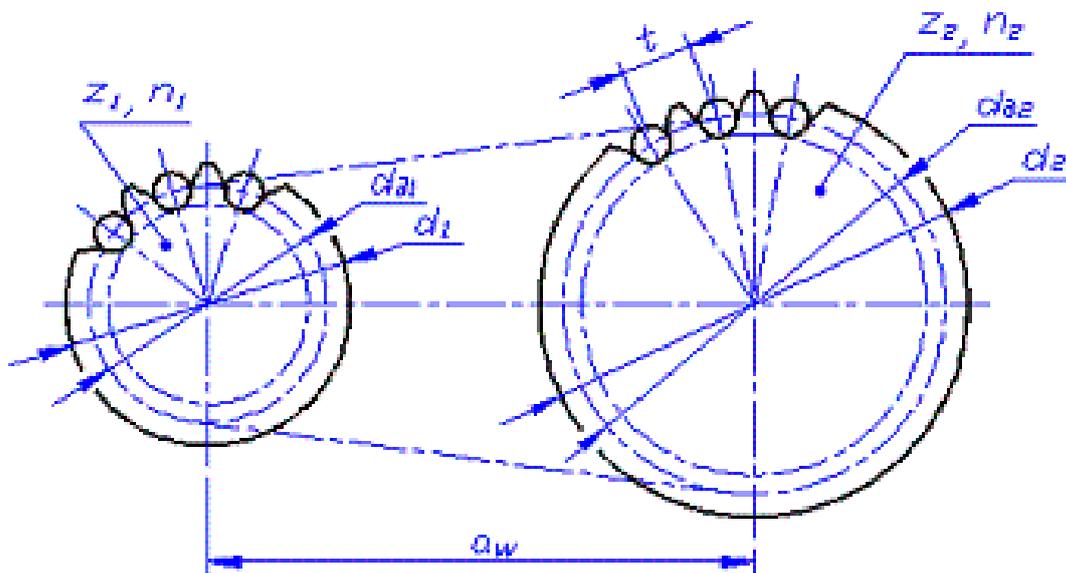


Рисунок 6.1 - Схема цепной передачи

Подбор цепи осуществляется по критерию долговечности цепи. Долговечность цепи, определяемая износом шарниров — основным критерием для цепных передач.

Цепи, выбранные из условия износостойкости, обладают, как правило, достаточной прочностью.

Проектный расчет

6.1 Определяем шаг однорядной цепи.

Для **предварительного** определения шага цепи можно применять следующую зависимость:

$$t \approx 5 \cdot \sqrt[3]{M_1}.$$

Исходя из полученных результатов, предварительно определяется интервал шага цепи. По таблице 6.1 выбираются соответствующие значения допускаемого среднего давления в шарнирах $[p_{ц}]$.

Таблица 6.1 - Значения допускаемого среднего давления $[p_{ц}]$ в шарнирах цепи

Шаг цепи t , мм	Значения $[p_{ц}]$, МПа, при частоте вращения меньшей звездочки n_1 , об/мин и числе зубьев $z_1 = 15-30$								
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000
12,7...15,875	35	31	28	26	24	22	21	18	16
19,05...25,4	35	30	26	23	21	19	17	15	-
31,75...38,1	35	29	24	21	18	16	15	-	-
44,45...50,8	35	26	21	17	15	-	-	-	-

Выбираем тип цепи:

ПРЛ - роликовые однорядные нормальной точности;

ПР - роликовые повышенной точности;

ПРИ - роликовые с изогнутыми пластинами;

ПРУ - однорядные усиленные;

ПРД - роликовые длиннозвенные

Без необходимости не стоит применять более дорогие типы цепей, достаточно ограничиться выбором однорядных роликовых цепей нормальной точности.

Для выбранного типа цепи уточняем шаг:

$$t = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_1 K_3}{z_1 [p_{ц}]}}$$

где M_1 - вращающий момент на ведущей звездочке, Н·мм,

$K_э$ - коэффициент эксплуатации:

$$K_э = k_d k_a k_c k_x k_p k_n ,$$

здесь k_d - динамический коэффициент,

при спокойной нагрузке - 1,0,

при переменной или толчкообразной - 1,2...1,5;

$k_a = 1,0$ коэффициент, учитывающий межосевое расстояние;

k_c - коэффициент метода смазывания,

непрерывное смазывание - 0,8,

капельное - 1,0,

периодическое - 1,5;

k_x - коэффициент наклона линии центров звездочки к горизонтали,

при наклоне $0...40^\circ$ - 1,15,

при наклоне $40^\circ...90^\circ$ - 1,05;

k_p - коэффициент режима работы,

односменная - 1,0,

двухсменная - 1,25,

трехсменная - 1,5;

k_n - коэффициент регулирования натяжения цепи,

регулировка опорами - 1,0,

регулировка натяжной звездочкой - 0,8,

без регулировки - 1,25.

Z_1 - число зубьев ведущей звездочки:

$$Z_1 = 29 - 2i_{цеп}$$

Полученное значение округляют до **целого нечетного числа**.

$[p_ц]$ - допускаемое давление в шарнирах цепи, МПа, определяется в зависимости от частоты вращения ведущей звездочки по таблице 6.1, при этом следует выбирать минимальный предполагаемый шаг цепи.

Исходя из полученных данных выбираем приводную роликую цепь по таблице 6.2

Таблица 6.2 - Цепи приводные роликые (ГОСТ 13568-75), размеры, мм (выдержка)

Обозначение цепи	t	b_a , не менее	$d_{ш}$	d_e	Разрушающая нагрузка, F_p , Н	Масса 1 м цепи, кг	Опорная поверхность шарнира $F_{ш}$, мм ²
ПР-8-460	8,00	3,00	2,31	5,00	460	0,30	11,02
ПР-9, 525-910	9,525	5,72	3,28	6,35	910	0,45	27,98
ПР-12, 7-900-2	12,70	3,30	3,66	7,75	900	0,35	21,23
ПР-12, 7-1820-1	12,70	5,40	4,45	8,51	1820	0,65	39,61
ПР-15, 875-2300-1	15,875	6,48	5,08	10,16	2300	0,80	51,36
ПР-19, 05-3180	19,05	12,70	5,96	11,91	3180	1,90	105,79
ПР-25, 4-6000	25,40	15,88	7,95	15,88	6000	2,60	179,75
ПР-31, 75-8900	31,75	19,05	9,55	19,05	8900	3,80	262,24
ПР-38, 1-12700	38,10	25,40	11,10	22,23	12700	5,50	394,32
ПР-44, 45-17240	44,45	25,40	12,70	25,70	17240	7,50	473,06

6.2 Определение числа зубьев ведомой звездочки:

$$Z_2 = Z_1 i.$$

Полученное значение округляют до целого нечетного числа.

Для предотвращения соскакивания цепи ограничивают максимальное значение зубьев на ведомой звездочке:

$$Z_2 \leq 120.$$

6.3 Определение фактического передаточного отношения и его отклонения:

$$i_{\text{факт}} = \frac{Z_2}{Z_1},$$

Фактическое значение передаточного числа не должно отличаться от номинального более чем на 4 %:

$$\delta = \frac{|i_{\text{цеп}} - i_{\text{факт}}|}{i_{\text{цеп}}} \leq 4\%.$$

6.4 Определение предварительного межосевого расстояния A, мм:

$$A = (30...50) \cdot t.$$

6.5 Определение длины цепи в шагах:

$$l_t = \frac{2 \cdot A}{t} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{t \cdot (Z_2 - Z_1)^2}{4A\pi^2}.$$

Полученное значение округляют до целого четного числа.

6.6 Определение межосевого расстояния в шагах цепи:

$$A = \frac{1}{4} \left[l_t - \frac{(Z_1 + Z_2)}{2} + \sqrt{\left[l_t - \frac{(Z_1 + Z_2)}{2} \right]^2 - 8 \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2} \right].$$

Полученное значение **не округляют** до целого числа.

6.7 Определение фактического межосевого расстояния A_ϕ , мм:

$$A_\phi = A \cdot t$$

Для обеспечения необходимого провисания цепи фактическое межосевое расстояние уменьшают на $(0,002 \dots 0,004) \cdot A_\phi$

6.8 Определение длины цепи в мм:

$$l = l_t \cdot t.$$

Полученное значение **не округляют** до целого числа.

6.9 Определение геометрических параметров звездочек передачи.

На основе полученных результатов определяются геометрические параметры звездочек передачи (рисунок 6.2). Параметры ведущей и ведомой звездочек определяются по аналогичным формулам.

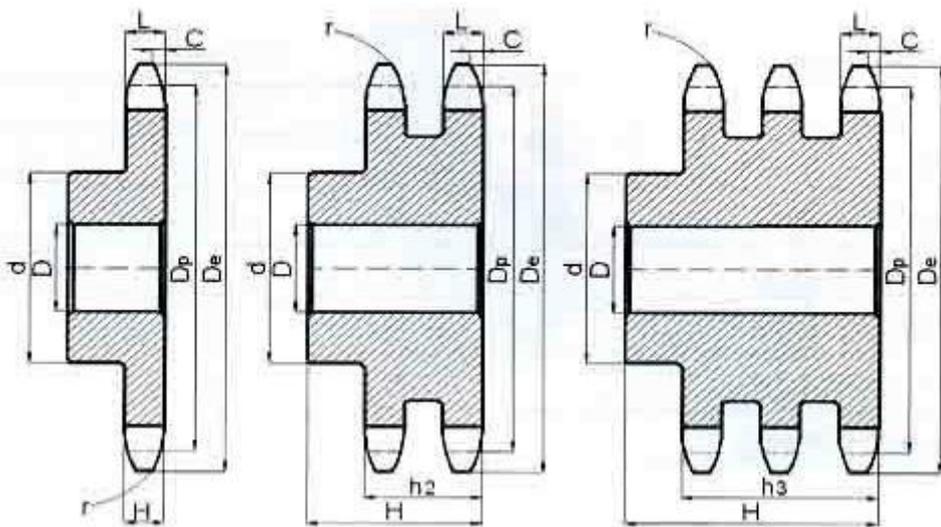


Рисунок 6.2 - Геометрические параметры звездочек цепных передач (вариант)

Диаметр делительной окружности, ведущей и ведомой звездочек:

$$D_{p1} = t / \sin \frac{180^\circ}{Z_1}, \quad D_{p2} = t / \sin \frac{180^\circ}{Z_2}.$$

Диаметр окружности выступов зубьев ведущей и ведомой звездочек:

$$D_{e1} = t \left(K + K_{Z1} - \frac{0,31}{\lambda} \right), \quad D_{e2} = t \left(K + K_{Z2} - \frac{0,31}{\lambda} \right),$$

где $K=0,7$ - коэффициент высоты зуба;

K_Z - коэффициент числа зубьев,

$$K_{Z1} = \operatorname{ctg} \left(180^\circ / Z_1 \right), \quad K_{Z2} = \operatorname{ctg} \left(180^\circ / Z_2 \right).$$

λ - геометрическая характеристика зацепления,

$$\lambda = t / d_{ш},$$

$d_{ш}$ - диаметр ролика шарнира цепи, определяется по таблице 6.2.

Диаметр окружности впадин зубьев ведущей и ведомой звездочек:

$$D_{f1} = D_{p1} - (d_{ш} - 0,175\sqrt{D_{p1}}), \quad D_{f2} = D_{p2} - (d_{ш} - 0,175\sqrt{D_{p2}}).$$

Толщина диска обода звездочки:

$$L = 0,93d_b,$$

d_b - длина втулки или ролика шарнира цепи, определяется по таблице 6.2.

Диаметр ступицы, ведущей и ведомой звездочек:

$$D_{ст1} = 1,6 d_1, \quad D_{ст2} = 1,6 d_2,$$

d_1 - диаметр вала под звездочкой,

$$d_{1,2} = \sqrt[3]{\frac{16M_{1,2}}{\pi[\tau_k]}},$$

где $M_{1,2}$ - вращающий момент на звездочке, Нм,

$[\tau_k] = 20 \dots 25$ МПа - предельно допустимое касательное напряжение ма-

териала вала. Полученное значение диаметра вала округляют до **ближайшего большего стандартного значения.**

Длина ступицы, ведущей и ведомой звездочек:

$$l_{ст1} = (1,2 \dots 1,6)d_1, \quad l_{ст2} = (1,2 \dots 1,6)d_2$$

6.10 Определение фактической скорости цепи, м/с:

$$v = \frac{Z_1 \cdot t \cdot n_1}{2\pi \cdot 10^3},$$

где n_1 — частота вращения тихоходного вала редуктора, об/мин;

6.11 Определение окружной силы, передаваемой цепью, Н:

$$F_t = \frac{N_1 10^3}{v},$$

где N_1 - мощность на ведущем валу, кВт;

6.12 Определение силы предварительного натяжения цепи от провисания ведомой ветви (от силы тяжести), Н:

$$F_f = K_f \cdot q \cdot A \cdot g,$$

где K_f - коэффициент провисания,

$K_f = 6,0$ - для горизонтальных передач,

$K_f = 3,0$ - для передач, наклонных к горизонту до 40° ,

$K_f = 1,0$ - для вертикальных передач.

q - масса 1 кг цепи, определяется по таблице 6.2,

A - фактическое межосевое расстояние,

$g = 9,81$ м/с².

6.13 Определение силы натяжения цепи от центробежных сил, Н:

$$F_v = q \cdot v^2.$$

6.14 Определение силы давления цепи на вал, Н:

$$F_{оп} = k_b F_t + 2F_f,$$

где k_b - коэффициент нагрузки вала, определяется по таблице 6.3

Наклон линии центров звездочек к горизонту, град	Характер нагрузки	k_B
0÷40	Спокойная	1,15
	Ударная	1,30
40÷90	Спокойная	1,05
	Ударная	1,15

Проверочный расчет

6.15 Определение частоты вращения меньшей звездочки:

$$n_1 \leq [n_1],$$

где $[n_1] = 15 \cdot 10^3 / t$ - допускаемая частота вращения.

6.16 Проверка по допускаемому давлению в шарнирах цепи:

$$p_{ц} = \frac{F_t K_{Э}}{F_{ш}} \leq [p_{ц}],$$

где $p_{ц}$ - давление, возникающее в шарнирах цепи;

$[p_{ц}]$ - допускаемого среднего давления в шарнирах цепи, определяется по таблице 6.1;

$K_{Э}$ - коэффициент эксплуатации;

$F_{ш}$ - опорная поверхность шарнира, мм², определяется по таблице 6.2, либо - $F_{ш} = d_B d_{ш}$;

Перегруз цепи $p_{ц} \geq [p_{ц}]$ не допускается, при не выполнении условия необходимо взять цепь с большим шагом и повторить расчет.

6.17 Проверка по коэффициенту запаса прочности.

Условие прочности по допускаемому коэффициенту запаса прочности:

$$S \geq [S],$$

где S - расчетный коэффициент запаса прочности:

$$S = \frac{F_p}{F_t k_d + F_f + F_v},$$

F_p - разрушающая нагрузка цепи, определяется по таблице 6.2;

k_d - динамический коэффициент,

при спокойной нагрузке - 1,0,

при переменной или толчкообразной - 1,2...1,5;

[S] - допускаемый коэффициент запаса прочности, определяется исходя из частоты вращения вала и шага цепи по таблице 6.4

Таблица 6.4 - Допускаемые коэффициенты запаса прочности для роликовых (втулочных) цепей при $Z_1 \geq 15$

Обозначение цепи	частота вращения малой звездочки, об/мин								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
ПР-8-460	7,0	7,1	7,3	7,7	8,0	8,2	8,5	9,0	9,5
ПР-9, 525-910	7,1	7,2	7,6	7,8	8,1	8,4	8,6	9,2	9,7
ПР-12, 7-900-2	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10,0
ПР-12, 7-1820-1	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10,0
ПР-15, 875-2300-1	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
ПР-19, 05-3180	7,2	7,8	8,0	8,4	8,9	9,4	9,7	10,8	11,7
ПР-25, 4-6000	7,3	7,8	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12,0	13,3
ПР-31, 75-8900	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11,0	11,8	13,4	-
ПР-38, 1-12700	7,5	8,0	8,9	9,8	10,8	11,8	12,7	-	-
ПР-44, 45-17240	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	-	-	-

7. Расчет вала редуктора

При проектировании валов передач следует придерживаться следующей последовательности. Проектирование вала выполняется в два этапа:

1. Проектный расчет.
2. Проверочный расчет:
 - на статическую прочность;
 - на усталостную прочность.

При выполнении проектного расчета определяется общая кинематическая схема привода и редуктора, в частности. На основе определённых ранее геометрических параметров зубчатых передач, требований, предъявляемых к приводу, выбирается общая компоновочная схема редуктора.

Как правило, рассматривают три основные схемы: с горизонтальным расположением валов (рисунки 7.1 а, б, г, д, е, ж), с вертикальным (рисунок 7.1 в) и смешанным расположением валов (рисунки 7.1 з, и, к, л, м).

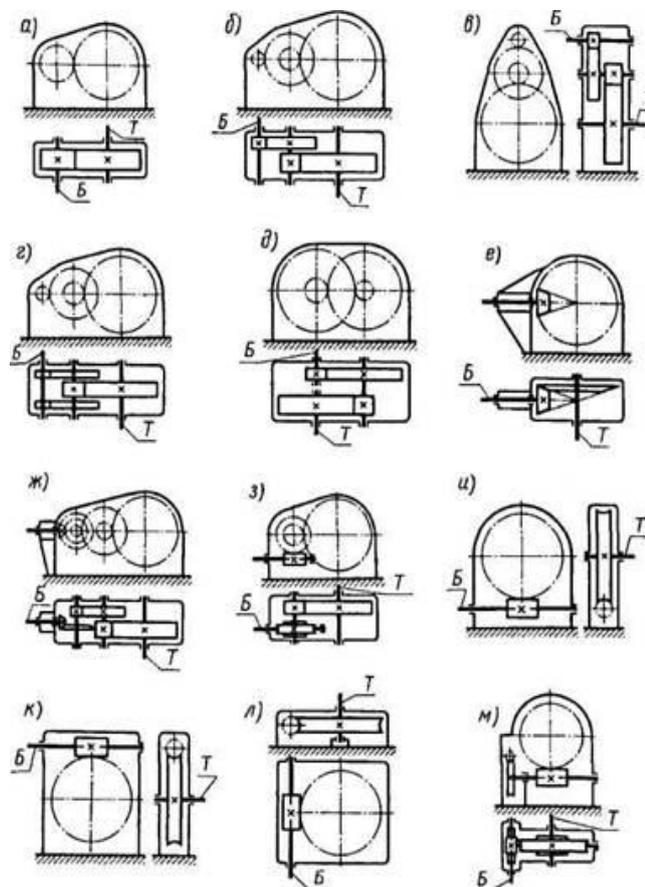


Рисунок 7.1 - Типовые схемы редукторов

При прочих равных условиях, предпочтение следует отдавать редукторам с горизонтальной схемой расположения валов. При таком расположении валов наиболее простые конструкции систем смазки и корпуса.

После выбора типа схемы расположения выполняется эскиз общего вида редуктора: предварительно определяется положение зубчатых колес передач (рисунок 7.2 а, б), положение опор валов, общие габаритные размеры редуктор (рисунок 7.2 в, г).

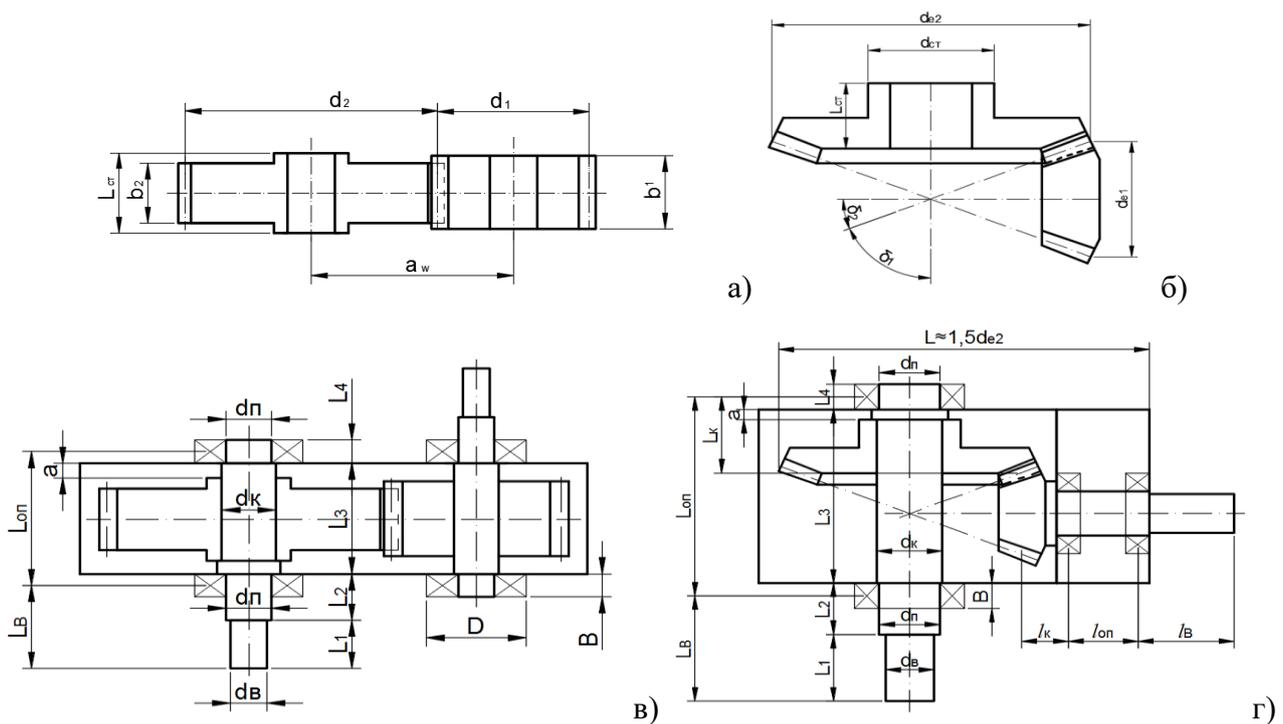


Рисунок 7.2 - Эскиз общего вида зубчатого редуктора

После принятия решения о расположении элементов редуктора и определении геометрических размеров основных элементов (на эскизе) предварительно выбирается материал для изготовления валов.

Основным материалом для валов служат углеродистые и легированные стали (прокат, поковка, стальные отливки), так как они обладают высокой прочностью, способностью к поверхностному и объемному упрочнению, легко получают прокаткой цилиндрические заготовки и хорошо обрабатываются на станках, а также высокопрочный модифицированный чугун и сплавы цветных металлов (в приборостроении). Для валов и осей, подчиненных критерию жесткости и неподлежащих термообработке, применяются стали: Ст.5; Ст.6.

Для большинства валов применяют термически обрабатываемые стали 45, 40Х. Быстроходные валы, вращающиеся в подшипниках скольжения, требуют весьма высокой твердости цапф. Их изготавливают из цементируемых сталей 12Х, 12ХНЗА; 1ХГТ.

Так как основным критерием работоспособности валов является их усталостная прочность (выносливость), то для изготовления большинства валов применяют термоулучшенные среднеуглеродистые стали 40; 45; 50. При неудовлетворительной выносливости термоулучшенных валов или при наличии у них изнашиваемых участков (под манжетными уплотнениями, шлицевых и т.д.) валы, изготовленные из указанных сталей, подвергают в этих местах поверхностной закалке с нагревом ТВЧ и низким отпуском.

Ответственные тяжело нагруженные валы изготавливают из легированной стали 40ХНМА, 25ХГТ и др. Окончательно посадочные поверхности и цапфы шлифуют на шлифовальных станках, а в ремонтном производстве иногда на токарном станке с применением специальной шлифовальной головки.

Только для высоконапряженных валов ответственных машин применяют дорогостоящие легированные закаленные стали 40ХН; 40ХН2МА; 30ХГТ и др.

Исходя из требований к механическим характеристикам валов редуктора, выбирается марка материала. При прочих равных условиях предпочтение следует отдавать более дешёвым и распространённым сортам углеродистых сталей. Механические характеристики некоторых марок сталей применяемых для изготовления валов приведены в таблице 7.1.

Таблица 7.1 - Механические характеристики некоторых марок сталей применяемых для изготовления валов

Марка стали	Максимальный радиус детали, мм	Вид ТО	Твердость НВ(HRC)		Механические свойства сердцевин	
			сердцевин	поверхности	σ_B , МПа	σ_T , МПа
20	≤75	без ТО	≤156		420	250
30			≤179		500	300
35			≤187		540	320
40	≤75	без ТО	≤217		580	340
	≤60	У	192...228		700	400
	---	У; ПЗ; НО	190...250	(40...45)	650	320
45	≤75	без ТО	≤241		610	360
	<45	У	207...250		780	440
	45...60		194...222		730	390
	65...75		180...207		690	340
	---	У; ПЗ; НО	194...263	(45...50)	690	330
35Х	≤100	У	220...260		740	490
40Х	<60	У	257...285		930	690
	60...70	У	243...271		880	590
	---	У; ПЗ; НО	220...260	(50...55)	740	490
	≤60	У; А	260...280	HV500...550	1000	800
45Х	≤100	У	230...280		850	650
40ХН	<75	У	265...295		930	690
	75...90	У	250...280		880	590
	≤40	ОЗ; НО	(48...54)		1600	1400
	---	У;ПЗ;НО	220...260	(51...57)	790	490
35ХМ	≤100	У	241...269		900	800
	≤40	ОЗ;НО	(45...53)		1600	1400
35ХГСА	<40	У	310		1100	960
	40..60	У	270		980	880
	≤30	ОЗ;НО	(46...53)		1825	1475
20Х	≤60	Ц;З;НО	197	(56...63)	650	400
18ХГТ	<40	Ц;З;НО	300	(56...63)	1000	800
	40...80	Ц;З;НО	270	(56...63)	950	750
12ХН3А	<40	Ц;З;НО	300	(56...63)	1000	800
	40...60	Ц;З;НО	250	(56...63)	920	700
38Х2МЮА	---	У;А	(56...63)	HV850...900	1050	900

ТО – термическая обработка;

У – улучшение;

ПЗ – поверхностная закалка с нагревом ТВЧ;

ОЗ – объемная закалка;

Ц – цементация;

З – закалка;

А – азотирование;

НО – низкотемпературный отпуск.

Проектный расчет

При проектировании вала следует придерживаться ступенчатой конструкции с постепенным увеличением диаметра шейки, для облегчения процесса монтажа элементов на вал.

7.1.1 Определение диаметра выходного конца вала.

Проектирование начинается с определения размеров наиболее нагруженного элемента – выходного конца вала.

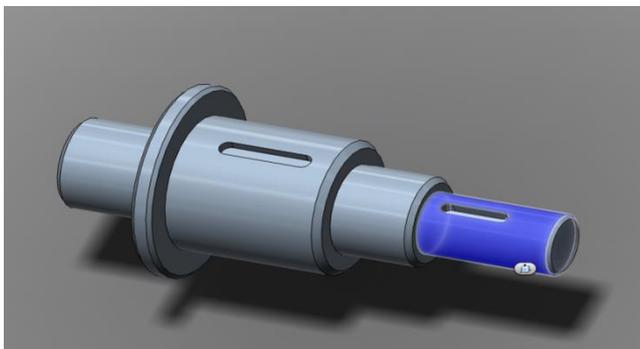


Рисунок 7.1 - Схема выходной ступени вала

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16M_B}{\pi[\tau_K]}}$$

где $[\tau_K]$ - допускаемое касательное напряжение, МПа, для обеспечения запаса прочности принимают $[\tau_K] = 20 \dots 25$ МПа;

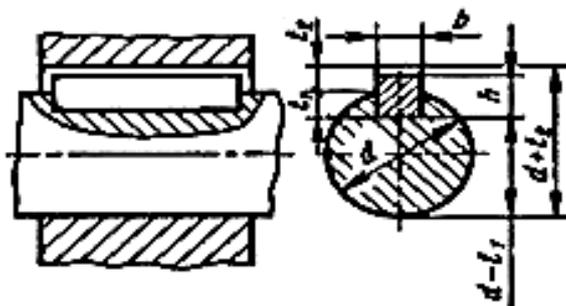
M_B - значение максимального крутящего момента на валу, Н*мм.

При выполнении шпоночного паза, полученное значение увеличивают на 10%. Размеры шпоночного паза выбираются в соответствии с ГОСТ 23360-78 для призматических шпонок (таблица 7.2) или сегментных в соответствии с ГОСТ 24071-80 (таблица 7.3). Для быстроходных и малонагруженных валов предпочтительно применять сегментные шпонки.

Длину призматической шпонки следует выбирать на 5...10 мм менее длины ступицы, но из рекомендуемого ряда, мм:

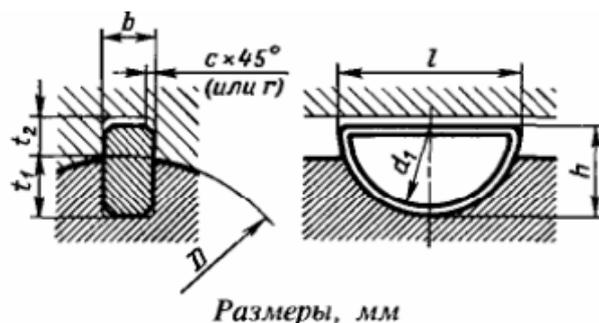
6,8,10,12,14,16,18,20,25,28,32,36,40,45,50,56,63,70,80,90,100,110,125...

Таблица 7.2 Шпонки призматические ГОСТ 23360-78 (выдержка)



Диаметр вала d	Сечение шпонки $b \times h$	Глубина паза		Фаска $\alpha \times 45^\circ$
		вала l_1	втулки l_2	
Св. 10 до 12	4 × 4	2,5	1,8	0,08 – 0,16
» 12 » 17	5 × 5	3,0	2,3	0,16 – 0,25
» 17 » 22	6 × 6	3,5	2,8	
» 22 » 30	8 × 7	4,0	3,3	
» 30 » 38	10 × 8	5,0	3,3	0,25 – 0,40
» 38 » 44	12 × 8	5,0	3,3	
» 44 » 50	14 × 9	5,5	3,8	
» 50 » 58	16 × 10	6,0	4,3	
» 58 » 65	18 × 11	7,0	4,4	
» 65 » 75	20 × 12	7,5	4,9	0,40 – 0,60
» 75 » 85	22 × 14	9,0	5,4	
» 85 » 95	25 × 14	9,0	5,4	
» 95 » 110	28 × 16	10,0	6,4	

Таблица 7.3 Шпонки сегментные ГОСТ 24071-80(выдержка)



Размеры, мм

Диаметр вала D		Размеры шпонки				Глубина паза		Радиус закругления пазов r_1	
для шпонок, передающих крутящий момент	для фиксирующих шпонок	b	h	d_1	Фаска c $\frac{\text{min}}{\text{max}}$	Вал	Втулка	min	max
						t_1	t_2		
От 3 до 4	От 3 до 4	1,0	1,4	4	0,16 0,25	1,0	0,6	0,08	0,16
Св. 4 » 5	Св. 4 » 6	1,5	2,6	7		2,0	0,8		
» 5 » 6	» 6 » 8	2,0	2,6	7		1,8	1,0		
» 6 » 7	» 8 » 10	2,0	3,7	10		2,9	1,0		
» 7 » 8	» 10 » 12	2,5	3,7	10		2,7	1,2		
» 8 » 10	» 12 » 15	3	5	13		3,8	1,4		
» 10 » 12	» 15 » 18	3	6,5	16		5,3	1,4		
» 12 » 14	» 18 » 20	4	6,5	16	0,25 0,40	5,0	1,8	0,16	0,25
» 14 » 16	» 20 » 22	4	7,5	19		6,0	1,8		
» 16 » 18	» 22 » 25	5	6,5	16		4,5	2,3		
» 18 » 20	» 25 » 28	5	7,5	19		5,5	2,3		
» 20 » 22	» 28 » 32	5	9	22		7,0	2,3		
» 22 » 25	» 32 » 36	6	9	22		6,5	2,8		
» 25 » 28	» 36 » 40	6	10	25		7,5	2,8		
» 28 » 32	Св. 40	8	11	28	0,40 0,60	8,0	3,3	0,25	0,40
» 32 » 38		10	13	32		10,0			

Полученные численные значения диаметров ступиц округляют до ближайших больших стандартных значений по ГОСТ 6636-69 (таблица 3.4).

Длина ступени вала определяется в зависимости от типа насаживаемого элемента:

$$l_1 = (0,8 \dots 1,5)d_B \text{ — для вала под звездочку;}$$

$$l_1 = (1,2 \dots 1,5)d_B \text{ — для вала под шкив;}$$

$$l_1 = (1,0 \dots 1,5)d_B \text{ — для вала под шестерню или полумуфту;}$$

7.1.2 Определение диаметра вала под подшипники.

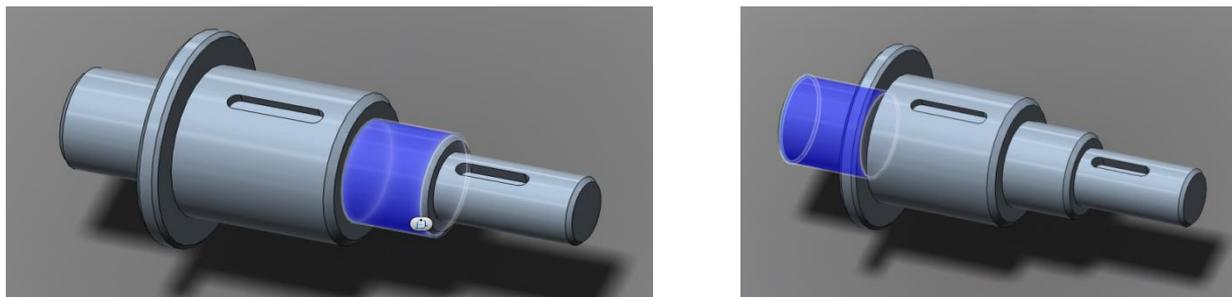


Рисунок 7.2 - Схема ступеней вала под уплотнение и подшипник

При использовании сальникового или манжетного уплотнения диаметр ступени вала принимают ближайшее стандартное в соответствии с номенклатурой применяемого уплотнения. Участок ступени вала, контактирующий с уплотнением, подвергается более чистой обработке - полировке.

Как правило, диаметр вала под уплотнение d_y и под подшипник $d_{п}$ одинаковы.

$$d_{п} = d_y = d_{в} + (5 \dots 10).$$

Полученное значение округляется до ближайшего большего стандартного значения диаметров подшипников. Подшипники для обеих ступеней целесообразно выбирать одного размера. Для проектного расчета можно принять диаметр вала под подшипник (соответственно и под уплотнение) - числа от 20 до 500 мм, кратные 5 (исключения составляют 22, 28, 32 мм).

Длина участков ступени вала под подшипник и уплотнение определяется размерами этих элементов (определяется ГОСТом) с учетом обеспечения конструктивных зазоров на термическую деформацию и монтаж, а также обусловлены компоновочной схемой редуктора.

7.1.3 Определение диаметра вала под ступицу зубчатого колеса.

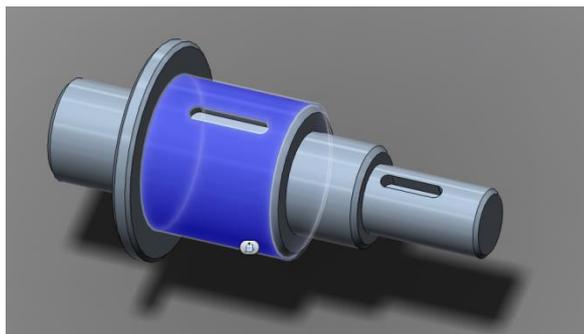


Рисунок 7.3 - Схема ступени вала под ступицу зубчатого колеса

Диаметр вала под зубчатое колесо определяется как:

$$d_{з.к.} = d_{п} + (5 \dots 10) .$$

При выполнении шпоночного паза, полученное значение увеличивают на 10%. Размеры шпоночного паза выбираются в соответствии с ГОСТ 23360-78 или 24071-80 (таблица 7.2, 7.3). Полученные численные значения диаметров округляют до ближайших больших стандартных значений по ГОСТ 6636-69 (таблица 3.4).

Длина ступени вала определяется в зависимости от типа насаживаемого элемента:

$$l_{з.к.} = (1,0 \dots 1,5)d_{з.к.} + c,$$

где c - конструктивные зазоры, определяемые необходимостью установки распорных колец и т.п.

7.1.4 Определение размеров упорного буртика.

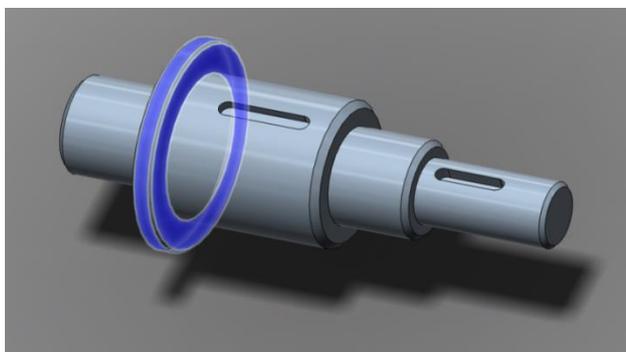


Рисунок 7.4 - Схема упорного буртика вала

Для фиксации подшипника и зубчатого колеса в осевом направлении в конструкции вала предусматриваем упорный буртик:

Диаметр буртика определяется как:

$$d_6 = d_{з.к.} + (5 \dots 10).$$

Необходимости в округлении до стандартного значения здесь нет.

Толщина буртика определяется конструктивно по компоновочной схеме, но не менее чем:

$$l_6 = 0,4 d_6.$$

Остальные размеры конструктивных элементов (фасок, галтелей, канавок и проточек) выбираем конструктивно и в соответствии с разработанными конструкциями:

- концевые участки валов и осей по ГОСТ 12080-66, 12081-72;
- переходные участки валов и осей по ГОСТ 3478-79;
- канавки и проточки по ГОСТ 8820-69;
- фаски валов по ГОСТ 10948-64;
- отверстия центровые по ГОСТ 14034-74;
- способы крепления зубчатых колес, полумуфт и шкивов на концевых участках валов по ГОСТ 11871-88, 11872-88, 11075-84, 6402-70, 11074-84, 5918-73, 397-79 и т.д.;
- выходные (тихоходные) валы редукторов и промежуточные валы зубчатых редукторов по ГОСТ 6636-69;

Проверочный расчет вала редуктора

Проверочный расчет вала ставит целью определение прочности при выбранных условиях работы, способен ли спроектированный вал из данного вида материала выдержать прикладываемые к нему нагрузки, возникающие при работе.

Перед проведением проверочного расчета, необходимо составить расчетную силовую схему, где будут указаны все воздействующие силовые факторы (внешние силы и возникающие реакции опор), действующие на вал.

Силовая схема нагружения валов имеет целью определить направление сил в зацеплении редукторной пары, консольных сил со стороны открытых передач и муфты, реакций в подшипниках, а также направление вращающих моментов и угловых скоростей валов.

Схема выполняется на миллиметровой бумаге формата А4 карандашом и должна содержать: название схемы; силовую схему нагружения валов в изометрии; координатную систему осей X , Y , Z для ориентации схемы; основную надпись; таблицу силовых и кинематических параметров передачи (силы, действующие в зацеплении, консольные силы, вращающий момент, угловая скорость).

Рекомендуется следующий порядок выполнения силовой схемы:

1. Наметить расположение элементов силовой схемы в соответствии в соответствии с кинематической схемой привода.

2. Вычертить в произвольных размерах (соблюдая пропорции) валы и, установленные на них подшипники, редукторную пару, элемент открытой передачи и муфту в соответствии с условными обозначениями.

3. Выбрать направление винтовой линии колес. В цилиндрических косозубых передачах принять шестерню с левым зубом, колесо - с правым; в конических передачах с круговыми зубьями - шестерню с правым зубом, колесо - с левым (см. рис. 7.5,7.6).

4. Определить направление вращения быстроходного и тихоходного валов редуктора (ω_1 и ω_2) по направлению вращения двигателя.

Направление вращения двигателя выбрать в соответствии с направлением вращения приводного вала рабочей машины.

В приводах с коническими редукторами при правом зубе шестерни направление вращения двигателя следует принять по ходу часовой стрелки, если смотреть со стороны вершины делительного конуса шестерни.

5. Определить направление сил в зацеплении редукторной пары в соответствии с выбранным направлением винтовой линии и вращения валов: на шестерне - F_{t1} , F_{r1} , F_{a1} и на колесе F_{t2} , F_{r2} , F_{a2} (см. рис. 7.5, 7.6).

Расчетную силовую схему следует выполнять в виде аксонометрических изображений, для понимания взаимного расположения действующих сил. Соответственно для разных компоновочных схем редукторов схемы нагружения вала будут различны, например, для одноступенчатого цилиндрического редуктора с горизонтальным расположением валов схема представлена на рисунке 7.5, для одноступенчатого конического редуктора схема представлена на рисунке 7.6.

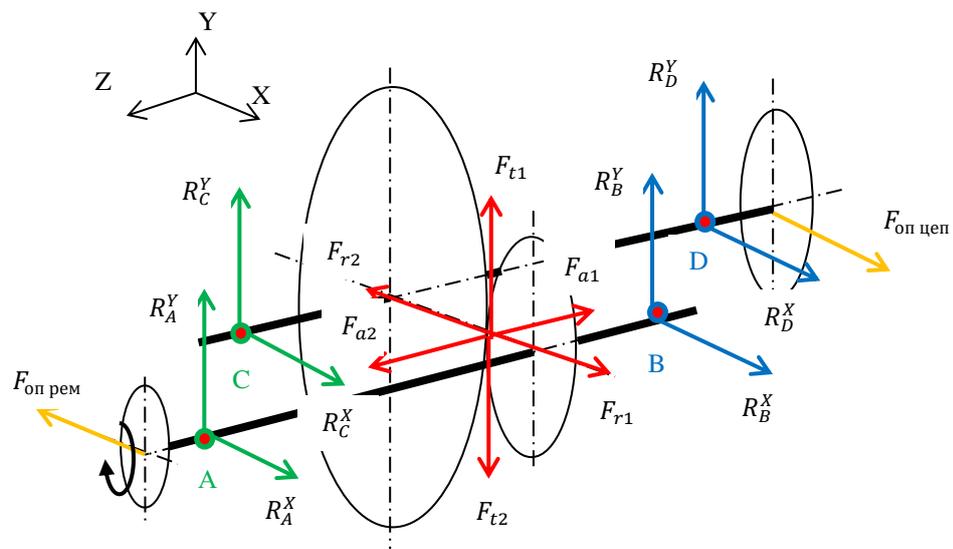


Рисунок 7.5 - Пространственная расчетная силовая схема нагружения одноступенчатого косозубого цилиндрического редуктора (вариант)

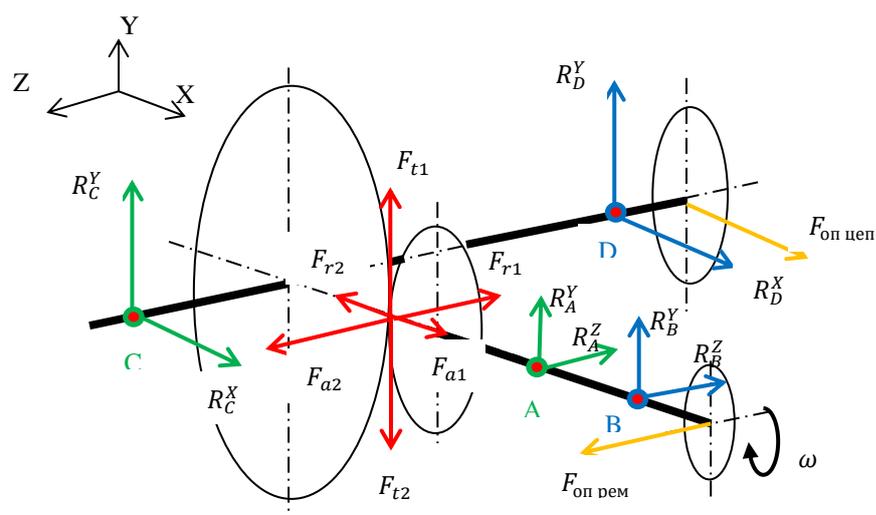


Рисунок 7.6 - Пространственная расчетная силовая схема нагружения одноступенчатого конического редуктора (вариант)

7.2.1 Определение усилий в зацеплениях зубчатых колес.

Рассмотрим усилия, действующие в зацеплении передач.

Цилиндрическая передача (рисунок 7.5).

$F_{t1} = -F_{t2}$ - окружное усилие, определяется в пункте 3.19;

$F_{r1} = -F_{r2}$ - радиальное усилие, определяется в пункте 3.19;

$F_{a1} = -F_{a2}$ - осевое усилие, определяется в пункте 3.19 (для прямозубых передач $F_a = 0$;

$F_{\text{оп цеп}}$ - сила давления цепи на вал, определяется в пункте 6.14;

$F_{\text{оп рем}}$ - сила давления ремня на вал, определяется в пункте 5.2.17;

$R_A^X, R_A^Y, R_B^X, R_B^Y, R_C^X, R_C^Y, R_D^X, R_D^Y$ - реакции опор валов, определяются из уравнений равновесия (уравнений статики).

Коническая прямозубая передача (рисунок 7.6).

$F_{t1} = -F_{t2}$ - окружное усилие, определяется в пункте 4.9;

$F_{a2} = -F_{r2}$ - радиальное усилие, определяется в пункте 4.9;

$F_{a1} = -F_{r1}$ - осевое усилие, определяется в пункте 4.9;

$F_{\text{оп цеп}}$ - сила давления цепи на вал, определяется в пункте 6.14;

$F_{\text{оп рем}}$ - сила давления ремня на вал, определяется в пункте 5.2.17;

$R_A^X, R_A^Y, R_B^X, R_B^Y, R_C^X, R_C^Y, R_D^X, R_D^Y$ - реакции опор валов, определяются из уравнений равновесия (уравнений статики).

Для многоступенчатых редукторов пространственные расчетные силовые схемы составляются аналогичным образом, следует учитывать, что для промежуточного вала воздействие консольных сил ($F_{\text{оп цеп}}$ или $F_{\text{оп рем}}$) следует заменять на силовые факторы, возникающие в зубчатом зацеплении (F_t, F_r, F_a).

7.2.2 Определение силовой схемы нагружения валов редуктора.

Для дальнейшего расчета рассматривается каждый вал редуктора по отдельности, при этом должны учитываться все силовые факторы, оказывающие воздействие на вал. Составляется расчетная схема для каждого вала, пример на рисунке 7.7. Следует учесть, что при составлении расчетных схем отдельных

валов обозначения сил, точек приложения и реакций могут отличаться от общей схемы на рисунке 7.5, 7.6. Также, данные схемы составляются с учетом геометрических размеров длин участков вала (определенных ранее). Радиальные реакции в подшипниках быстроходного и тихоходного валов следует направить противоположно направлению окружных F_{t1} и F_{t2} и радиальных (F_{r1} , и F_{r2}) сил в зацеплении редукторной передачи. Точка приложения реакции - середина подшипника. При этом считать, что реакции от действия консольных нагрузок геометрически сложены с реакциями от сил зацепления. Реакции обозначить буквой R с индексом, указывающим данный подшипник и соответствующее направление координатной оси (R_A^X , R_C^Y и т.п.).

Консольная сила ($F_{оп\ цеп}$, $F_{оп\ рем}$) перпендикулярна оси вала, но ее направление в отношении окружной силы F_t может быть любым (зависит от случайных неточностей монтажа муфты). Поэтому рекомендуется принять худший случай нагружения - направить силу $F_{оп}$ противоположно силе F_t , что увеличит напряжения и деформацию вала. Пример составления подобной расчетной схемы представлены на рисунке 7.7.

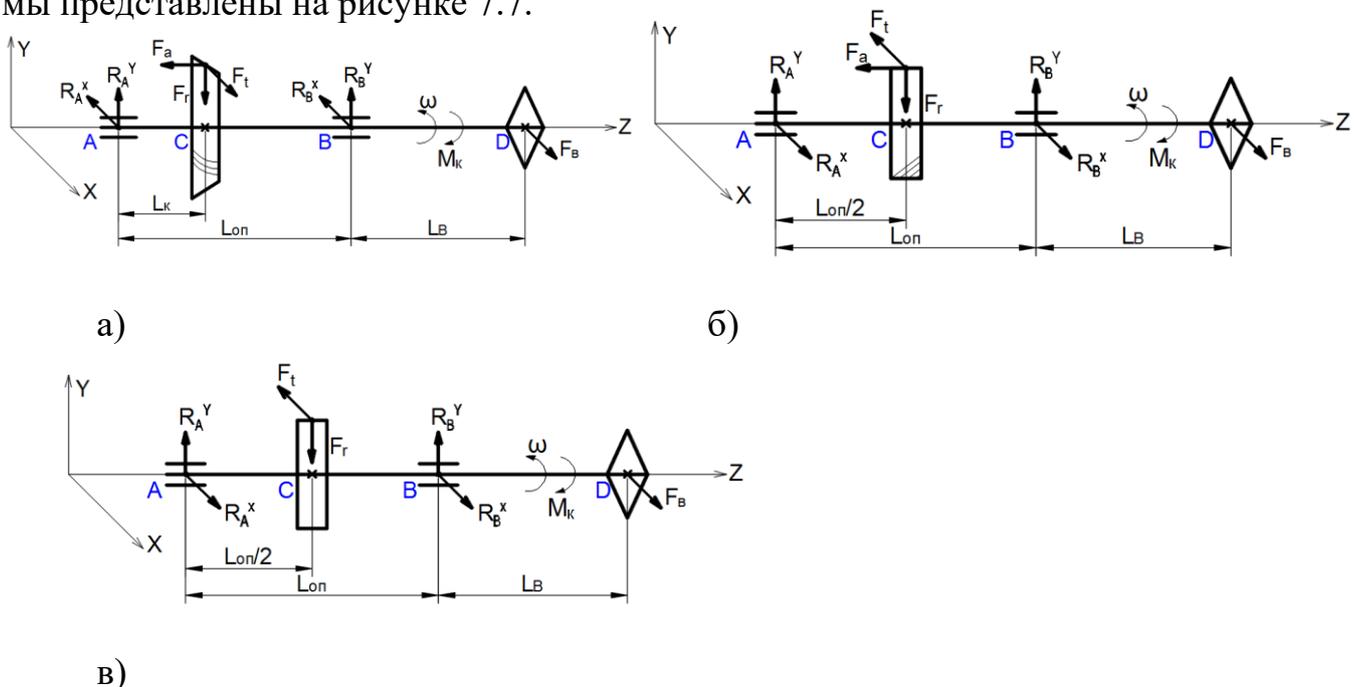


Рисунок 7.7 - Примеры составления расчетной схема тихоходного (ведомого) вала редуктора.

а – цилиндрического прямозубого; б – цилиндрического косозубого; в – конического.

7.2.3 Определение реакций опор вала редуктора.

Для определения реакций опор вала необходимо рассматривать расчетную схему вала редуктора в проекциях на горизонтальную плоскость XOZ и вертикальную YOZ (рисунок 7.7), на которой обозначить:

- оси координат;
- опоры вала (буквами латинского алфавита A, B);
- наклон зубьев зубчатых (червячных) колес (схематично);
- направление вращения вала;
- направление вращающего момента (передачи мощности);
- силы, действующие в зубчатых зацеплениях колес;
- горизонтальные и вертикальные составляющие реакций опор;
- межопорное расстояние $L_{оп}$, а также расстояния L_K и L_B .

Составляющие реакций опор в вертикальной плоскости (R_A^Y и R_B^Y) в горизонтальной плоскости (R_A^X и R_B^X) определяют из уравнений равновесия (уравнений статики) отдельно для каждой плоской системы сил:

$$\left. \begin{array}{l} \sum F_i = 0 \\ \sum M_i = 0 \end{array} \right\}.$$

Решая эту систему уравнений относительно неизвестных, определяют численные значения составляющих реакций опор вала.

Если в результате вычислений в числовом значении какой-либо составляющей реакции опоры получился знак минус, то это означает, что фактически эта опорная реакция должна быть направлена в противоположную сторону.

7.2.4 Построение эпюр крутящего и изгибающих моментов.

Построение эпюры крутящего момента $M_{кр}$ производят по значению, вычисленному в результате кинематического расчета. Характер эпюры - прямая линия, параллельная оси вала. Эпюра ограничивает участок вала между колесами. Знак эпюры определяется по направлению вращающего момента, указанному на схеме (рисунок 7.7), если смотреть со стороны выходного конца вала.

Эпюры изгибающих моментов $M_{из}$ строят отдельно для каждой плоской системы сил, предварительно определив числовые значения изгибающих моментов в критических сечениях (т.е. в сечениях, где установлены зубчатые колеса, опоры). Следует помнить, что характер эпюр изгибающих моментов на каждом расчетном участке вала - прямые наклонные (или параллельные) относительно оси вала линии. В сечении, где приложена пара сил (момент) - на эпюре будет "скачек" на величину приложенного момента.

Эпюры изгибающих моментов необходимы для определения опасного сечения вала. Опасное сечение - сечение, где возможно разрушение вала от наибольшего совместного воздействия, крутящего и изгибающих моментов с учетом возможного ослабления сечения (например, шпоночным пазом).

Подробно методика построения эпюр изгибающих моментов рассмотрена при изучении дисциплины «Прикладная механика», раздел «Сопротивление материалов», пример решения задачи представлен ниже.

Пример решения задачи на определение реакций опор и построение эпюр изгибающих и вращающих моментов:

Дано: $F_t = 4$ кН; $F_r = 1,5$ кН; $F_a = 0,8$ кН; $F_B = 2$ кН; $L_{оп} = 0,1$ м; $L_{зв} = 0,06$ м; $d=0,2$ м (диаметр колеса). Построить эпюры крутящего и изгибающих моментов.

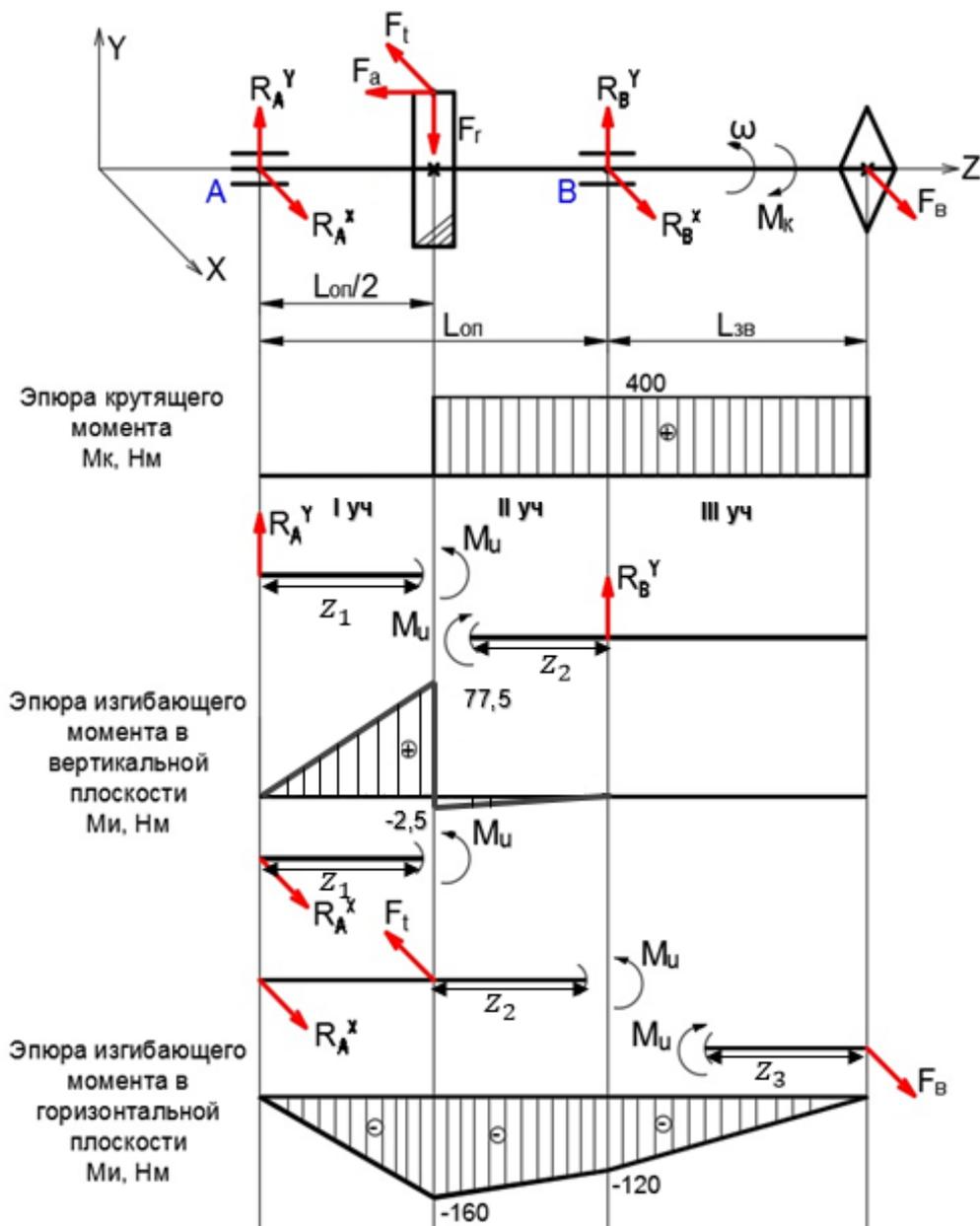


Рисунок 7.7 - Расчетная схема и эпюры крутящего и изгибающих моментов выходного вала (вариант)

Решение:

1. Вычисляем крутящий момент на ведомом валу редуктора M_K , Н·м:

$$M_K = F_t \frac{d}{2} = 400 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

2. Расчет балки начинаем с *определения реакций опор*.

2.1. Вертикальная плоскость:

$$\sum M_A^y = 0$$

$$-F_r \frac{L_{\text{оп}}}{2} + F_a \frac{d}{2} + R_B^y L_{\text{оп}} = 0$$

$$R_B^y = \frac{F_r \frac{L_{\text{оп}}}{2} - F_a \frac{d}{2}}{L_{\text{оп}}} = -50 \text{ Н}$$

$$\sum P^y = 0$$

$$R_A^y - F_r + R_B^y = 0$$

$$R_A^y = F_r - R_B^y = 1550 \text{ Н}$$

Проверка:

$$\sum M_B^y = -R_A^y L_{\text{оп}} + F_r \frac{L_{\text{оп}}}{2} + F_a \frac{d}{2} = 0$$

2.2. Горизонтальная плоскость:

$$\sum M_A^x = 0$$

$$F_t \frac{L_{\text{оп}}}{2} - F_B (L_{\text{оп}} + L_{\text{зв}}) - R_B^x L_{\text{оп}} = 0$$

$$R_B^x = \frac{F_t \frac{L_{\text{оп}}}{2} - F_B (L_{\text{оп}} + L_{\text{зв}})}{L_{\text{оп}}} = -1200 \text{ Н}$$

$$\sum P^x = 0$$

$$R_A^x - F_t + R_B^x - F_B = 0$$

$$R_A^x = F_t - R_B^x - F_B = 3200 \text{ Н}$$

Проверка:

$$\sum M_B^x = R_A^x L_{\text{оп}} - F_t \frac{L_{\text{оп}}}{2} - F_B L_{\text{зв}} = 0$$

3. Строим эпюры изгибающих моментов:

3.1. Вертикальная плоскость

I участок:

$$0 \leq z_1 \leq \frac{L_{\text{оп}}}{2}$$

$$-R_A^y z_1 + M_u^I = 0, \quad M_u^I = R_A^y z_1$$

$$M_u^I(0) = 0, \quad M_u^I(0,05) = 77,5 \text{ Н}$$

II участок:

$$0 \leq z_2 \leq \frac{L_{\text{оп}}}{2}$$

$$R_B^y z_2 - M_u^{II} = 0, \quad M_u^{II} = R_B^y z_2$$

$$M_u^{II}(0) = 0, \quad M_u^{II}(0,05) = -2,5 \text{ Н.}$$

III участок: на третьем участке, при рассмотрении справа, вертикальных сил нет, соответственно $M_u^{III} = 0$.

3.2. Горизонтальная плоскость

I участок:

$$0 \leq z_1 \leq \frac{L_{\text{оп}}}{2}$$

$$R_A^x z_1 + M_u^I = 0, \quad M_u^I = -R_A^x z_1$$

$$M_u^I(0) = 0, \quad M_u^I(0,05) = -160 \text{ Н.}$$

II участок:

$$0 \leq z_2 \leq \frac{L_{\text{оп}}}{2}$$

$$R_A^x \left(\frac{L_{\text{оп}}}{2} + z_2 \right) - F_t z_2 + M_u^{II} = 0, \quad M_u^{II} = -R_A^x \left(\frac{L_{\text{оп}}}{2} + z_2 \right) + F_t z_2$$

$$M_u^{II}(0) = -160 \text{ Н}, \quad M_u^{II}(0,05) = -120 \text{ Н.}$$

III участок:

$$0 \leq z_3 \leq L_{\text{зв}}$$

$$-M_u^{III} - F_B z_3 = 0, \quad M_u^{III} = -F_B z_3$$

$$M_u^{III}(0) = 0, \quad M_u^{III}(0,06) = -120 \text{ Н}$$

7.2.5 Определение суммарного изгибающего момента в наиболее нагруженном (опасном) сечении:

$$M_{\text{max}} = \sqrt{(M_K^z)^2 + (M_K^y)^2},$$

где M_K^z и M_K^y - расчетные изгибающие моменты, действующие в опасном сечении вала К, Н·м. Если объективно невозможно определить наиболее опасное сечение, то суммарный изгибающий момент определяется для всех потенциально опасных сечений. Для дальнейших расчетов принимается максимальное значение и сечение, соответствующее этому моменту считается наиболее опасным.

При построении эпюр крутящего и изгибающих моментов необходимо учитывать *правило знаков*.

Крутящий момент будем считать положительным, если при взгляде с торца он дает вращение по часовой стрелке или при взгляде со стороны сечения дает вращение против часовой стрелки.

Изгибающий момент считается положительным, если балка изгибается выпуклостью вниз, и наоборот.

7.2.6 Определение нормальных и касательных напряжений в опасном сечении вала.

Нормальные напряжения $\sigma_{и}$ определяют по формуле:

$$\sigma_{и} = \frac{M_{max}}{W_x} \cdot 10^3,$$

где M_{max} - суммарный изгибающий момент в опасном сечении вала, определенный в п.7.2.3, Н·м;

W_x - осевой момент сопротивления сечения вала изгибу, мм³.

Для вала сплошного сечения осевой момент сопротивления в сечении с диаметром d вычисляют по формуле:

$$W_x = 0,1 \cdot d^3.$$

Для сечения со шпоночным пазом необходимо учитывать ослаблено сечение этим шпоночным пазом:

$$W_x = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t \cdot (d-t)^2}{2 \cdot d},$$

где b и t - соответственно ширина и глубина шпоночного паза, мм.

Касательные напряжения $\tau_{к}$ рассчитывают по формуле:

$$\tau_{к} = \frac{M_{кр}}{W_{\rho}} \cdot 10^3,$$

где $M_{кр}$ - крутящий момент на валу редуктора, Н·м;

W_{ρ} - полярный момент сопротивления сечения вала кручению, мм³

Для вала сплошного сечения полярный момент сопротивления сечения рассчитывают по формуле:

$$W_\rho = 0,2 \cdot d^3.$$

Для сечения со шпоночным пазом:

$$W_x = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t \cdot (d-t)^2}{2 \cdot d}.$$

7.2.7 Проверочный расчет вала на статическую прочность.

Условие прочности имеет вид:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma_{\text{И}}^2 + 3\tau_{\text{К}}^2} \leq [\sigma],$$

где $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ - расчетное эквивалентное напряжение, МПа;

$[\sigma]$ - допускаемое нормальное напряжение, $[\sigma] = 0,8 \cdot \sigma_{\text{T}}$ МПа;

σ_{T} - предел текучести для материала вала (выбирают из таблицы 7.1), МПа.

7.2.8 Проверочный расчет вала на усталостную прочность.

Уточненный проверочный расчет валов на усталость исходит из предположения, что нормальные напряжения изменяются по симметричному, а касательные — по асимметричному циклу (рисунок 7.8).

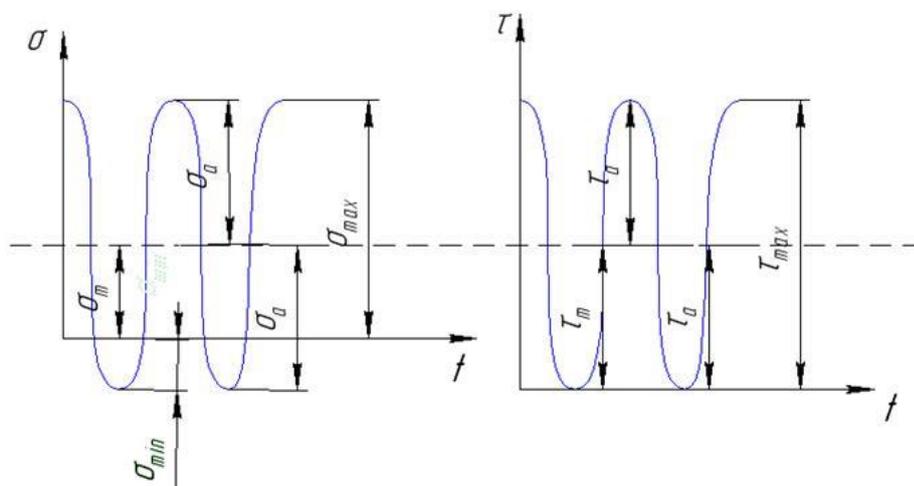


Рисунок 7.8 - Эпюр изменения касательных и нормальных напряжений в теле вала.

Расчет на сопротивление усталости сводится к определению коэффициента запаса прочности и сравнения его с предельными значениями:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \leq [n],$$

где n - коэффициент запаса прочности;

$[n]$ - предельное значение коэффициента запаса прочности,

$$[n] = 1,5 \dots 2,0$$

n_σ - коэффициент запаса прочности по изгибу,

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \cdot \frac{K_\sigma}{K_d K_F} + \psi_\sigma \sigma_m},$$

n_τ - коэффициент запаса прочности по кручению,

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \cdot \frac{K_\tau}{K_d K_F} + \psi_\tau \tau_m},$$

где σ_a и τ_a - амплитуда *переменных* составляющих циклов напряжений,

σ_m и τ_m - амплитуда *постоянных* составляющих циклов напряжений,

$$\sigma_m = 0;$$

$$\sigma_a = M_{max} / (0,1d^3);$$

$$\tau_m = \tau_a = 0,5 \tau = 0,5M_{кр} / (0,2d^3).$$

ψ_σ и ψ_τ - коэффициенты, корректирующие влияние постоянной составляющей цикла напряжений на сопротивление усталости:

$\psi_\sigma = 0,05$; $\psi_\tau = 0$ - углеродистые мягкие стали;

$\psi_\sigma = 0,1$; $\psi_\tau = 0,05$ - среднеуглеродистые стали;

$\psi_\sigma = 0,15$; $\psi_\tau = 0,1$ - легированные стали;

σ_{-1} и τ_{-1} - предел выносливости:

$$\sigma_{-1} \approx (0,4 \dots 0,5)\sigma_B;$$

$$\tau_{-1} \approx (0,2 \dots 0,3)\sigma_B;$$

K_d - масштабный фактор, определяется по графику рисунок 7.9:

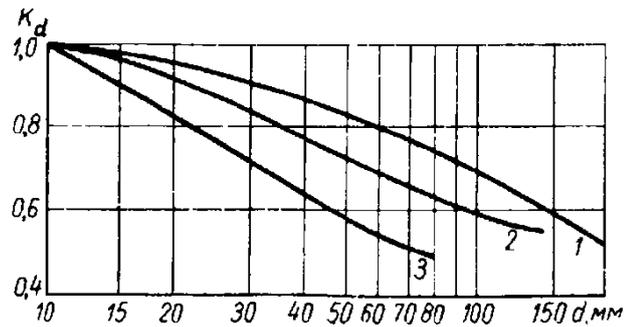


Рисунок 7.9 - График зависимости коэффициентов масштабирования от максимального диаметра вала.

- 1- углеродистая сталь при отсутствии концентрации напряжений,
- 2- легированная сталь при отсутствии концентрации напряжений и углеродистая при умеренной концентрации напряжений,
- 3- легированная сталь при наличии концентрации напряжений.

K_F – фактор шероховатости, определяется по графику рисунок 7.10:

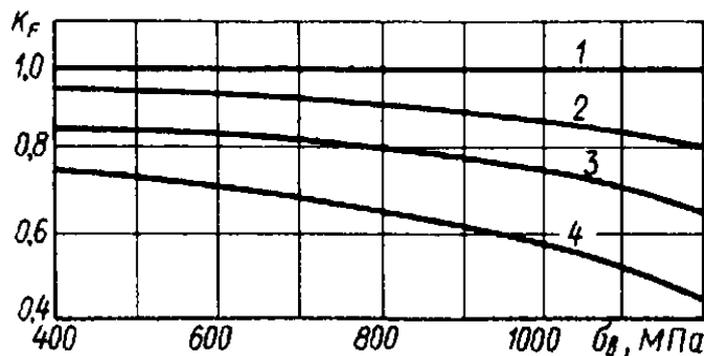
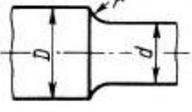
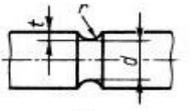
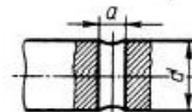


Рисунок 7.10 - График зависимости коэффициентов шероховатости от напряжений.

- 1- углеродистая сталь при отсутствии концентрации напряжений,
- 2- легированная сталь при отсутствии концентрации напряжений и углеродистая при умеренной концентрации напряжений,
- 3- легированная сталь при наличии концентрации напряжений.
- 4- легированные улучшенные стали при отсутствии концентраций напряжений.

K_σ и K_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении, определяются в зависимости от конструктивных особенностей по графику на таблице 7.4:

Таблица 7.4 - Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений при изгибе и кручении

Вид концентратора напряжений	K_σ		K_τ		
	$\sigma_B, \text{МПа}$				
	≤ 700	≥ 1000	≤ 700	≥ 1000	
Галтель при $D/d=1,25\dots 2,0$					
	$r/d = 0,02$	2,5	3,5	1,8	2,1
	$r/d = 0,06$	1,85	2,0	1,4	1,43
	$r/d = 0,010$	1,6	1,64	1,25	1,35
Выточка при $t = r$					
	$r/d = 0,02$	1,9	2,35	1,4	1,7
	$r/d = 0,06$	1,8	2,0	1,35	1,65
	$r/d = 0,010$	1,7	1,85	1,25	1,5
Поперечное отверстие при $a/d = 0,05\dots 0,25$					
		1,9	2,0	1,75	2,0
Шпоночный паз					
		1,7	2,0	1,4	1,7
Шлицевое соединение					
При расчете по внутреннему диаметру шлицев		1,0	1,0	1,0	1,0
Прессовая посадка при $P \geq 20 \text{ МПа}$					
Без конструктивных мер, уменьшающих концентрацию напряжений		2,4	3,6	1,8	2,5
Резьба					
		1,8	2,4	1,2	1,5

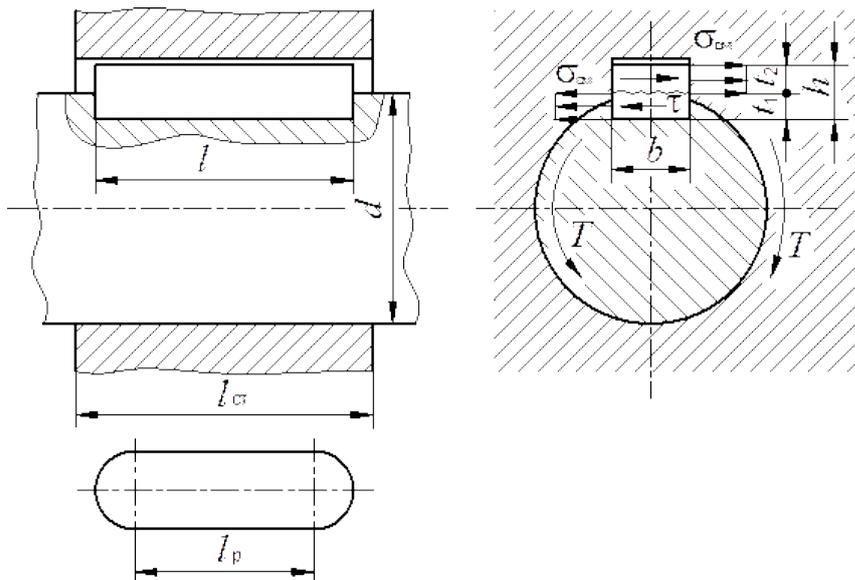
7.2.9 Проверочный расчет шпоночного соединения на срез и смятие.

Как было сказано в пункте 7.1.1 размеры шпоночного паза выбираются в соответствии с ГОСТ 23360-78 для призматических шпонок (таблица 7.2) или сегментных в соответствии с ГОСТ 24071-80 (таблица 7.3), в зависимости от диаметра вала на который предполагается установка данного соединения. Для быстроходных и малонагруженных валов предпочтительно применять сегмент-

ные шпонки. Длину призматической шпонки следует выбирать на 5...10 мм менее длины ступицы, но из рекомендуемого ряда, мм:

6,8,10,12,14,16,18,20,25,28,32,36,40,45,50,56,63,70,80,90,100,110,125...

После выбора геометрических размеров шпонки и шпоночных пазов на валу и в ступице необходимо убедиться в отсутствии возникновения смятия и среза в теле шпонки (рисунок 7.11).



Условие недопущения смятия и среза имеет вид:

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{2M}{(h-t_1)dl_p} \leq [\sigma_{\text{сж}}],$$

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2M}{bdl_p} \leq [\tau_{\text{ср}}],$$

где M – вращающий момент, передаваемый к ступице, Нмм;

d – диаметр участка вала, на котором установлена шпонка, мм;

l_p – рабочая длина шпонки, в соответствии с ГОСТ 23360-78, мм;

h – высота шпонки, мм;

t_1 – высота части шпонки, заглубленной в вал, мм;

b – ширина шпонки,

$[\sigma_{\text{сж}}] = 130...200$ МПа – для стальных ступиц,

$[\sigma_{\text{сж}}] = 80...110$ МПа – для чугунных ступиц,

$[\tau_{\text{ср}}] = 70...100$ МПа – для любых шпонок.

Расчет на срез и смятие для сегментных шпонок выполняется аналогично расчету призматических шпонок.

При несоблюдении условия на срез и смятие следует выбрать более крупную шпонку и повторить расчет.

8. Выбор подшипников, проверка долговечности. Конструирование подшипникового узла

В современном машиностроении для опор валов редукторов применяются подшипники качения или подшипники скольжения, последние обладают рядом специфических недостатков и не нашли широкого распространения в проектировании цилиндрических и конических редукторов. При конструировании цилиндрических и конических редукторов чаще всего применяют шариковые и роликовые подшипники.

Подшипники качения, выпускаемые промышленностью, классифицируются по ряду показателей, но в расчетах принимается во внимание конструктивные особенности, определяющие способность воспринимать осевые и радиальные нагрузки, а также их нагрузочная способность, определяющая долговечность работы подшипника. Нагрузочная способность определяется серией к которой принадлежит подшипник (рисунок 8.1).

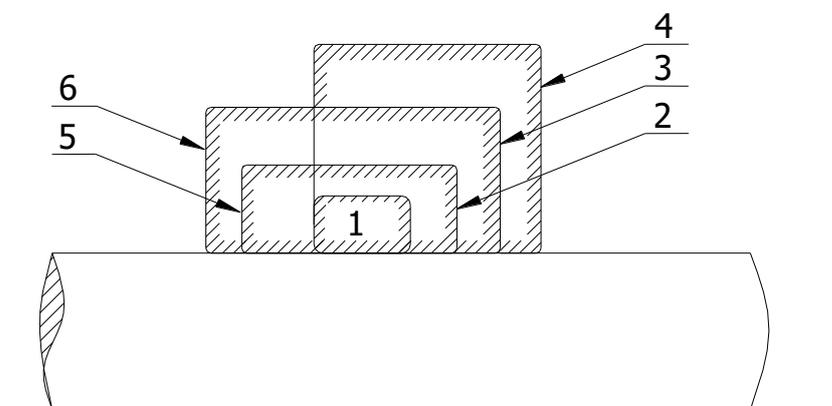


Рисунок 8.1 - Серии подшипников качения
1 - особо легкая, 2 – легкая, 3 - средняя, 4 - тяжелая,
5 - легкая широкая, 6 - средняя широкая.

Как правило, для опор вала конической шестерни применяют конические роликовые подшипники, для валов цилиндрических косозубых и прямозубых шестерен – шариковые радиальные подшипники. Первоначально также принимают подшипники легкой серии, с последующим повышением серии на основании расчетов.

Современный расчет подшипников качения базируют только на двух критериях:

расчет на статическую грузоподъемность по остаточным деформациям;

расчет на ресурс (долговечность) по усталостному выкрашиванию.

Расчеты по другим критериям не разработаны, так как эти критерии связаны с целым рядом случайных факторов, трудно поддающихся учету.

В ходе расчетных работ необходимо выбрать подшипники для валов редуктора и проверить их на долговечность.

При выборе типа и размера подшипника для заданных условий работы необходимо учитывать:

1. Величину и направление нагрузки (радиальная, осевая, комбинированная).
2. Характер нагрузки (постоянная, переменная, вибрационная, ударная).
3. Какое из колец подшипника вращается (внутреннее или наружное), его частоту вращения.
4. Необходимый ресурс (в часах или миллионах оборотов) и надежность.
5. Состояние окружающей среды (температура, влажность, запыленность).
6. Особые требования к подшипникам.
7. Желательные размеры подшипника.
8. Стоимость подшипника и узла в целом.

Подшипники выбирают по статической грузоподъемности. Первоначально назначают подшипники легкой серии по вычисленным ранее диаметрам вала под подшипники. Если при последующем расчете грузоподъемность подшипника окажется недостаточной, то принимают подшипники средней серии.

Выбор подшипников

8.1. Определение типа подшипников и схемы установки.

Для назначения схемы установки подшипников необходимо определиться с конструкцией подшипникового узла. При выборе конструкции подшипниковых узлов следует определить:

- способ установки (крепления) внутреннего кольца подшипника на валу (рисунок 8.2 а);
- способ установки (крепления) внешнего кольца подшипника в корпусе (рисунок 8.2 б);
- элементы регулирования положения подшипника в узле (при необходимости) (рисунок 8.2 в);
- тип и вид крышки подшипника (рисунок 8.2 г);
- тип уплотнения вала в узле (рисунок 8.2 д).

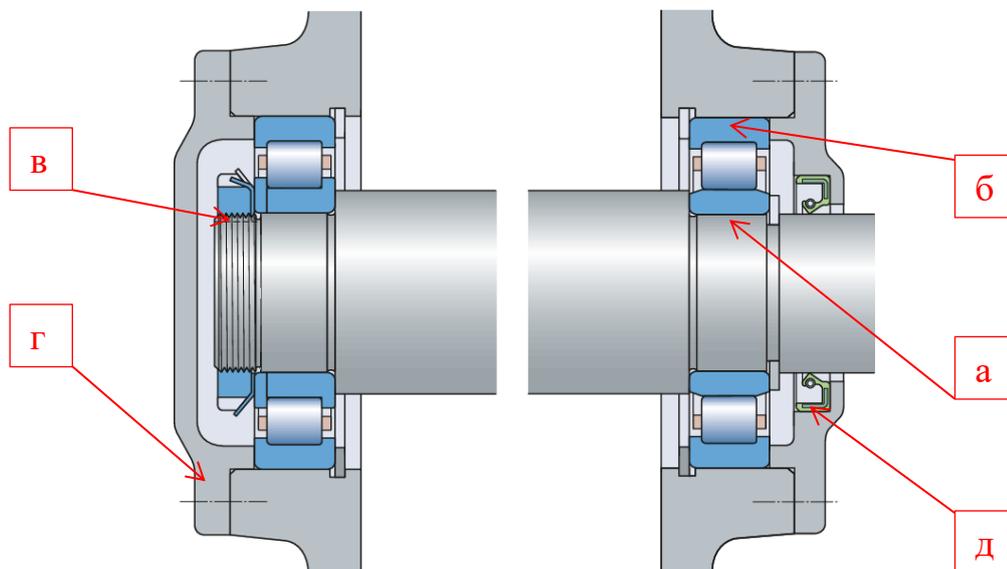


Рисунок 8.2 – Конструкция подшипниковых узлов вала цилиндрических шестерен

При работе редуктора могут возникать температурные деформации вала, что ведет к значительным осевым давлениям на подшипники. Во избежание заклинивания тел качения применяют различные схемы подшипниковых узлов. Для достаточно длинных валов ($l/d = 12...15$, здесь l - длина вала, d - макси-

мальный диаметра вала), одна из опор фиксирует положение вала в осевом направлении в обе стороны, а другая опора является подвижной (рисунок 8.3 а). Фиксирующий подшипник жестко закрепляют в осевом направлении, как на валу, так и в расточке корпуса. Он способен воспринимать двухстороннюю осевую нагрузку реверсивного характера.

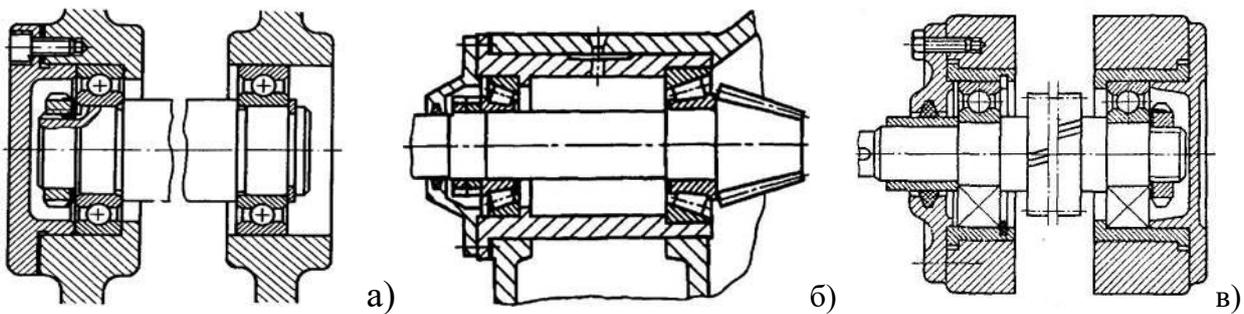


Рисунок 8.3 – Конструкции подшипниковых узлов (вариант)

При действии на подшипник радиальной нагрузки в качестве фиксирующей опоры принимают наиболее нагруженную опору. При одновременном действии радиальной и осевой нагрузок в качестве фиксирующего принимают подшипник, воспринимающий меньшую радиальную нагрузку.

Внутреннее кольцо плавающего подшипника **жестко закреплено на валу, внешнее кольцо в корпусе не закрепляется**, это обеспечивает возможность подшипнику перемещаться в осевом направлении на величину тепловой деформации вала. Обеспечивая значительные температурные деформации, эта схема обладает малой осевой жесткостью опор, что отражается на относительном положении связанных с валом деталей.

Для менее длинных валов ($l/d=8...10$) опорные узлы могут быть установлены "врастяжку" (рисунок 8.3 б). В этом случае температурное удлинение вала приводит к увеличению осевого зазора в подшипнике, что уменьшает вероятность защемления подшипников. *Для радиальных подшипников схема "врастяжку" не применяется.*

Для коротких валов ($l/d = 6...8$) применяется установка подшипников "враспор", когда каждая из опор фиксирует вал в осевом направлении, но только в одну сторону (рисунок 8.3 в).

Таким образом процесс проектирования сводится к выбору способа установки вала в подшипниках и способах установки подшипников в корпусе.

Способы установки подшипников на валах и в корпусе достаточно подробно отработаны в современном машиностроении, и процесс сводится к выбору типового решения.

Способы установки подшипников на валах представлены на рисунке 8.4.

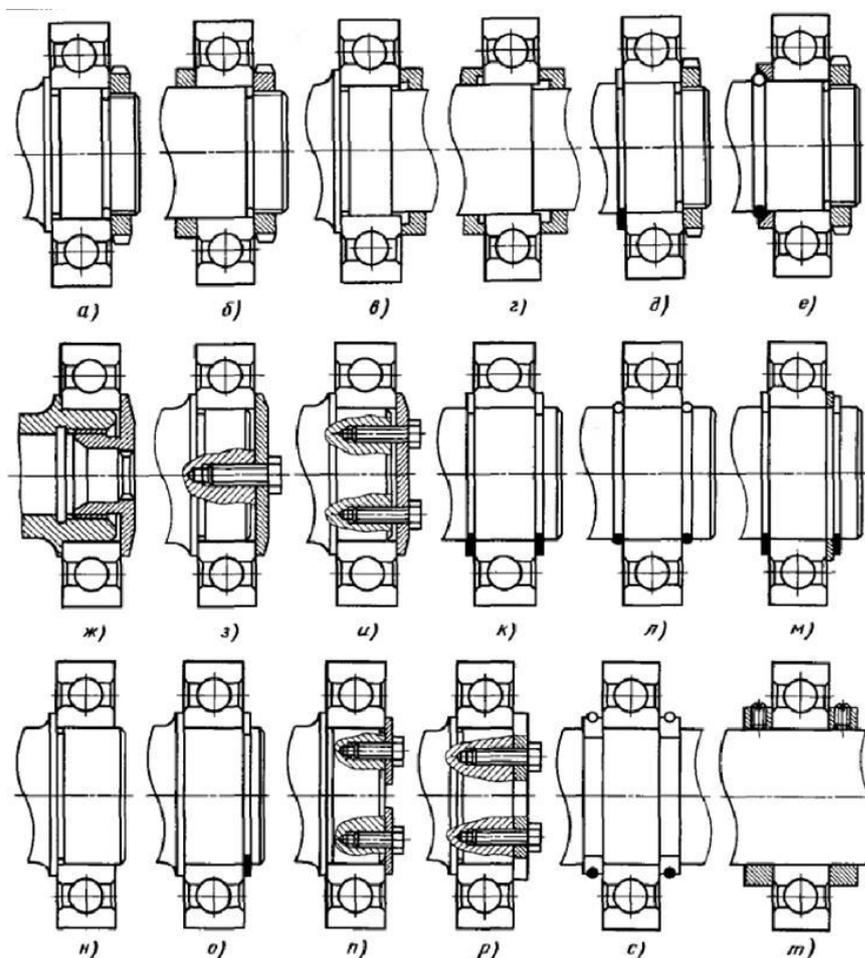


Рисунок 8.4 – Способы установки подшипника на вал (варианты)

- а, б – посадка с натягом с крепление гайкой;
- в, г – посадка с натягом с креплением распорной втулкой;
- д, е - посадка с натягом упором в стопорное кольцо и крепление гайкой;
- ж, з, и, п, р - посадка с натягом с креплением торцевой шайбой на винтах;
- к, л, м, о, с, т - посадка с натягом с креплением стопорными шайбами;
- н - посадка с гарантированным натягом.

Способы установки подшипников в корпусе во многом будут зависеть от типа корпуса - разъемный или неразъемный.

Для разъемных корпусов применяют закладные и привертные крышки, для неразъемных – только привертные. Крепление в разъемном корпусе, как правило, выполняется с помощью стопорных элементов (колец, шайб и т.д.) препятствующих осевому перемещению. Наиболее распространенные *способы крепления подшипников в разъемном корпусе* приведены на рисунке 8.5.

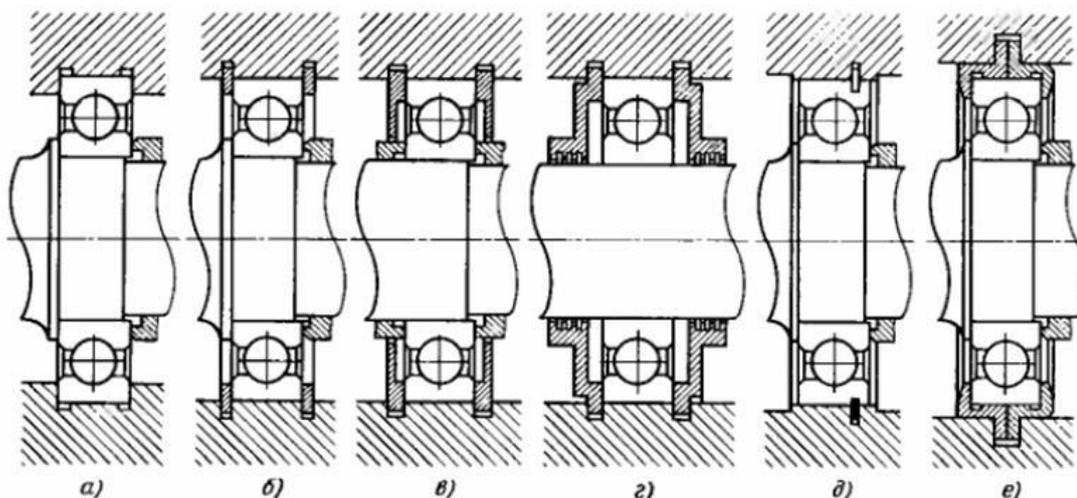


Рисунок 8.5 - Способы крепления подшипников в разъемном корпусе

- а – крепление наружного кольца подшипника буртиком корпуса;
- б, д - крепление наружного кольца подшипника стопорным кольцом;
- в, г, е - крепление наружного кольца подшипника крепежной пластиной.

Способы крепления подшипников в неразъемном корпусе приведены на рисунке 8.6.

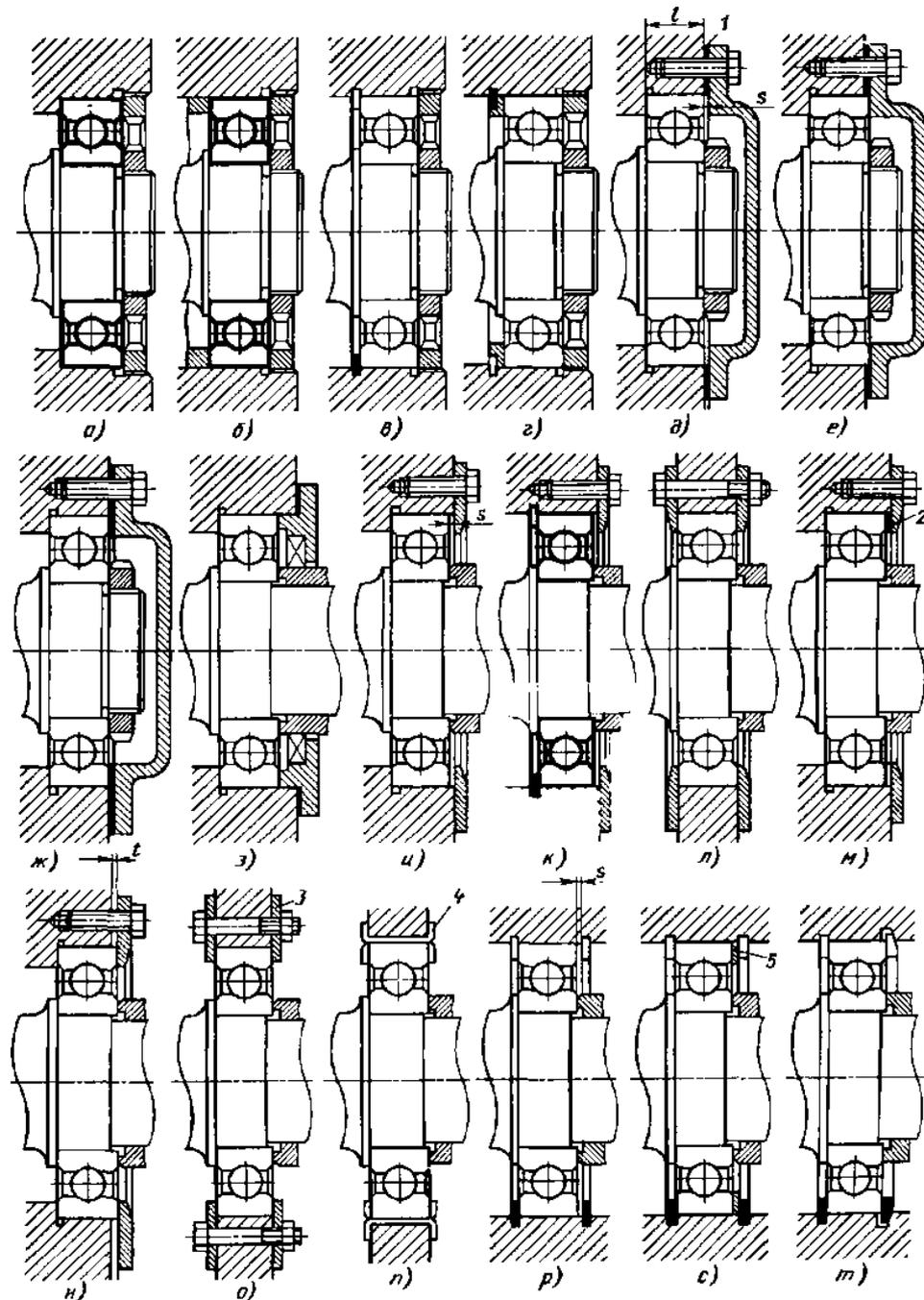


Рисунок 8.6 - Способы крепления подшипников в неразъемном корпусе
 а, б, в, г – крепление наружного кольца подшипника винтовой крышкой;
 д, е, ж - крепление наружного кольца подшипника крышкой на винтах;
 з, - крепление наружного кольца подшипника с крышкой гарантированным натягом;
 к, л, м, н, о, - крепление наружного кольца подшипника крепежной пластиной на винтах;
 п - крепление наружного кольца подшипника деформируемой шайбой;
 р, с, т - крепление наружного кольца подшипника стопорными кольцами.

Регулирование подшипников

Для нормальной работы подшипников необходимо свободное вращение колец и отсутствие в подшипнике чрезмерно больших зазоров. Для этого в подшипниковых узлах предусмотрены различные способы создания зазоров оптимальной величины. Регулирование подшипников осуществляется осевым перемещением наружных и внутренних колец.

Регулирование подшипников осевым перемещением наружных колец осуществляется набором тонких металлических прокладок, устанавливаемых под фланец крышки подшипника (рисунок 8.7 а), либо с помощью воздействия винта на шайбу крепления наружного кольца подшипника (рисунок 8.7 б). Регулирование подшипников осевым перемещением внутренних колец производится с помощью шлицевой гайки (рисунок 8.7 в), либо поджимом набора тонких металлических прокладок торцевой шайбой (рисунок 8.7 г):

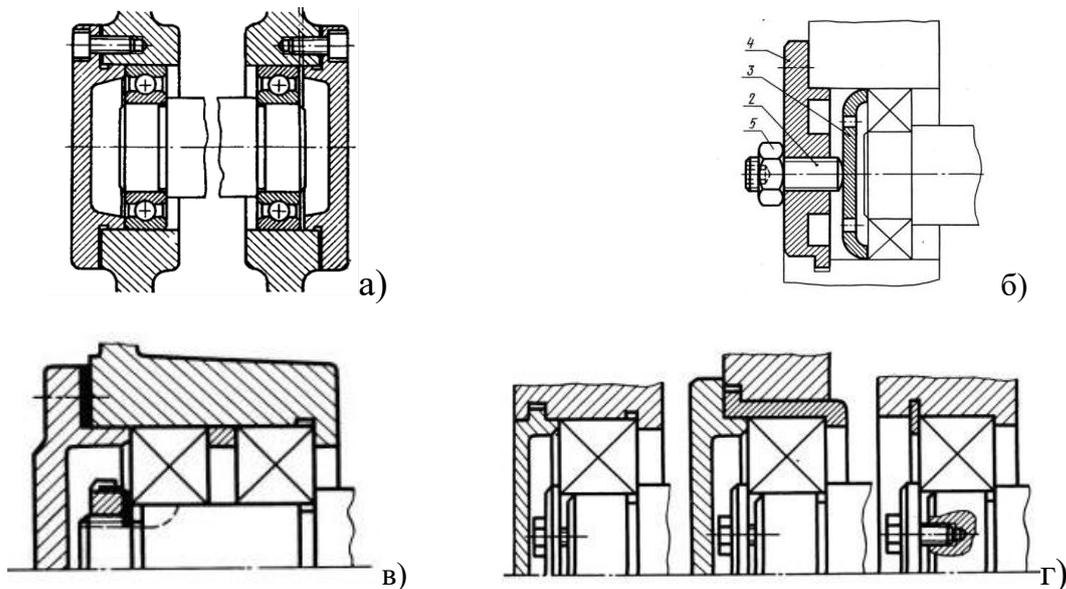


Рисунок 8.7 - Способы регулирования положения колец подшипников

Все способы крепления и регулировки подшипников являются отработанными технологическими решениями. При проектировании подобного узла целесообразно пользоваться атласом готовых конструкций, адаптируя их под свои конкретные задачи.

8.2. Выбор подшипника.

Выбор подшипника осуществляется по типу подшипника (радиальный шариковый, роликовый конический и т.д.) и по диаметру вала под подшипник $d_{п}$, вычисленному при выполнении расчета вала.

Для опор валов цилиндрических прямозубых и косозубых колес редукторов применяют чаще всего *шариковые радиальные* подшипники. Для опор вала конических колеса и шестерни применяют *роликовые конические* подшипники. Изначально выбирается легкая серия.

Для выбранного подшипника определяются основные геометрические и эксплуатационные показатели (таблица 8.1, 8.2 и рисунок 8.8).

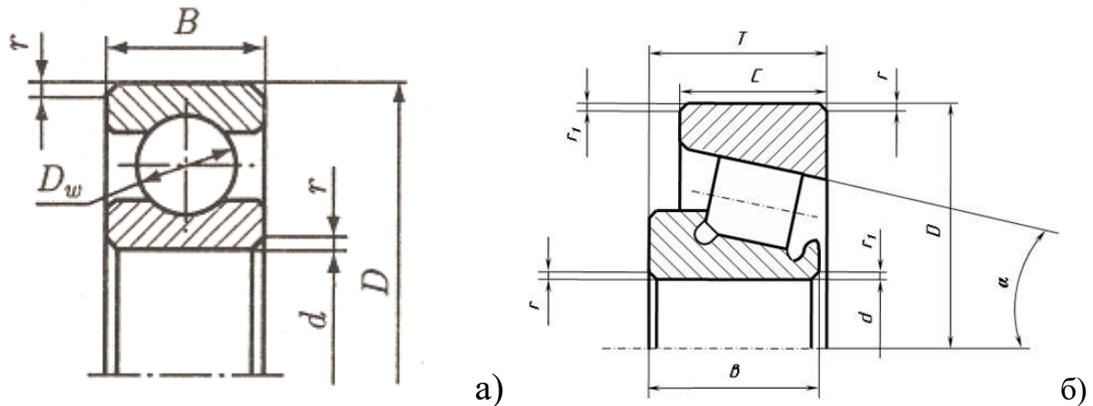
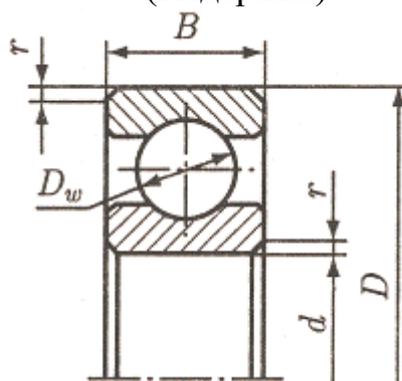


Рисунок 8.8 - Основные геометрические параметры подшипников качения.

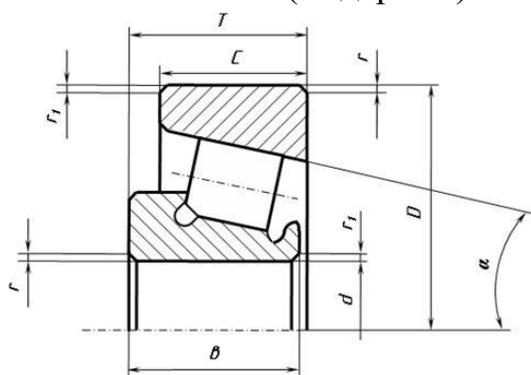
- а - шариковые радиальные однорядные ГОСТ 8338-75,
- б - роликовые конические однорядные ГОСТ 333-71.

Таблица 8.1 - Подшипники шариковые радиальные однорядные ГОСТ 8338-75(выдержка)



Легкая серия							Средняя серия						
Обозначение	размеры, мм				грузоподъемность, кН		Обозначение	размеры, мм				грузоподъемность, кН	
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>C_r</i>	<i>C_{0r}</i>		<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>C_r</i>	<i>C_{0r}</i>
204	20	47	14	1,5	10	6,3	304	20	52	15	2	12,5	7,94
205	25	52	15		11	7,09	305	25	62	17		17,6	11,6
206	30	62	16		15,3	10,2	306	30	72	19		22	15,1
207	35	72	17	2	20,1	13,9	307	35	80	21	2,5	26,2	17,9
208	40	80	18		25,6	18,1	308	40	90	23		31,9	22,7
209	45	85	19		25,7	18,1	309	45	100	25		37,8	26,7
210	50	90	20		27,5	20,2	310	50	110	27		48,5	36,3
211	55	100	21		34	25,6	311	55	120	29		56	42,6
212	60	110	22	2,5	41,1	31,5	312	60	130	31	3,5	64,1	49,4
213	65	120	23		44,9	34,7	313	65	140	33		72,7	56,7
214	70	125	24		48,8	38,1	314	70	150	35		81,7	64,5
215	75	130	25		51,9	41,9	315	75	160	37		89	72,8

Таблица 8.2 - Подшипники роликовые конические однорядные
ГОСТ 333-71(выдержка)



Условное обозначение подшипника	d	D	T, мм		b	a	Динамическая грузоподъемность C, кН	Y	e	Статическая грузоподъемность C ₀ , кН	Y ₀
			наиб.	наим.							

Легкая серия

7205	25	52	16,5	16,0	15	13	23,4	1,666	0,360	17,6	0,916
7206	30	62	17,5	17,0	16	14	29,2	1,645	0,365	21,9	0,905
7207	35	72	18,5	18,0	17	15	34,5	1,624	0,369	25,8	0,893
7208	40	80	20,0	19,5	20	16	41,6	1,565	0,383	32,1	0,861
7209	45	85	20,5	20,0	19	16	41,9	1,450	0,414	32,8	0,798
7210	50	90	22,0	21,5	21	17	51,9	1,604	0,374	39,8	0,882
7211	55	100	23,0	22,5	21	18	56,8	1,459	0,411	45,2	0,802
7212	60	110	24,0	23,5	23	19	70,8	1,710	0,351	32,4	0,940
7214	70	125	20,5	26,0	26	21	94,0	1,124	0,309	80,5	0,803

Средняя серия

7304	20	52	16,5	16,0	16	13	24,5	2,026	0,296	17,4	1,114
7305	25	62	18,5	18,0	17	15	29,0	1,666	0,360	20,5	0,916
7306	30	72	21,0	20,5	19	17	39,2	1,780	0,337	29,3	0,979
7307	35	80	23,0	22,5	21	18	47,2	1,881	0,319	34,6	1,035
7308	40	90	25,5	25,0	23	20	59,8	2,158	0,278	45,1	1,187
7309	45	100	27,5	27,0	26	22	74,6	2,090	0,287	58,2	1,150
7310	50	110	29,5	29,0	29	23	94,7	1,937	0,310	74,4	1,065
7311	55	120	32,0	31,0	29	25	100,0	1,804	0,332	79,9	0,992
7312	60	130	34,0	33,0	31	27	116,0	1,966	0,305	94,4	0,081
7313	65	140	36,5	35,5	33	28	131,0	1,966	0,305	109,0	1,081
7314	70	150	38,5	37,5	37	30	165,0	1,937	0,310	134,0	1,065
7315	75	160	40,5	39,5	37	31	174,0	1,829	0,328	145,0	1,006

Средняя широкая серия

7605	25	62	25,5	25,0	24,0	21,0	44,6	2,194	0,273	35,9	1,205
7606	30	72	29,0	28,5	29,0	23,0	60,1	1,882	0,319	50,0	1,035
7607	35	80	33,0	32,5	31,0	27,0	70,2	2,026	0,296	60,3	1,114
7608	40	90	35,5	35,0	33,0	28,5	78,5	2,026	0,296	65,9	1,114
7609	45	100	38,5	38,0	36,0	31,0	102,0	2,058	0,291	88,8	1,131
7610	50	110	42,0	40,5	40,0	34,0	120,0	2,026	0,296	106,0	1,114
7611	55	120	46,0	45,0	44,5	36,5	145,0	1,850	0,320	137,0	1,020
7612	60	130	49,0	48,0	47,5	39,0	168,0	1,970	0,300	154,0	1,080

Проверка долговечности подшипников

8.3. Определение максимальных значение осевых и радиальных усилий.

Определяется радиальное воздействие на каждый из подшипников:

$$R_A = \sqrt{R_A^X{}^2 + R_A^Y{}^2} ,$$
$$R_B = \sqrt{R_B^X{}^2 + R_B^Y{}^2} .$$

Из двух значений выбираем максимальное значение R_{max} и сравниваем со статической грузоподъемностью C_{or} выбранного подшипника(таблица 8.1, 8.2).

При выполнении условия:

$$C_{or} > R_{max} ,$$

принимаем подшипник выбранной серии, в случае невыполнения условия выбираем подшипник следующей серии и повторяем расчеты.

8.4. Определение долговечности подшипника.

Долговечность подшипника определяется сроком его работы при заданных условиях (радиальная нагрузка, частота вращения, условия эксплуатации и т.д.)

Долговечность определяют:

$$L = a_1 a_{23} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^K \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} ,$$

где a_1 - коэффициент долговечности подшипника; для большинства подшипников принимают $a_1 = 1$;

a_{23} - коэффициент, зависящий от свойств металла деталей подшипника и условий его эксплуатации.

Значения коэффициент a_{23} принимаем:

для шарикоподшипников 0,7...0,8;

для роликоподшипников 0,6...0,7.

C_r - динамическая грузоподъемность (таблица 8.1, 8.2);

n - частота вращения вала;

K - показатель степени:

$K = 3$ - для шариковых подшипников,

$K = 10/3$ - для роликовых подшипников;

P_r - эквивалентная нагрузка (вычисляется для двух подшипников, при расчете долговечности учитывается большее значение).

Определение эквивалентной нагрузки P_r :

- для радиальных шариковых и роликовых, радиально-упорных подшипников:

$$P_r = (VXR_r + YR_a)K_B K_T,$$

- для подшипников с короткими цилиндрическими роликами:

$$P_r = R_r K_B K_T,$$

где K_σ - коэффициент безопасности (динамичности):

1,0 - нагрузка спокойная;

1,3...1,5 - нагрузка умеренная;

2,5...3,0 - сильные удары и толчки.

K_T - температурный коэффициент;

При $t^\circ\text{C}$	≤ 100	125	150	175	200	250
K_T	1,00	1,05	1,10	1,15	1,25	1,4

V - коэффициент вращения кольца:

при вращении внутреннего кольца $V=1$;

при вращении наружного кольца $V=2$.

X , Y - коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, определяются в зависимости от соотношения осевых F_a , радиальных нагрузок F_r на статической грузоподъемности подшипника C_{or} по таблице 8.3.

Таблица 8.3 - Значение коэффициентов радиальных и осевых нагрузок.

Тип подшипника	$\alpha, ^\circ$	$F_a/C_{ор}$	Подшипники однорядные		Подшипники двухрядные				e
			$F_a/F_r > e$		$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$		
			X	Y	X	Y	X	Y	
Радиальный	0	0,014		2,30				2,30	0,19
		0,028		1,99				1,99	0,22
		0,056		1,71				1,71	0,26
		0,084	0,56	1,55	1,0	0	0,56	1,55	0,28
		0,110		1,45				1,45	0,30
		0,170		1,31				1,31	0,34
		0,280		1,15				1,15	0,38
		0,420		1,04				1,04	0,42
		0,560		1,00				1,00	0,44
Радиально-упорный	12	0,014		1,81		2,08		2,94	0,30
		0,029		1,62		1,84		2,63	0,34
		0,057		1,46		1,69		2,37	0,37
		0,086		1,34		1,52		2,18	0,41
		0,110	0,45	1,22	1,0	1,39	0,74	1,98	0,45
		0,170		1,13		1,30		1,84	0,48
		0,290		1,04		1,20		1,69	0,52
		0,430		1,01		1,16		1,64	0,54
		0,570		1,00		1,16		1,62	0,54
	15	0,015		1,47		1,65		2,39	0,38
		0,029		1,40		1,57		2,28	0,40
		0,058		1,30		1,46		2,11	0,43
		0,087		1,23		1,38		2,00	0,46
		0,114	0,44	1,19	1,0	1,34	0,72	1,93	0,47
		0,176		1,12		1,26		1,82	0,50
		0,290		1,02		1,14		1,66	0,55
		0,440		1,00		1,12		1,63	0,56
		0,580		1,00		1,12		1,63	0,56
	25	—	0,41	0,87	1	0,92	0,67	1,41	0,68
	36	—	0,37	0,66	1	0,66	0,60	1,07	0,95
	40	—	0,35	0,57	1	0,55	0,57	0,93	1,14

8.5. Определение осевого F_a и радиального F_r усилия:

При отсутствии в зацеплении осевых сил, вал можно устанавливать на шариковых радиальных подшипниках (рисунок 8.9).

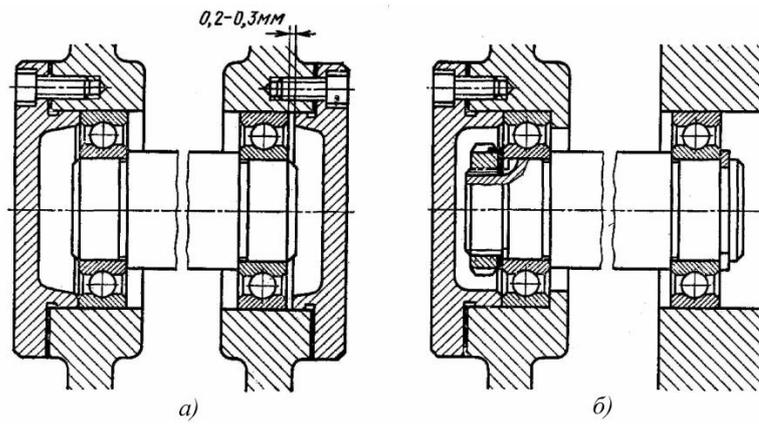


Рисунок 8.9 - Схема установки радиальных шариковых подшипников

При этом осевое усилие F_a не учитывается (хотя оно и не равно нуль, но значительно меньше остальных силовых воздействий), а радиальное усилие определяется как максимальное усилие, действующее на опоры (определяется в п.8.3) - $F_a = R_{max}$.

В случаях возникновения значительных осевых сил (при использовании косозубых и конических шестерен), для установки валов используются радиально-упорные подшипники, где осевые усилия зависят от радиальных.

Изначально значения осевой F_a и радиальной нагрузки F_r определялись при силовом расчете зубчатой пары, но осевая нагрузка F_a для радиально-упорных подшипников должна определяться в зависимости от способа установки подшипников по схеме «О» (рисунок 8.10 б) или по схеме «Х» (рисунок 8.10 в) и с учетом осевой составляющей S радиальной нагрузки F_r (рисунок 8.10 а).

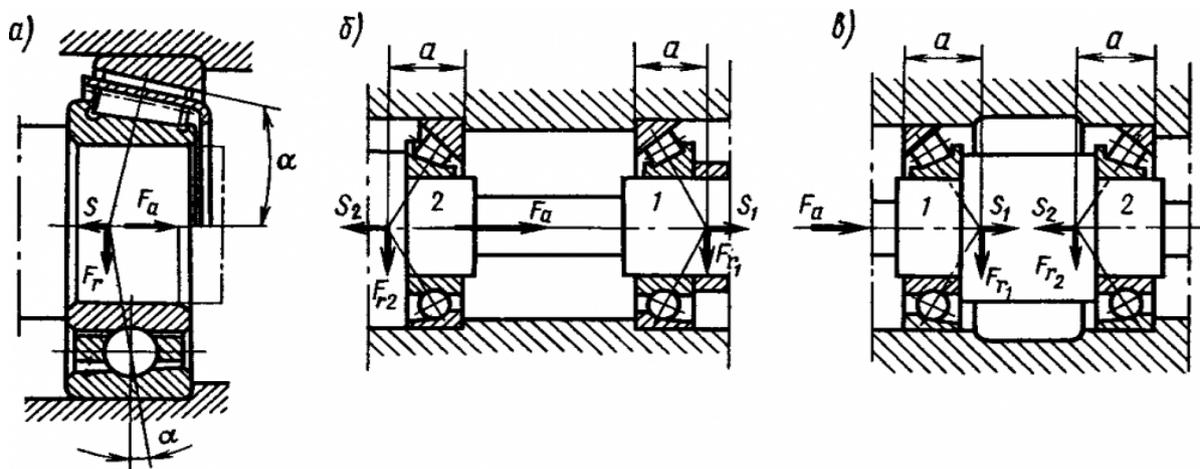


Рисунок 8.10 - Схема установки радиально-упорных подшипников

Таким образом, для радиально-упорных шарикоподшипников:

$$S_1 = eF_{r1},$$

$$S_2 = eF_{r2};$$

для конических роликоподшипников:

$$S_1 = 0,83eF_{r1},$$

$$S_2 = 0,83eF_{r2},$$

где e - коэффициент осевого нагружения, зависящий от угла контакта α подшипника (определяется по таблице 8.3);

F_r - радиальное усилие, определяется как радиальное усилие, действующее на опоры (определяется в п. 8.3):

$$F_{r1} = R_A, F_{r2} = R_B .$$

При отсутствии «осевой игры» и предварительного натяга осевая нагрузка на каждый из двух подшипников вала (рисунок 8.9 б, в) может быть определена по следующим формулам:

при условии $S_1 \geq S_2$ и $F_a \geq 0$:

$$F_{a1} = S_1, F_{a2} = 0 ,$$

при условии $S_1 < S_2$ и $F_a \geq S_2 - S_1$:

$$F_{a1} = 0, F_{a2} = S_1 + F_a ,$$

при условии $S_1 < S_2$ и $F_a \leq S_2 - S_1$:

$$F_{a1} = S_2 - F_a, F_{a2} = S_2 .$$

Здесь F_a - осевое усилие, определяется как осевое действующее на опоры (определяется в п.п. 3.19 или 4.9).

Таким образом, для определения эквивалентной нагрузки P_r следует применять большее из полученных значений F_{a1} и F_{a2} , F_{r1} и F_{r2} .

8.6. Определение долговечности подшипника.

Вычисленную долговечность L сравнивают с требуемым ресурсом L_p :

$$L < L_p .$$

где L_p - расчетная долговечность подшипника, как правило соответствует расчетному сроку службы всего агрегата.

При невозможности обеспечить требуемую долговечность, необходимо предусмотреть в конструкции подшипникового узла простую и технологичную замену подшипников.

9. Выбор, расчет и конструирование муфт

Для соединения валов применяют муфты. С помощью муфт можно также передать вращение с валов на зубчатые колеса, шкивы и т.д., свободно насаженные на эти валы. В большинстве случаев конструкция и принципы действия муфт не влияют на величину вращающего момента и направление вращения. В тех случаях, когда при передаче крутящего момента через муфту изменяется его значение, то муфту рассматривают как отдельную ступень привода со всеми вытекающими из этого расчётами. Конструкции подобных муфт сложны, а применение достаточно редко, поэтому подобные случаи не нашли отражения в данном пособии.

В большинстве случаев применение муфт вызвано необходимостью:

- а) получения длинных валов, изготавливаемых из отдельных частей;
- б) компенсации небольших монтажных неточностей;
- в) придания валам некоторой относительной подвижности во время работы (малое смещение и перекося геометрии осей валов).



Рисунок 9.1 - Классификация муфт

В современном машиностроении применяют большое количество муфт, различающихся по принципу действия и управления, назначению и конструкции. Краткая классификация муфт по этим признакам представлена на схеме рисунок 9.1.

В электрических и гидравлических муфтах, указанных на схеме, используют принципы передачи крутящего момента за счет электромагнитных и гидродинамических сил. Эти муфты изучают в специальных курсах.

Широко применяемые муфты механического действия стандартизованы. Основной паспортной характеристикой каждой муфты является величина крутящего момента, на передачу которого она рассчитана, кроме этого следует учитывать преимущества и недостатки, конструктивные особенности каждого типа муфт. Рассмотрим наиболее распространённые.

Фланцевые муфты.

На рисунке 9.2 сверху и снизу от осевой линии изображены различные варианты конструкции фланцевой муфты: полумуфты 1, 2 соединяют болтами, поставленными с зазором (I вариант) или без зазора (II вариант).

В первом случае крутящий момент передается за счет сил трения, возникающих в стыке полумуфт от затяжки болтов, во втором случае - непосредственно болтами, которые работают на срез и смятие.

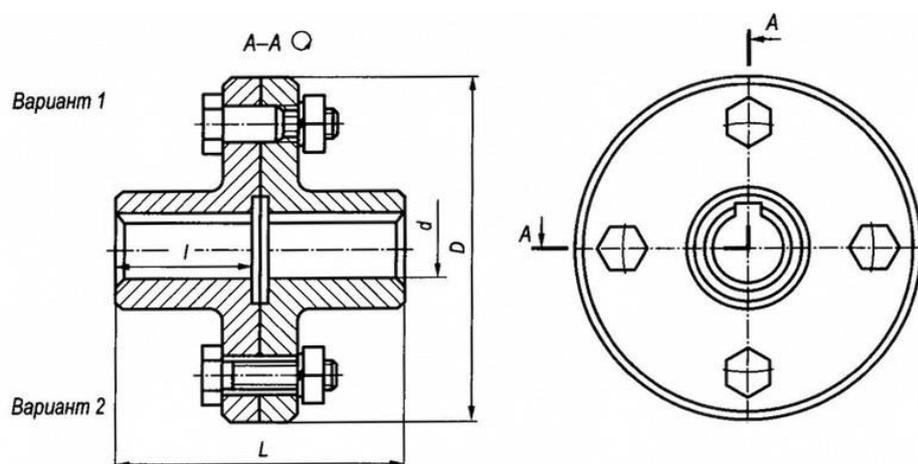


Рисунок 9.2 - Конструкция фланцевой муфты

Сборка фланцевой муфты производится при помощи болтов, поставленных в отверстия с зазором или без него.

Болты, поставленные без зазора, могут одновременно выполнять функцию центровки валов. При постановке болтов с зазором центровка производится выступом, который воспринимает также все поперечные (перерезывающие) нагрузки. Центрирующий выступ затрудняет монтаж и демонтаж соединения, так как при этом необходимо осевое смещение валов.

Расчет на прочность выполняют для шпоночных или шлицевых соединений и болтов. Установка болтов без зазора позволяет получить муфты меньших габаритов, и поэтому более распространена.

Фланцевые муфты широко используются в машиностроении. Их применяют для соединения валов диаметром до 200 мм и более. Достоинством таких муфт является простота конструкции и сравнительно небольшие габариты.

Муфта втулочная

У втулочных муфт на рисунке 9.3 исполнения 1 есть крепление втулки с валами коническими штифтами; у муфт исполнений 2 и 3 - призматическими и сегментными шпонками; у исполнений 4 - шлицевыми соединениями.

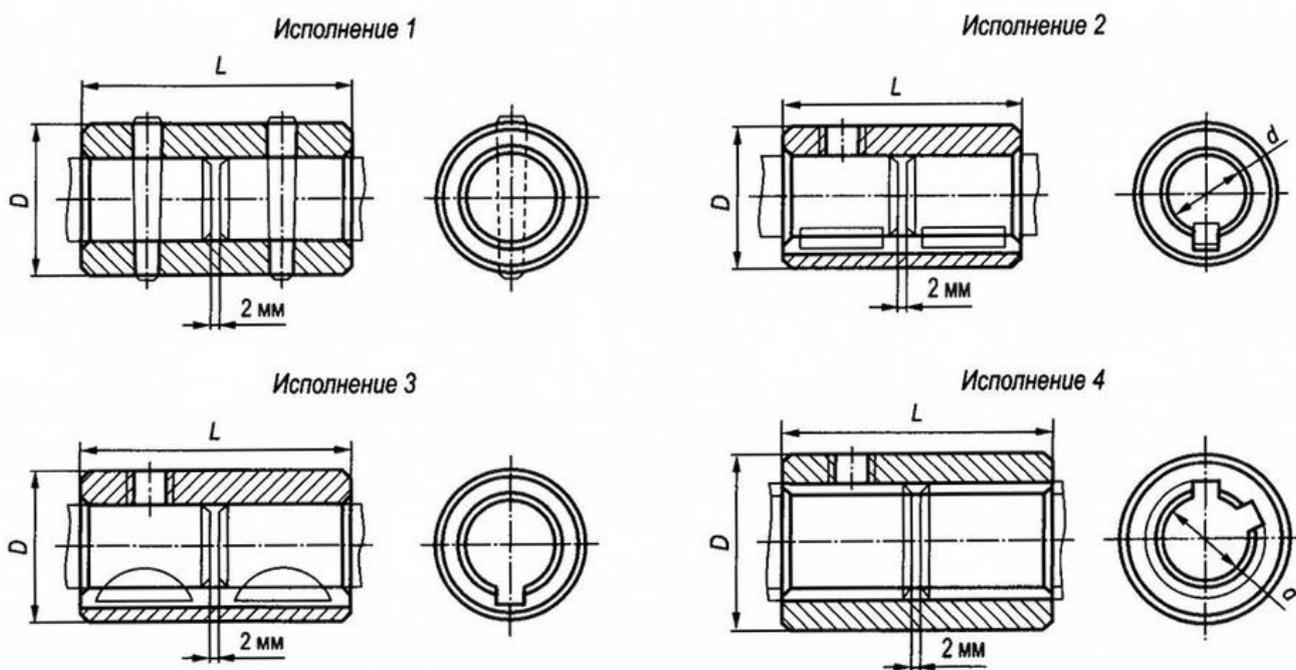


Рисунок 9.3 - Конструкции втулочных муфт

Муфта жесткая.

Жестки зажимные муфты (рисунок 9.4) представляют собой втулку с щелью, позволяющей при зажиме получить необходимые для передачи крутящего момента силы трения.



Рисунок 9.4 - Конструкция зажимной втулочной муфты

Муфта зубчатая.

Зубчатая муфта (рисунок 9.5) состоит из полумуфт 1 и 2 с наружными зубьями и разъемной обоймы 3 с двумя рядами внутренних зубьев. Наиболее распространен эвольвентный профиль зубьев $\alpha = 20^\circ$, что позволяет нарезать их нормальным зуборезным инструментом. Муфта компенсирует все виды смещений валов. С этой целью выполняют торцевые зазоры с и увеличенные зазоры в зацеплении (см. рисунок 9.5), а зубчатые венцы полумуфт обрабатывают по сферам с радиусами r , центры которых располагают на осях валов. Допускаемые зубчатой муфтой смещения валов (радиальные, угловые или их комбинация) определяют из условия, чтобы углы между осью обоймы и осью одного или другого вала были не больше $0^\circ 30'$.

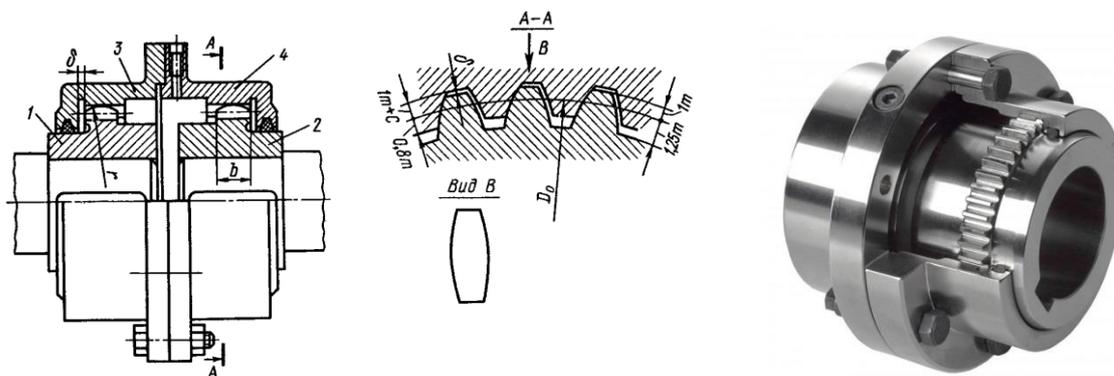


Рисунок 9.5 - Конструкция зубчатой муфты

Компенсация несоосности валов при работе муфты сопровождается непрерывным скольжением в местах соприкосновения зубьев и их износом. Практикой эксплуатации зубчатых муфт установлено, что износ является основным критерием их работоспособности. Для его уменьшения в обойму заливают жидкую смазку (до уровня уплотнения). Зубчатые муфты обладают компактностью и хорошими компенсирующими свойствами. Их широко применяют в машиностроении, особенно для передачи больших крутящих моментов.

Кулачково-дисковая муфта.

Кулачково-дисковая муфта (рисунок 9.6) состоит из двух полумуфт 1 и 2 и промежуточного диска 3. На внутреннем торце каждой полумуфты образовано по одному диаметрально расположенному пазу. На обоих торцах диска выполнено по одному выступу, которые расположены по взаимно перпендикулярным направлениям. У собранной муфты выступы диска располагаются в пазах полумуфт. Таким образом, диск соединяет полумуфты.

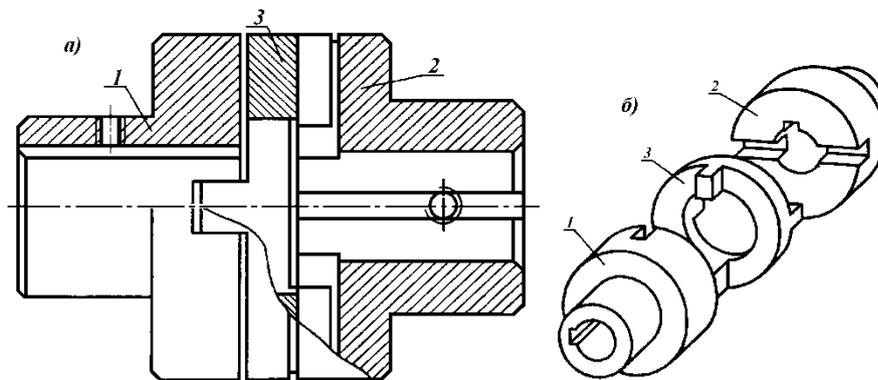


Рисунок 9.6 - Конструкция кулачково-дисковой муфты

Перпендикулярное расположение пазов позволяет муфте компенсировать эксцентриситет и перекос валов. При этом выступы скользят в пазах, а центр диска описывает окружность радиусом, равным эксцентриситету. Зазоры между диском и полумуфтами позволяют компенсировать также и продольные смещения валов. Вследствие того, что перекос валов вызывает неблагоприятное распределение давления в пазах, кулачково-дисковую муфту рекомендуют

применять в основном для компенсации эксцентриситета до $0,04d$, а перекоса валов до 20° .

Скольжение выступов в пазах сопровождается их износом. Интенсивность износа возрастает с увеличением несоосности и частоты вращения муфты. Для его уменьшения поверхности трения муфты периодически смазывают (отверстие на рисунке) и не допускают на них больших напряжений смятия (давлений). Последнее является основным условием расчета всех жестких муфт со скользящими деталями.

Кулачково-дисковая муфта имеет пониженную надежность работы вследствие значительного износа рабочих поверхностей наличия центробежной силы, действующей на диск, потери на трение.

Муфты упругие.

Конструкция одной из упругих муфт изображена на рисунке 9.7. Эту конструкцию можно рассматривать как принципиальную схему, общую для всех упругих муфт. Здесь полумуфты 1 и 2 связаны с упругим элементом (например, склеены или привулканизированы).

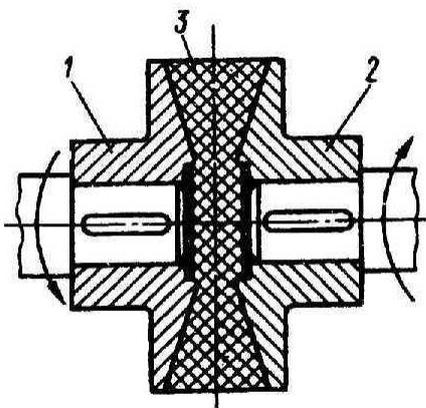


Рисунок 9.7 - Конструкция упругой муфты (вариант)

Упругая связь полумуфт позволяет компенсировать несоосность валов; изменить жесткость системы в целях устранения резонансных колебаний при периодически изменяющейся нагрузке; снизить величину кратковременных перегрузок узлов машины.

Одной из основных характеристик упругой муфты является ее жесткость, для большинства конструкций этот показатель не изменяется. Переменной жесткостью обладают муфты с неметаллическими упругими элементами, материалы которых (резина, кожа и т. д.) не подчиняются закону Гука, а также муфты с металлическими упругими элементами, условия деформирования которых ограничиваются конструкцией.

В машиностроении применяют большое количество разнообразных по конструкции упругих муфт. По материалу упругих элементов эти муфты делят на две группы:

- муфты с металлическими упругими элементами;
- муфты с неметаллическими упругими элементами.

Муфта с цилиндрическими пружинами

Конструкция одной из муфт с цилиндрическими пружинами показана на рисунке 9.8. Муфта состоит из обода 1 с ребром 2 и ступицы 3 с диском 4. Ребро обода размещается в кольцевой канавке диска так, что возможен относительный поворот этих двух деталей. Ребро и диск имеют одинаковые фасонные вырезы, в которые закладывают пружины 5 с ограничителями 6. С торцев муфту закрывают дисками 7, которые прикрепляют к ступице или ободу для предохранения пружины и ограничителей от выпадения и загрязнения.

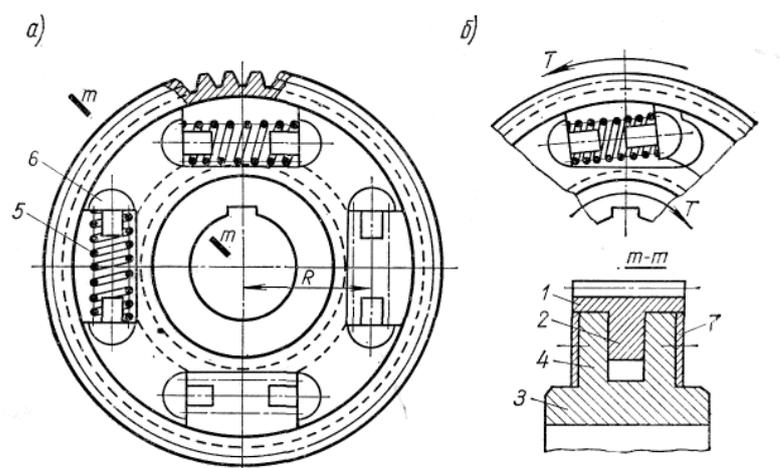


Рисунок 9.8 – Конструкция упругой муфты с цилиндрическими пружинами муфты

В разгруженной муфте (см. рисунок 9.8 а) каждый из ограничителей соприкасается своей цилиндрической поверхностью и с диском, и с ребром, а пружины предварительно сжаты. Под нагрузкой (см. рисунок 9.8 б) ребро перемещается в пазу между дисками, а пружины дополнительно сжимаются. При этом один из ограничителей соприкасается только с ребром, а другой – только с диском. Такие муфты целесообразно применять как упругие звенья в системе соединения валов с зубчатыми колесами или цепными звездочками. В этом случае обод является зубчатым венцом, а муфта как бы встраивается в конструкцию зубчатого колеса. Для уменьшения износа деталей необходимо предусматривать смазку трущихся поверхностей муфты.

Муфта зубчато-пружинная, или муфта со змеевидными пружинами.

Полумуфты 1 и 2 (рисунок 9.9) имеют зубья 3 специального профиля, между которыми размещается змеевидная пружина 4. Кожух 5 удерживает пружину в рабочем положении, защищает муфту от пыли и служит резервуаром для смазки.

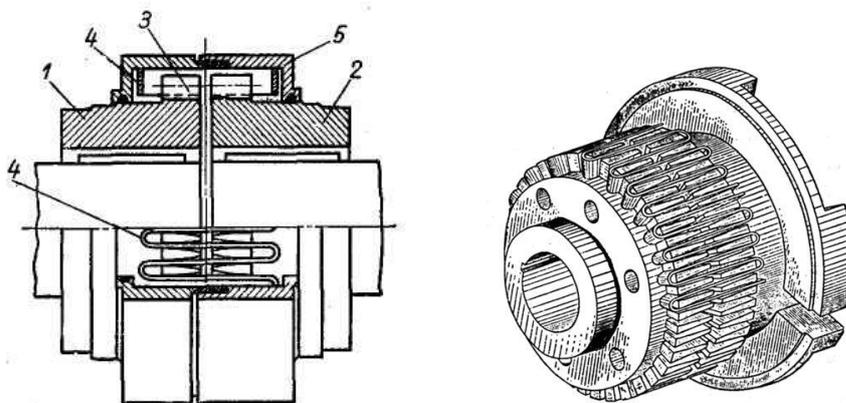


Рисунок 9.9 – Конструкция зубчато-пружинной муфты

Основная область применения зубчато-пружинных муфт – тяжелое машиностроение (прокатные станы, турбины, поршневые двигатели и т. п.).

Число зубьев обычно принимают в пределах 50...100. Муфты могут компенсировать несоосность валов.

Муфта с резиновой звездочкой.

Муфта (рисунок 9.10) состоит из двух полумуфт с торцевыми выступами и резиновой звездочки, зубья которой расположены между выступами. Зубья звездочки работают на сжатие. При передаче момента в каждую сторону работает половина зубьев.

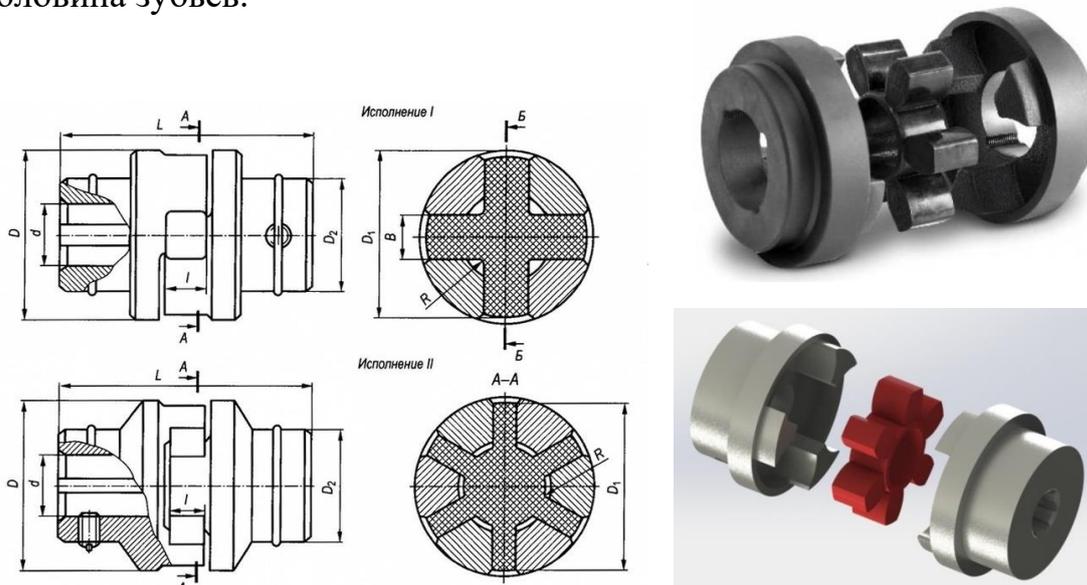


Рисунок 9.10 - Конструкция муфты с резиновой звездочкой

Муфта стандартизована и широко применяется для соединения быстрходных валов.

Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП).

Благодаря легкости изготовления и замены резиновых элементов эта муфта (рисунок 9.11 а) получила распространение, особенно в приводах от электродвигателей с малыми и средними крутящими моментами.

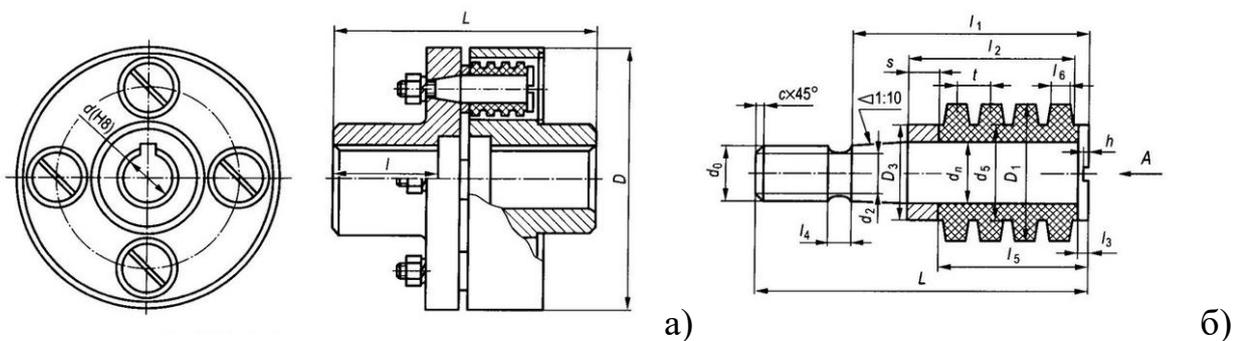


Рисунок 9.11 - Конструкция упругой втулочно-пальцевой муфты

Муфты нормализованы для диаметров валов до 150 мм и соответственно крутящих моментов до 15 кНм.

Упругими элементами здесь служат гофрированные резиновые втулки или кольца трапецеидального сечения (рисунок 9.11 б).

Вследствие сравнительно небольшой толщины втулок муфты обладают малой податливостью и применяются в основном для компенсации несоосности вала в небольших пределах.

Муфта с упругой оболочкой.

Упругий элемент муфты (рисунок 9.12), напоминающий автомобильную шину, работает на кручение. Наличие нескольких слоев корда придает муфте большую энергоемкость, высокие упругие и компенсирующие свойства (несоосность - 2 ...6 мм, перекос валов - 2...6°, угол закручивания - 5...30°).

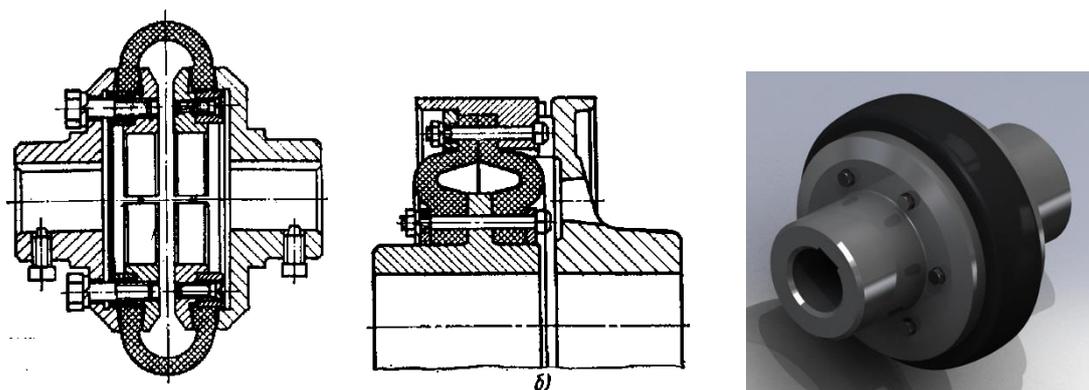


Рисунок 9.12 - Конструкция муфты с упругой оболочкой

Муфта сравнительно новая, она получила широкое распространение и в настоящее время стандартизована.

Муфты кулачковые.

На торцах полумуфт 1 и 2 (рисунок 9.13) имеются выступы (кулачки) 3.

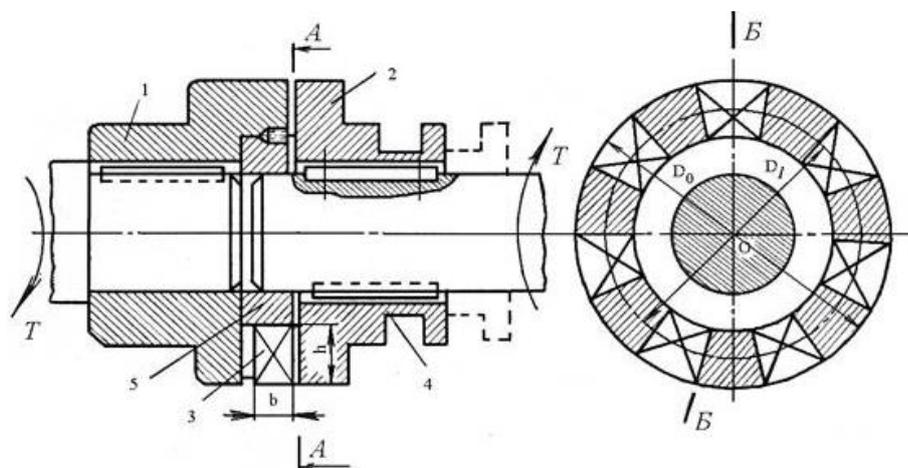


Рисунок 9.13 - Конструкция кулачковой муфты

В рабочем положении выступы одной полумуфты входят во впадины другой. Для включения и выключения муфты одну из полумуфт 2 устанавливают на валу подвижно в осевом направлении (чаще всего скользящая посадка при шпоночном или шлицевом соединении).

Подвижную полумуфту перемещают с помощью специального устройства – отводки. Вилку отводки располагают в пазу 4. На чертеже пунктиром показано выключенное положение полумуфты 2. Кольцо 5 служит для центровки валов, так как их перекос резко снижает работоспособность кулачковых муфт. Чаще всего кулачковые и зубчатые сцепные муфты располагают на одном валу и используют для переключения скоростей.

Муфты зубчатые сцепные.

По своему устройству зубчатая сцепная муфта (рисунок 9.14 а) подобна зубчатой компенсирующей муфте с той разницей, что здесь обойма 1 изготовляется подвижной и управляется с помощью отводки. На рисунке обойма расположена в положении «включено». Диски 2 и 3 являются ограничителями, а втулка 4 центрирует валы и одновременно выполняет функцию подшипника при их относительном вращении (когда муфта выключена).

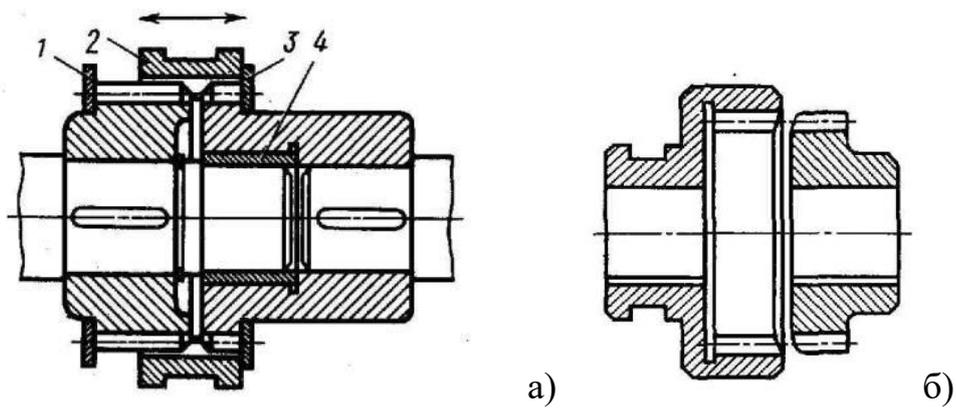


Рисунок 9.14 - Конструкция зубчатой сцепной муфты

Применяют также зубчатые муфты без обоймы 1, у которых одна полу-муфта имеет внутренние, а другая внешние зубья (рисунок 9.14 б).

Для устранения ударов при включении в зубчатых муфтах широко применяют синхронизаторы (например, в коробках скоростей автомобилей). Они выравнивают скорости валов перед их соединением.

Муфты фрикционные дисковые.

Схема простейшей дисковой муфты с одной парой поверхностей трения изображена на рисунке 9.15 а. Здесь полу-муфта 2 укреплена на валу 1 неподвижно, а полу-муфта 3 подвижна в осевом направлении. Для соединения валов к подвижной полу-муфте прикладывают силу посредством рычага 6.

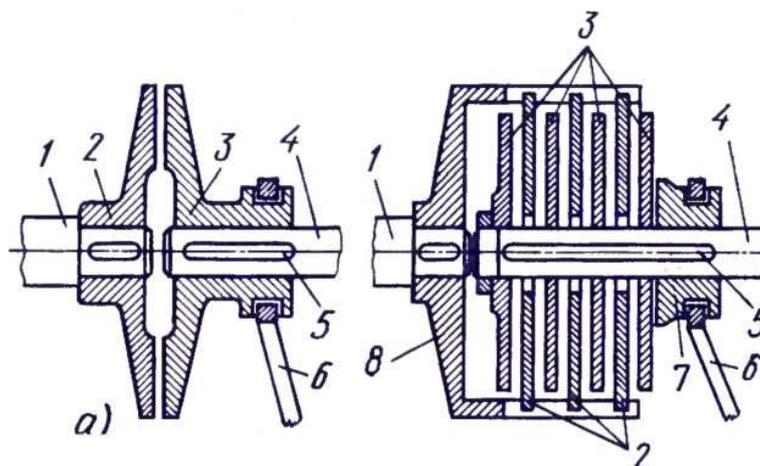


Рисунок 9.15 - Конструкция фрикционной дисковой муфты

Для уменьшения силы нажатия и габаритов муфты применяют конструкции не с одной, а со многими парами поверхностей трения – многодисковые муфты (см. рисунок 9.15 б). В этих муфтах имеются две группы дисков: наружные 2 и внутренние 3. Наружные диски соединены с полумуфтой 8, а внутренние – с полумуфтой 7 с помощью подвижного шлицевого соединения. Правый крайний внутренний диск опирается на регулировочные гайки; на правый крайний диск действуют силы нажатия от механизма управления.

Муфты фрикционные конические.

Схема простейшей конической муфты представлена на рисунке 9.17:

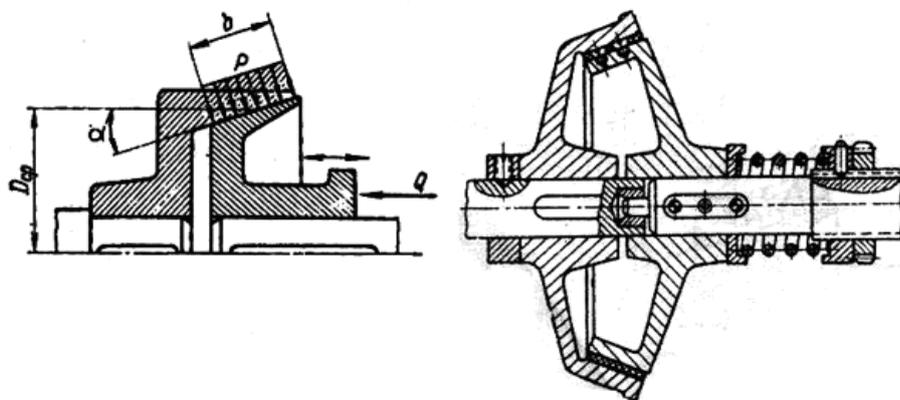


Рисунок 9.17 - Конструкция фрикционной конической муфты

От действия силы на конической поверхности соприкосновения полумуфт возникают удельное давление и удельные силы трения. Силы трения, направленные по касательной к окружности конуса, используются для передачи крутящего момента.

Конические муфты по сравнению с многодисковыми имеют большие габариты. Они сложнее в изготовлении, и при их применении необходима повышенная точность центровки валов. По этим причинам конические муфты применяют реже, чем дисковые.

Муфты цилиндрические шинопневматические.

Между полумуфтами 1 и 2 (рисунок 9.18 а) расположена резиновая шина 4 с воздушной камерой. Шина прикрепляется к полумуфте 1, а ее внутренняя поверхность покрывается набором колодок 3 из антифрикционного материала.

С помощью штуцера 5 камера шины присоединяется к воздушной магистрали управления.

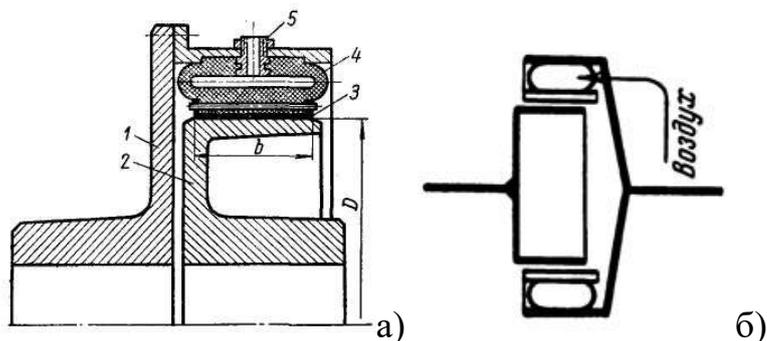


Рисунок 9.18 - Конструкция шинопневматической цилиндрической муфты

При подаче воздуха в камеру колодки прижимаются к полумуфте 2 с силой, необходимой для передачи крутящего момента (рисунок 9.18 б).

Шинопневматическая муфта относится к сравнительно новым конструкциям. В последнее время она получила широкое распространение, в особенности в тяжелом машиностроении (буровые лебедки, экскаваторы и пр.). Основными преимуществами этих муфт являются сочетание свойств сцепной, предохранительной и упруго-компенсирующей муфт; простота управления и широкие возможности регулирования; самокомпенсация износа колодок.

Недостатки муфт - старение резины в особенности при попадании масла, кислот, щелочи и т. п.; затруднения с подводом воздуха; относительно высокая стоимость шины.

Муфты предохранительные.

Предохранительные муфты служат для защиты машины от перегрузки. Любая фрикционная муфта, отрегулированная на передачу предельного момента, выполняет функции предохранительной. Специальные предохранительные фрикционные муфты не имеют механизма управления, а силы нажатия в них обычно обеспечивают постоянно действующими пружинами.

Другим примером предохранительных муфт является муфта со специальным разрушающимся элементом (рисунок 9.19). Схема одного из многочисленных вариантов конструкции таких муфт представлена на рисунке:

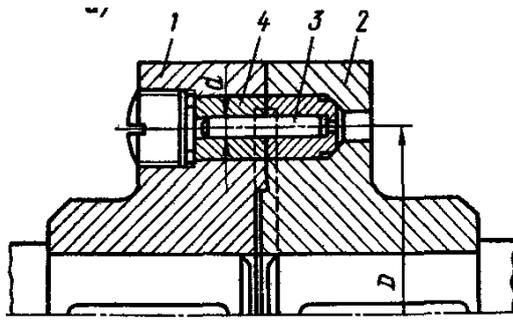


Рисунок 9.19 - Конструкция предохранительной муфты с разрушающимся элементом

Крутящий момент между полумуфтами 1 и 4 передается через штифт 3, который срезается при перегрузке. Для восстановления работы муфты штифт заменяют. Закаленные втулки 2 предотвращают смятие более слабого материала полумуфт штифтом и тем самым приближают действительные условия среза штифта к расчетным.

На рисунке 9.20 изображена кулачковая предохранительная муфта. Здесь полумуфты 1 и 3 зацепляются через подпружиненный шарик 5, значение крутящего момента, передаваемый муфтой, определяется силой прижатия шариков. При превышении допустимого значения передаваемого крутящего момента происходит поджатие шариков и проскальзывание полумуфт относительно друг друга.

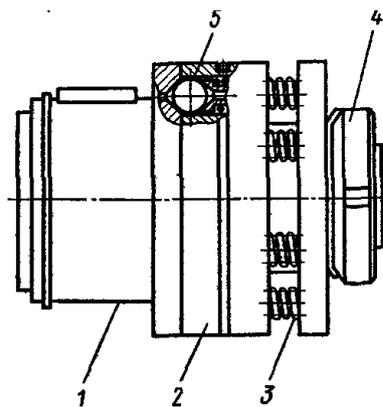


Рисунок 9.20 – Конструкция кулачковой предохранительной муфты

Муфты центробежные.

Центробежные муфты автоматически соединяют валы только тогда, когда угловая скорость превысит некоторую заданную величину. Таким образом, эти муфты являются самоуправляемыми по угловой скорости.

Центробежные муфты используют для автоматического включения и выключения исполнительного механизма с помощью регулировки угловой скорости двигателя; для разгона машин с большими маховыми массами при двигателе с малым пусковым моментом; для повышения плавности пуска и т. п. Схема одной из центробежных муфт дана на рисунке 9.21

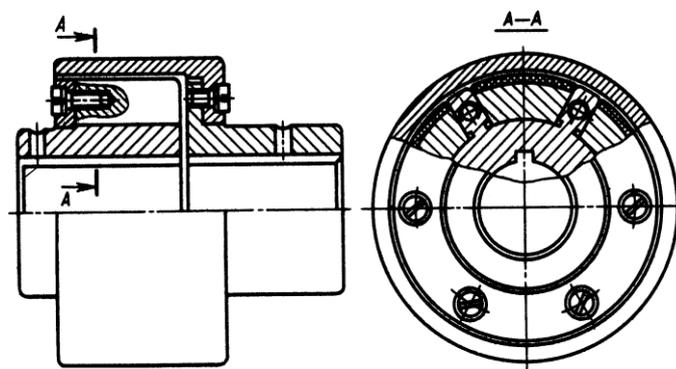


Рисунок 9.21 - Конструкция центробежной муфты

Центробежная сила прижимает колодки к барабану полумуфты 2. Этому препятствует сила, возникающая от прогиба пружины. Момент срабатывания муфты определяется усилием пружин.

Муфты свободного хода (обгонные).

Муфты свободного хода передают крутящий момент только в одном заданном направлении. Их применяют в станках, автомобилях, мотоциклах, велосипедах и т. д. В велосипедах, например, они передают крутящий момент от педалей на колесо и в то же время позволяют колесу свободно катиться при неподвижных педалях.

Простейшим примером муфт свободного хода является устройство с храповиком (рисунок 9.22 а).

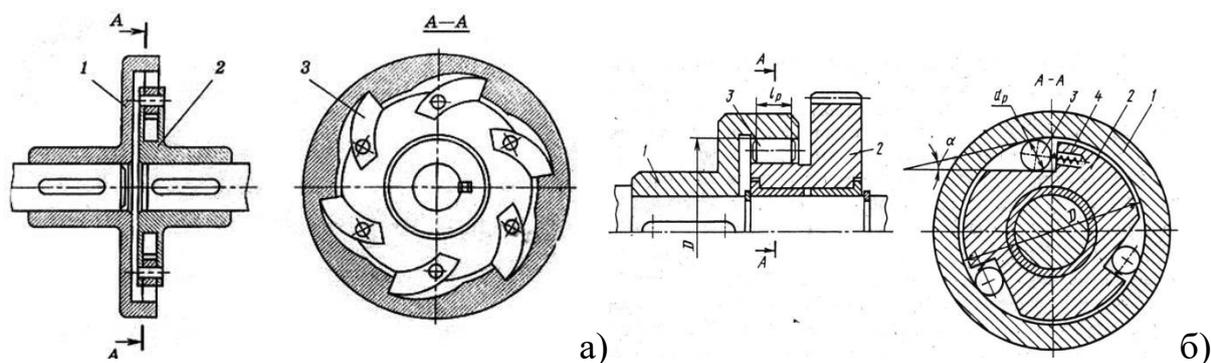


Рисунок 9.22 - Конструкция обгонной муфты

Из-за шума на холостом ходу и резкого ударного включения муфты с храповиком применяют сравнительно мало и только при низких скоростях.

Бесшумную работу обеспечивают фрикционные роликовые или шариковые муфты. Схема одной из конструкций таких муфт, встроенных в соединение шестерни с валом, представлена на рисунке 9.22 б).

Если шестерня 1 вращается по часовой стрелке, то под действием сил трения ролик 5 заклинивается в узкой части паза. Образуется жесткое соединение шестерни с валом через ролик. При вращении шестерни в противоположном направлении ролик выходит в широкую часть паза, и шестерня оказывается разъединенной с валом. В этом направлении она может вращаться свободно.

Толкатель 4, имеющий слабую пружину 3, выполняет вспомогательную роль. Он удерживает ролик в постоянном соприкосновении с обоймой.

9.1 Выбор и расчет стандартных муфт.

В подавляющем большинстве, муфты представляют собой готовые стандартизированные узлы. Область применения, которых определяется условиями работы, величиной передаваемого крутящего момента и диаметрами соединяемых валов. Таким образом, расчет муфт сводится к определению наиболее нагруженного элемента и сравнению нагрузок, возникающих в данном элементе с предельно допустимыми.

Муфты каждого типоразмера выполняют для некоторого диапазона диаметров вала. Основным критерием при выборе стандартных муфт является передаваемый вращающий момент.

При проектировании новых муфт конструктивные размеры элементов муфты определяют расчетом. Стандартизованные или нормализованные муфты не рассчитывают. Их, как правило, выбирают, как и подшипник качения, по таблицам справочников.

Выбор стандартных (типовых) муфт.

Основной характеристикой при выборе муфт является передаваемый расчетный момент:

$$M_p = k_y k_\delta k_p M \leq [M_p],$$

где M - номинальный вращающий момент при установившемся режиме работы;

M_p - расчетный момент кручения;

$[M_p]$ - предельно допустимый вращающий момент;

k_y - коэффициент условий работы, определяется по таблице 9.1.

Таблица 9.1— Коэффициенты условий работы для расчета муфт

Условия работы машины	k_y
Работа спокойная	
Работа неравномерная	1,1-1,3
Тяжела работа с ударами	1,3-1,5

k_δ - коэффициент безопасности, определяется по таблице 9.2

Таблица 9.2 - Коэффициенты безопасности для расчета муфт

Степень ответственности передачи	k_δ
Поломка муфты вызывает остановку машины	1,0
Поломка муфты вызывает аварию машины	1,2
Поломка муфты вызывает аварию ряда машин	1,5
Поломка муфты может привести к человеческим жертвам	1,8

k_p - коэффициент режима работы, определяется по таблице 9.3

Таблица 9.3 - Коэффициенты режима работы для расчета муфт

Механизм или машина	k_p
Конвейеры:	
ленточные	1,25-1,50
цепные, скребковые и винтовые (шнеки)	1,50-2,0
Воздуховки и вентиляторы центробежные	1,25-1,50
Насосы:	
центробежные	1,50-2,0
поршневые компрессоры	2,0-3,0
Станки металлообрабатывающие:	
с непрерывным движением	1,25-1,50
с возвратно-поступательным движением	1,50-2,50
Станки деревообделочные	1,50-2,0
Мельницы шаровые, дробилки, молоты, ножницы	2,0-3,0
Краны, подъемники, элеваторы	3,0-4,0

10. Конструкции уплотнительных устройств

Уплотнительные устройства применяют для предотвращения вытекания смазочного материала из корпуса механизма и для защиты подшипников, валов и зубчатых пар от агрессивных воздействий окружающей среды, проявляющихся в виде попадания пыли, грязи и влаги извне. Происходит это через плоскости прилегания различных крышек, люков, окон (монтажных, контрольных, смотровых и т.д.), либо через зазоры между валом и отверстием в подшипниковой крышке.

От надежности и долговечности уплотнений зависит работоспособность подшипников. В подшипниковых узлах различные типы уплотнений применяют для предотвращения вытекания смазки из корпуса, в котором установлен подшипник, и возможности проникновения пыли, окалин, жидкостей и других посторонних веществ в подшипник. Утечка масла из корпуса подшипника ведет к лишнему расходу смазочных материалов, загрязнению оборудования и разрушению фундамента. По своей конструкции и эксплуатационным параметрам уплотнения весьма разнообразны. Классификация видов уплотнений представлена на рисунке 10.1.

При проектировании редукторов наибольший интерес представляют уплотнения неподвижных разъемных соединений и уплотнения валов, т.е. подвижных вращающихся элементов.

Рассмотрим наиболее распространённые виды уплотнений.

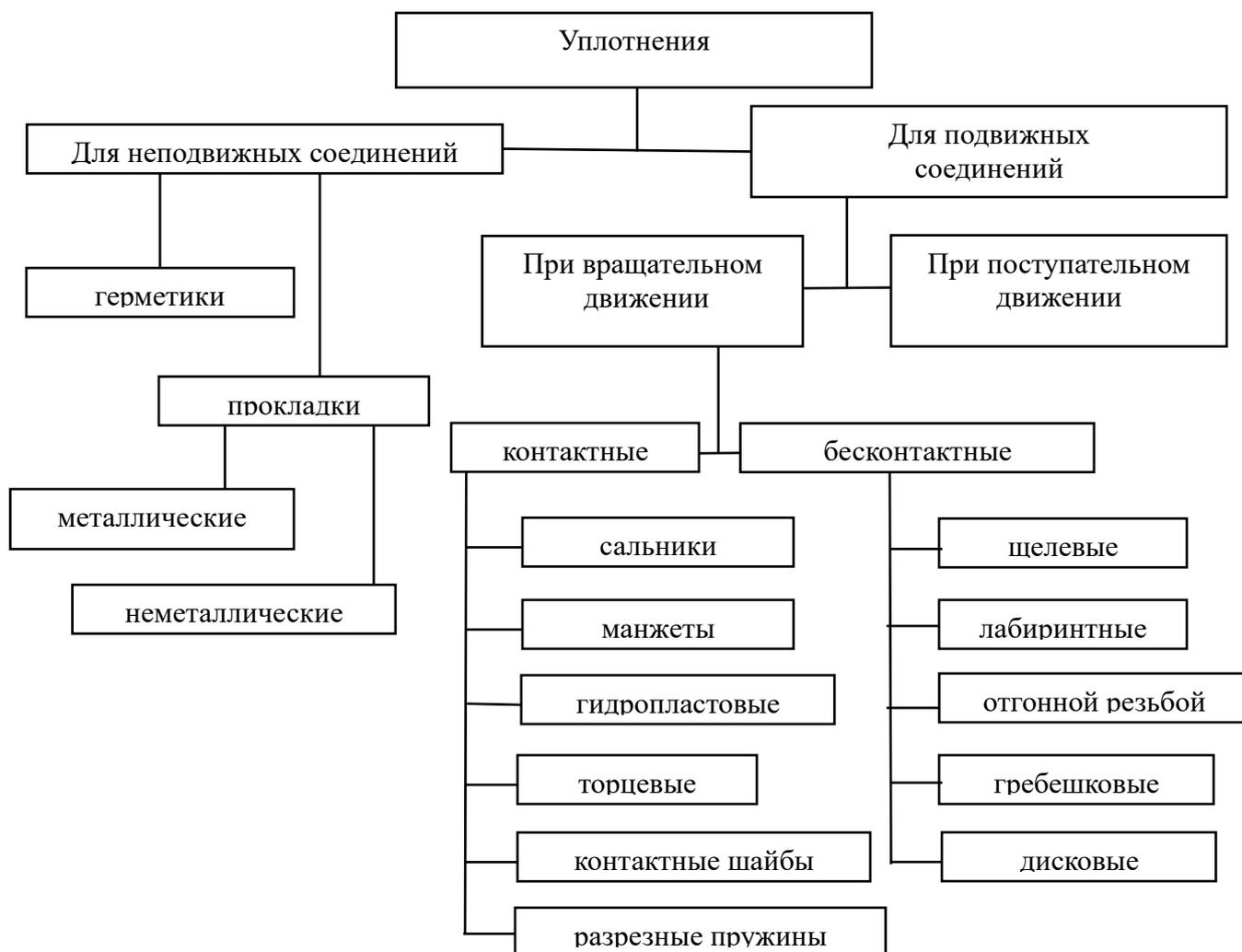


Рисунок 10.1 - Классификация уплотнений

Герметики.

Герметики представляют собой маловязкие пасты, обладающие хорошей проникающей способностью и адгезией. В процессе сборки они заполняют впадины микронеровностей, включая небольшие отклонения формы (до 0,5 мм). Герметики применяют для уплотнения неподвижных стыков, работающих без существенного избыточного давления (до 0,15 МПа) рабочей среды.

По составу герметики отличаются большим разнообразием.

Плоские прокладки.

В результате механической обработки на контактирующих поверхностях неподвижных соединений образуются микронеровности, волнистость, отклонения от правильной геометрической формы. При контактировании таких по-

верхностей плоскость стыка покрывается сетью сквозных каналов, создающих не герметичность соединения. При затяжке стыка плоская прокладка деформируется, частично или полностью перекрывая сквозные каналы. Форма прокладки зависит от формы и размеров уплотняемого стыка (рисунок 10.2).

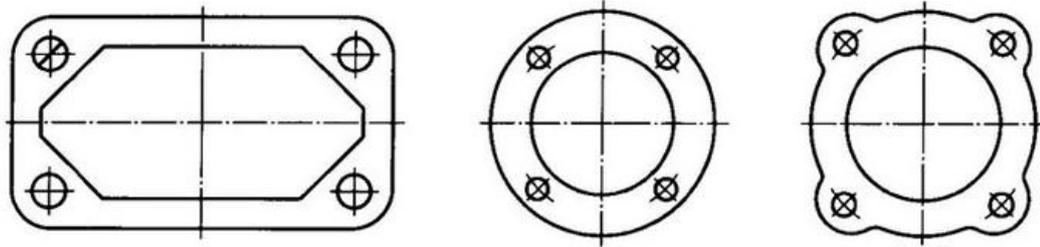


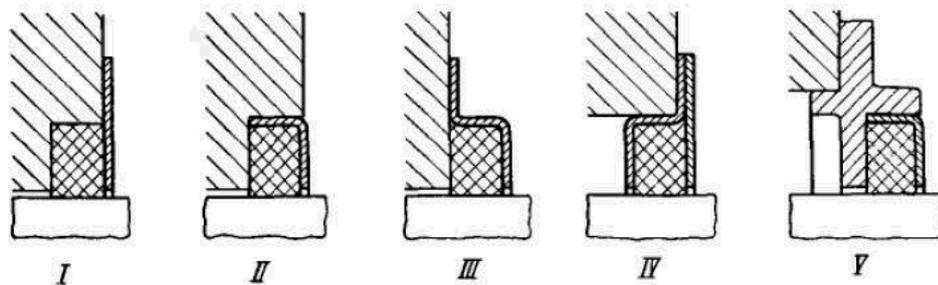
Рисунок 10.2 - Конфигурации плоских прокладок в зависимости от формы фланца

В качестве прокладочного материала могут выбираться, специальные термо- и маслостойкие бумаги, резины, полимеры, а также мягкие металлы (медь, алюминий, сталь).

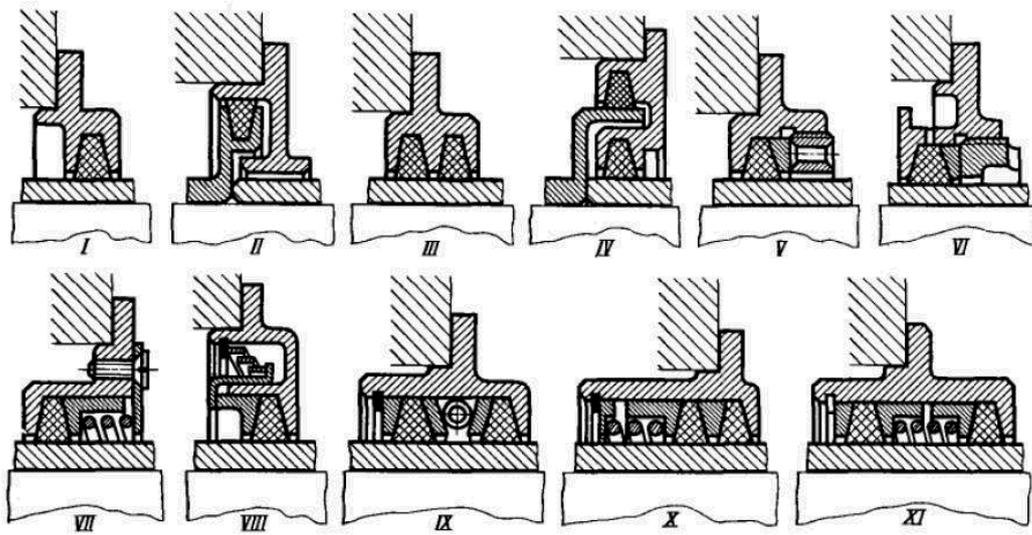
Сальники.

Сальником называют уплотнительное кольцо прямоугольного сечения из грубошерстного (ГОСТ 6418-67) и полугрубошерстного (ГОСТ 6308-71) войлока при окружной скорости не более 2м/с и из тонкошерстного войлока (ГОСТ 288-72) при окружной скорости до 5м/с.

Сальник представляет собой кольцевую полость вокруг вала, набитую уплотняющим материалом (рисунок 10.3). Кольцевая полость выполняется в виде цилиндрических (рисунок 10.3 а) или конических канавок (рисунок 10.3 б).



а)



б)

Рисунок 10.3 - Конструкции сальниковых уплотнений

Для компенсации износа предусматривается периодическая затяжка набивки с помощью колец, гаек, винтов.

Манжетные уплотнения.

Манжетные уплотнения используют при смазывании как густым, так и жидким смазочным материалом при низких и средних скоростях 10...20 м/с, так как они оказывают сопротивление вращению вала.

Манжета представляет собой выполненное из мягкого упругого материала кольцо с воротником, охватывающим вал (рисунок 10.4). Под действием давления в уплотняемой полости воротник манжеты плотно охватывает вал с силой, пропорциональной давлению. Для обеспечения постоянного натяга воротник стягивают на валу кольцевой пружиной (на рис. не показана).

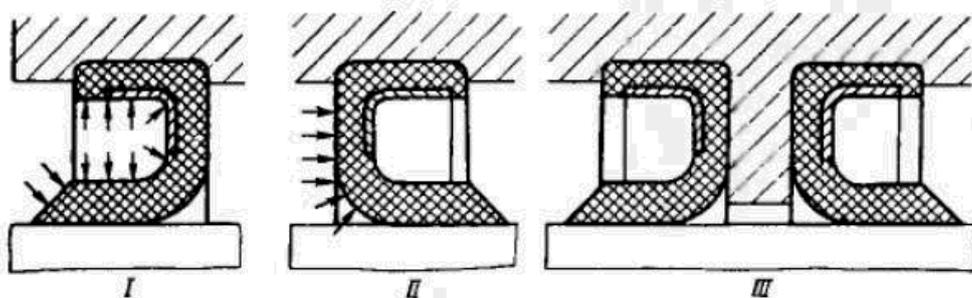


Рисунок 10.4 - Конструкции манжетных уплотнений

Манжета должна быть расположена воротником навстречу уплотняемому давлению; при обратном расположении давление отжимает воротник от вала. При необходимости двустороннего уплотнения устанавливают две манжеты с воротниками, направленными в разные стороны. Наружную сторону манжеты плотно крепят к корпусу.

На начальных этапах конструирования применялись манжеты из кожи, в настоящее время не применяются в машиностроении, им на смену пришли манжеты из бензомаслостойкой резины. Конструкции резиновых манжет разнообразны, как по форме самой манжеты (рисунок 10.5), так и по способу их установке на валах (рисунок 10.6):

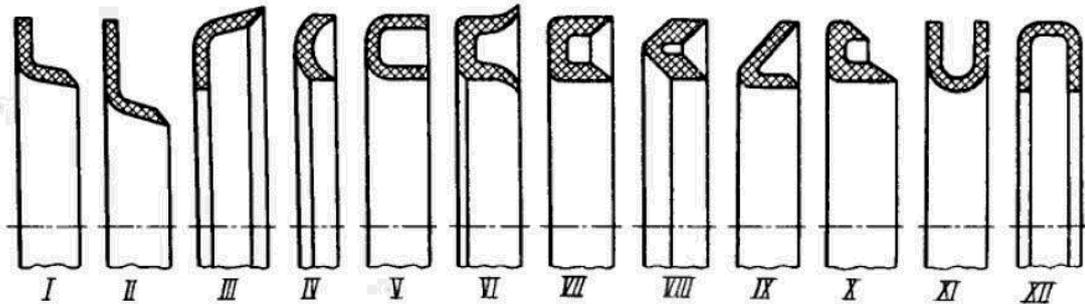


Рисунок 10.5 - Конфигурации манжет

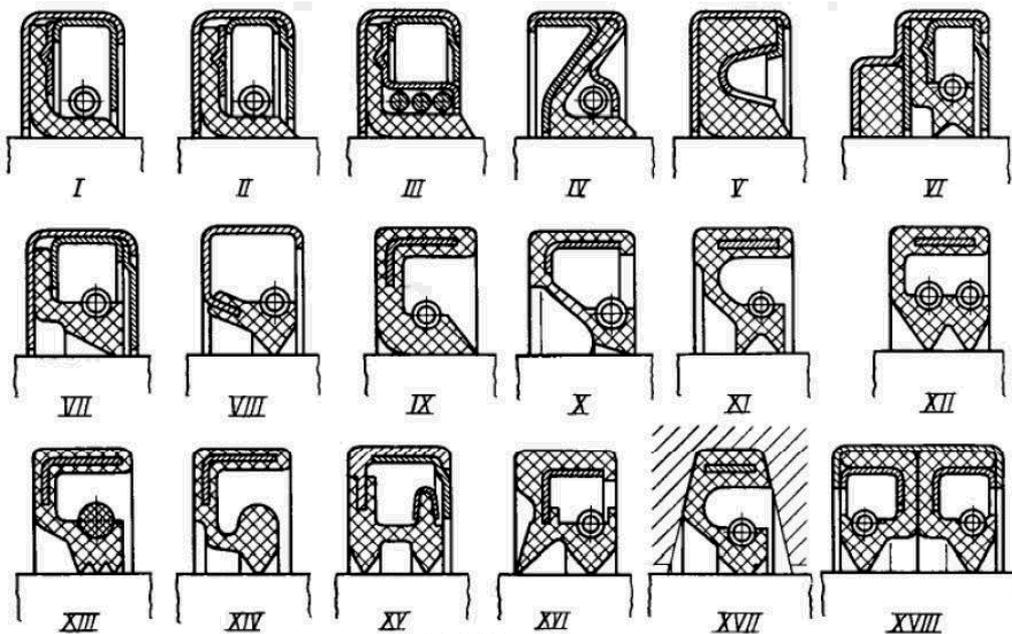


Рисунок 10.6 - Способы установки манжетных уплотнений на валах

Наиболее широкое распространение, в настоящее время, получили манжеты армированные изготовленные по ГОСТ 8752-72. Манжеты чаще всего изготавливают из пластика типа поливинилхлоридов и фторопластов, превосходящих кожу по упругости и износостойкости, Полихлорвиниловые манжеты выдерживают температуру до 80°C. Фторопластовые манжеты могут работать при температурах до 300°C.

Резиновая армированная манжета (ГОСТ 8752-72) представлена на рисунке 10.7, состоит из корпуса 2, изготовленной из бензомаслостойкой резины, стального Г-образного каркаса 1 и браслетной пружины 3, которая стягивает уплотняющую часть манжеты и образует рабочую кромку шириной (см. рисунок 10.7). Манжеты, работающие в засоренной среде, имеют «пыльники».

Размерный ряд манжет соответствует ГОСТу и по размерам совпадает с размерным рядом валов и подшипников, что облегчает их подбор и конструирование в целом.

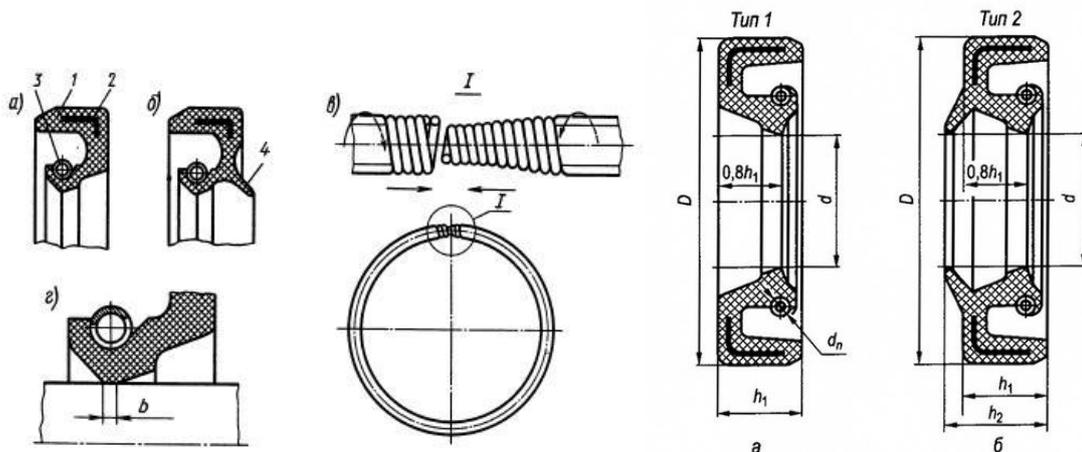


Рисунок 10.7 - Конструкции манжетных уплотнений ГОСТ 8752-72

Манжеты по ГОСТ 8752-79 устанавливают браслетной пружиной во внутреннюю полость изделия непосредственно в корпус (рисунок 10.8 а), крышку (рисунок 10.8 б) или регулирующий винт (рисунок 10.8 в).

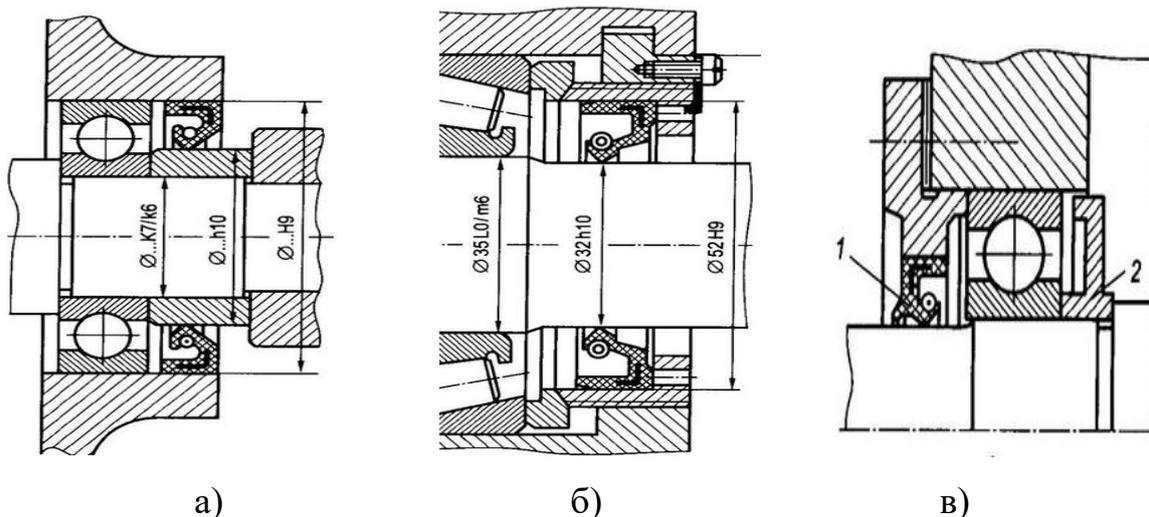


Рисунок 10.8 - Способы установки манжетных уплотнений

Гидропластовые уплотнения.

Часто применяют сальники с уплотняющим элементом в виде втулки из термопластов, например, из поливинилхлоридов. Гидропластовую втулку за­ключают в замкнутое кольцевое пространство в корпусе (рисунок 10.9). Зазор между валом и отверстием делают минимальным. Уплотняющий элемент затя­гивают на валу винтом, действующим на гидропласт через притертый плунжер; давление плунжера, передаваясь всей массе гидропласта, заставляет втулку плотно охватывать вал.

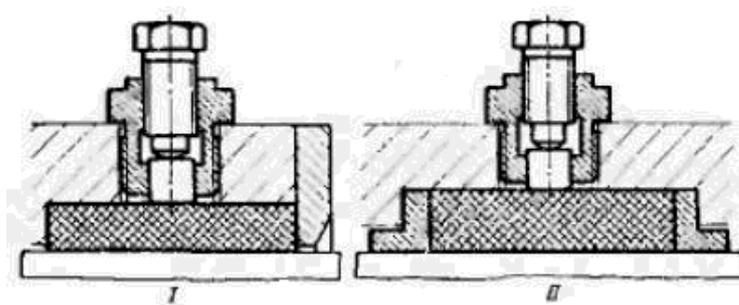


Рисунок 10.9 - Схема гидропластовых уплотнений

Во избежание выдавливания гидропласта в зазор между валом и корпу­сом, на торцах кольцевой канавки корпуса устанавливают выполненные из ан­тифрикционного металла кольца по посадке H7/h6 относительно вала (рисунок

10.9). Кольцам придают некоторую свободу радиального перемещению для того, чтобы поверхности скольжения не разрабатывались при биении вала.

Торцевые уплотнения.

Торцевые уплотнения применяют преимущественно при жидком смазочном материале. Они эффективно предохраняют подшипники от вытекания масла и попадания влаги и грязи. Наиболее простые торцевые уплотнения - стальные шайбы. В торцевых уплотнениях происходит трение скольжения по торцовым поверхностям деталей вала и корпуса.

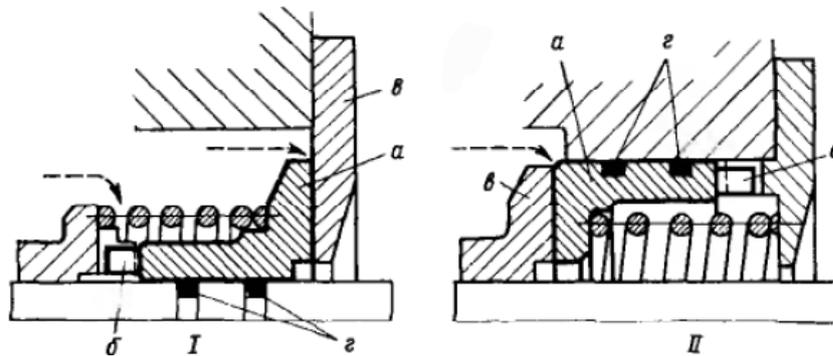


Рисунок 10.10 - Схема торцевого уплотнения

Такие уплотнения весьма эффективны: имеют низкий момент трения; могут работать в широком диапазоне перепада давлений уплотняемых сред, скоростей скольжения, температур; способны уплотнять различные среды, в том числе агрессивные. Однако конструктивно они сложны, имеют большие размеры и стоимость. Торцевые уплотнения отличаются большим разнообразием конструкций.

Контактные шайбы.

Контактные уплотнительные шайбы изготавливают из стальной ленты так, чтобы рабочая торцовая кромка выступала за прижимную часть на 0,6 мм. При установке торцовая кромка 3 прижимается к кольцу подшипника (рисунок 10.11), препятствуя утечке из него смазывающей жидкости и защищая от загрязнений. Основные достоинства таких шайб - простота конструкции и компактность.

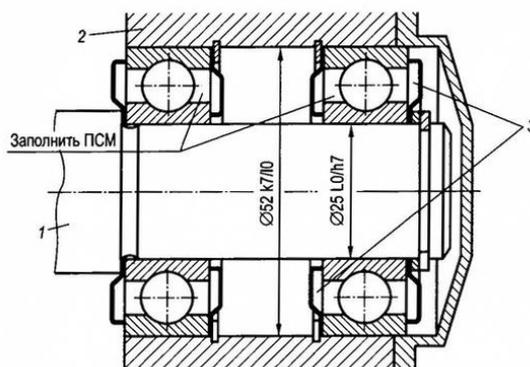


Рисунок 10.11 - Схема уплотнения контактными шайбами

Уплотнение разрезными пружинными кольцами.

Уплотнение разрезными пружинными кольцами (рисунок 10.12) надежно, оно может держать большие перепады давления и при правильном подборе материалов долговечно.

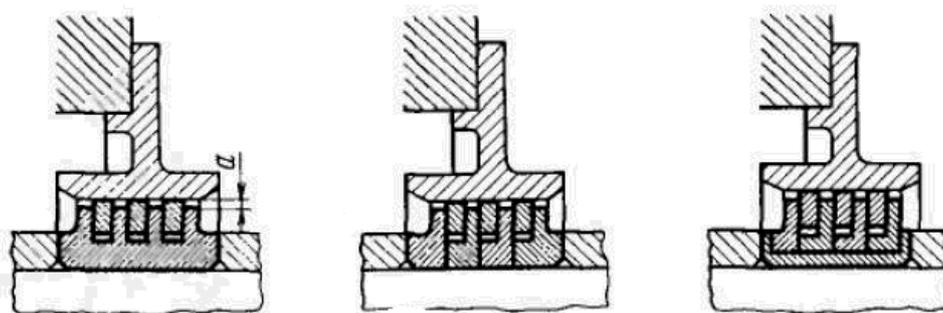


Рисунок 10.12 - Конструкция уплотнения пружинными кольцами

Пружинные кольца изготавливают из закаленной стали, перлитного чугуна, ковanej бронзы и устанавливают в стальном корпусе, термообработанном до твердости HRC 40-45. Наружную втулку уплотнения выполняют из закаленной, цементированной или азотированной стали. Кольца сажают в канавки корпуса с осевым зазором 0,005-0,020 мм. Просвет между наружной поверхностью корпуса и отверстием втулки делают равным 0,5-1,0 мм.

Кольцо устанавливают с небольшим натягом по отношению к втулке. В процессе работы кольца стоят неподвижно во втулке или слегка проскальзывают. Под действием перепада давления кольца прижимаются торцами к стенкам

канавок корпуса. Обычно устанавливают два-три кольца; при повышенном перепаде давления число колец доводят до пяти-шести.

Щелевые уплотнения

Наиболее простым видом бесконтактного уплотнения является кольцевая щель между валом и корпусом (рисунок 10.13).

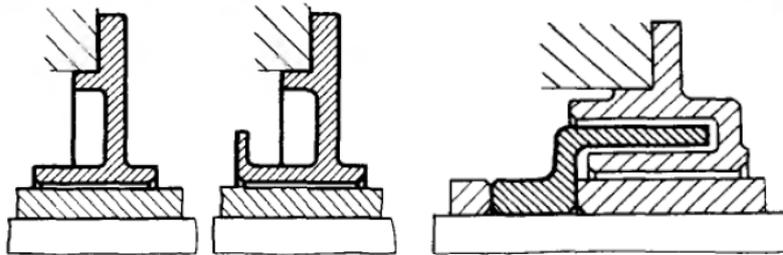


Рисунок 10.13 - Конструкция щелевого уплотнения

Уплотняющая способность кольцевой щели пропорциональна ее длине и обратно пропорциональна величине зазора. При практически осуществимых длинах щели и величинах зазора это уплотнение малоэффективно.

Лабиринтные уплотнения.

Этот вид уплотнения часто называют «лабиринтным», хотя по принципу действия оно не имеет ничего общего с лабиринтным уплотнением (рисунок 10.14). Назначение канавок в данном случае создать на валу гребешки, отражающие масло действием центробежной силы в кольцевое пространство между валом и втулкой. В случае расположения канавок во втулке обязателен сток масла из канавок в нижней точке.

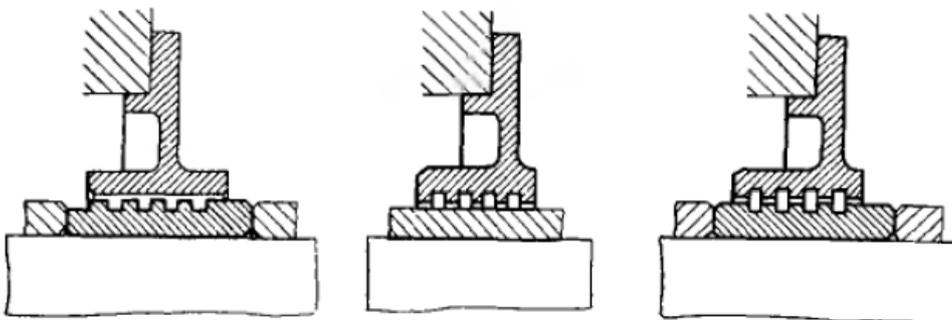


Рисунок 10.14 - Конструкция лабиринтного уплотнения

Уплотнение отгонной резьбой.

Применяют для герметизации полостей, содержащих жидкости (рисунок 10.15). На валу или во втулке (или здесь и там одновременно) выполняют резьбу (обычно многозаходную). *Направление резьбы должно быть согласовано с направлением вращения вала так, чтобы витки отгоняли уплотняемую жидкость, например, масло, в корпус.* Уплотнение - нереверсивное; при перемене направления вращения витки гонят жидкость в обратном направлении из корпуса.

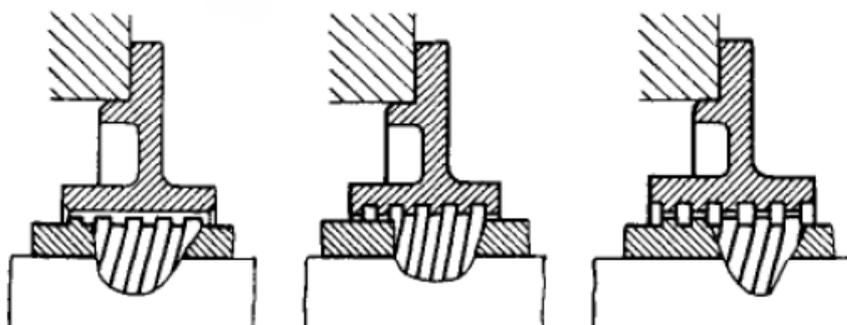


Рисунок 10.15 - Конструкция уплотнения отгонной резьбой

Уплотняющая способность отгонной резьбы пропорциональна длине резьбового пояса, скорости вращения вала, вязкости жидкости, обратно пропорциональна высоте резьбы и очень зависит от зазора между гребешками витков и стенками отверстия. Уплотнение работает удовлетворительно, если радиальный зазор не превышает 0,05-0,06 мм. При зазоре свыше 0,1 мм уплотнение становится бесполезным.

Гребешковые уплотнения.

Цель установки гребешковых уплотнений (рисунок 10.16) - разбить масляную пленку, ползущую по валу, и отбросить масло действием центробежных сил в кольцевую полость, откуда оно стекает в корпус по дренажным отверстиям.

Маслосбрасывающие гребешки выполняют непосредственно на валу (рисунок 10.16 а) или на съемных деталях (рисунок 10.16 б)

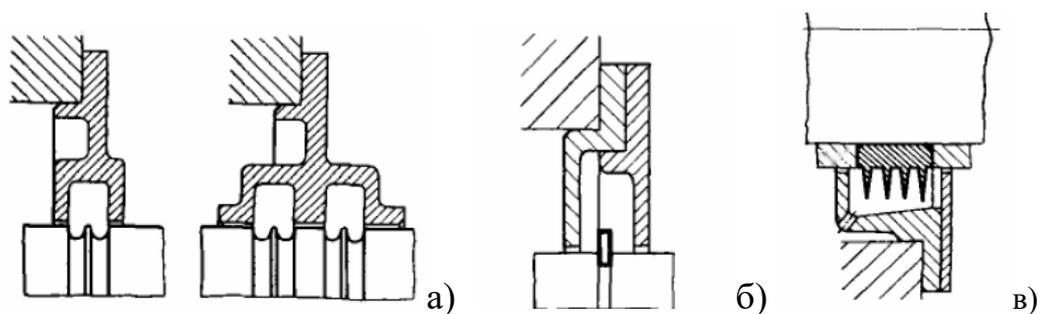


Рисунок 10.16 - Конструкции гребешкового уплотнения

При не слишком высоких частотах вращения гребешок заменяют разрезным пружинным кольцом (рисунок 10.16 в)

Уплотнение отражательными дисками.

Отражательные диски устанавливают перед щелевыми уплотнениями с целью преградить доступ масла в щель и отогнать действием центробежной силы частицы масла, проникающие в щель (рисунок 10.17).

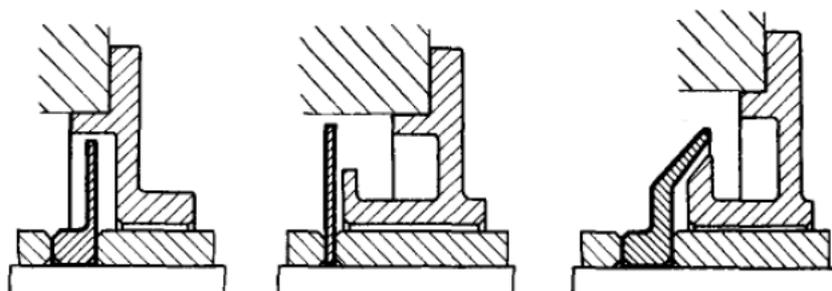


Рисунок 10.17 - Конструкция уплотнения отражательными дисками

11. Конструирование корпусов механических передач

Корпусные детали имеют обычно сложную форму, поэтому их получают методом литья или методом сварки. Перед проектированием корпуса редуктора определяются с его компоновкой, на основе спроектированной зубчатой пары, валов и выбранного подшипникового узла с подшипником.

Современные редукторы имеют разнообразные конструкции, обусловленные требованиями к их применению и особенностями конструкции, но все они, как правило, в своей конструкции имеют одинаковые элементы (см. рисунок 11.1):

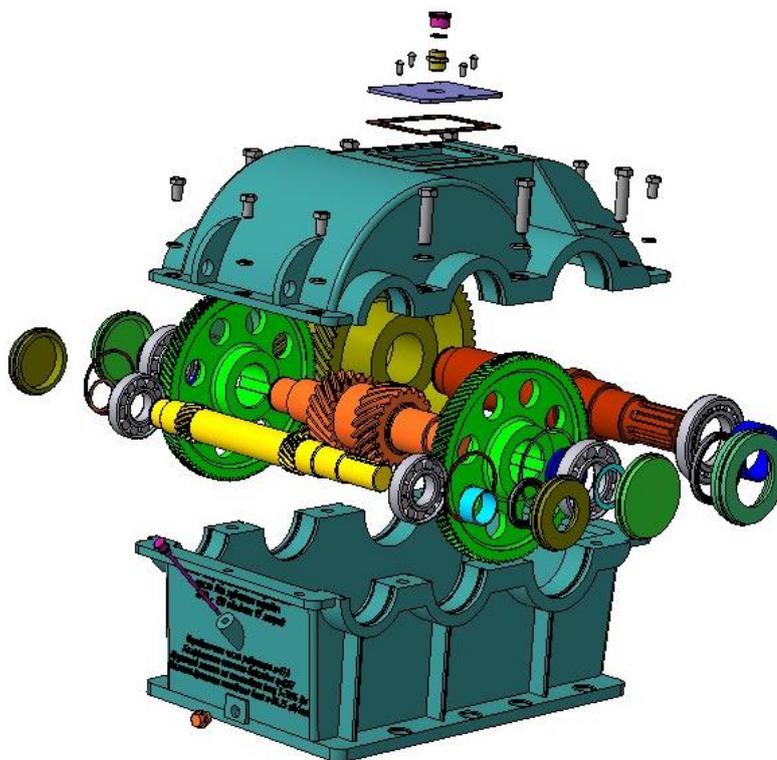


Рисунок 11.1 - Конструкция корпуса редуктора(вариант)

Очевидно, что наиболее габаритной и дорогостоящей составляющей является корпус редуктора.

Корпус - это важная часть любого механизма, прибора, какой-либо детали. Корпус редуктора служит для размещения и координации деталей передачи, защиты их от загрязнения, организации системы смазки, а также восприятия

сил, возникающих в зацеплении редукторной пары, подшипниках, открытой передаче, установленной на входном или выходном валу.

В современном машиностроении применяются различные по конструкции и функциональному назначению корпуса (рисунок 11.2).

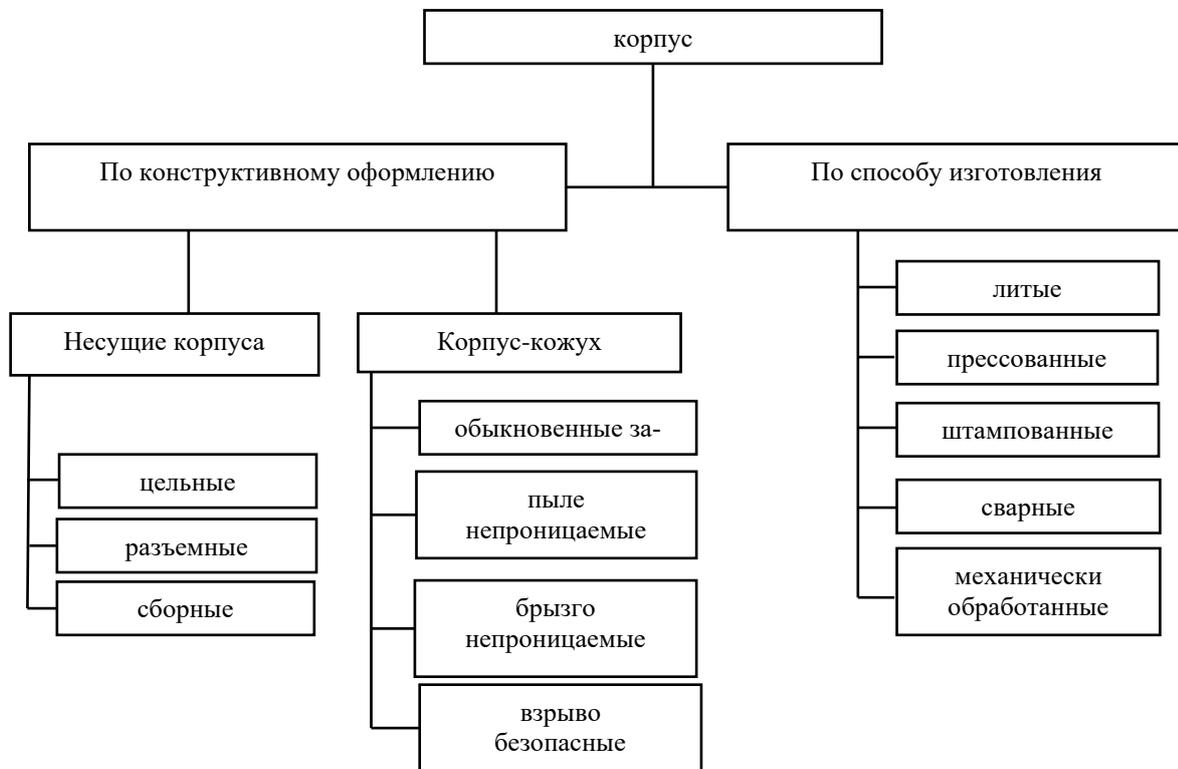


Рисунок 11.2 - Классификация корпусов механизмов

В ряде случаев принимают во внимание специфические требования технологии термической обработки, а также требования технологии окраски. При конструировании изделия и его деталей учитываются также особенности механической обработки деталей и сборки.

Таким образом, готовый **проект должен отвечать определенным техническим требованиям:**

1. *Обоснование применения каждого узла, каждой детали узла, каждого элемента конструируемой детали с приведением доводов в пользу использования сложного устройства, детали сложной конструкции, элемента детали. Если в детали предусмотрены выточки, уступы и др., то необходимо отчетливо представлять себе, какое назначение они имеют и есть ли в них необходимость.*

2. *Учет требований технологии сборки и разборки*, предусматривающий удобство сборки и регулировки, а также разборки; уменьшение объема ручных и пригоночных операций на сборке; сокращение цикла сборки.

3. *Соответствие конструктивных форм детали условиям технологии получения заготовок и технологии ее механической обработки* при заданном масштабе выпуска.

4. *Экономное расходование материалов и особенно металла*. Требуемой прочности и жесткости деталей следует добиваться введением ребер жесткости и рациональным распределением металла в детали, а не увеличением толщины ее стенок; не следует также допускать скоплений металла в отдельных ее частях.

5. *Широкое использование стандартных узлов и деталей*. Изготовление специальной детали обходится в несколько раз дороже стандартной

6. *Надежность смазки всех трущихся поверхностей детали*.

7. *Обеспечение достаточных зазоров между деталями*. Слишком малые зазоры недопустимы из-за опасности задевания деталей друг за друга.

Единого (типового) алгоритма расчета и проектирования корпуса редуктора создать невозможно, ввиду большого разнообразия конструкций и требований, предъявляемых к конкретному образцу. Однако, следует рассмотреть «классическую» конструкцию цилиндрического (коническо-цилиндрического) редуктора.

11.1 Цилиндрический зубчатый редуктор

При прочих равных условиях, предпочтение следует отдавать разъемному типу корпуса (рисунок 11.3), как наиболее технологичному в производстве и эксплуатации. При такой конструкции корпус имеет большую жесткость и лучшие виброакустические свойства, повышенную прочность в местах расположения болтов крепления, уменьшение коробления при старении, возможность размещения большего объема масла, упрощение наружной очистки, удовлетворение современным требованиям технической эстетики. Однако масса корпуса из-за этого несколько возрастает, а литейная оснастка усложняется.

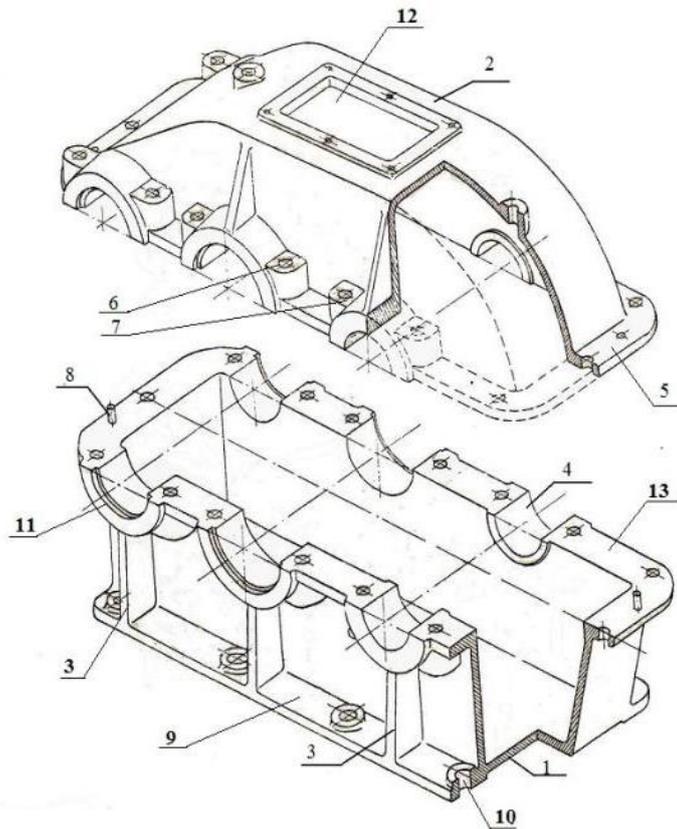


Рисунок 11.3 - Корпус двухступенчатого цилиндрического зубчатого редуктора(вариант)

1 - основание корпуса (картер); 2 - крышка корпуса; 3 - ребро жесткости; 4 - подшипниковое гнездо; 5 - боковой фланец; 6 - прилив под подшипниковые болты; 7 - отверстия под подшипниковые болты; 8 - штифты; 9 - фундаментный фланец (лапы); 10 - отверстие под фундаментные болты; 11 - бобышка; 12 - люк; 13 - продольный фланец.

Подобный тип корпуса давно и с успехом применяется в машиностроении, это позволило наработать большой опыт в конструировании корпусов данного типа. Имеющийся опыт позволил заменить расчетные зависимости для определения геометрических параметров элементов корпуса на типовые (таблица 11.1).

Таблица 11.1 – Определение геометрических параметров корпуса

Наименование параметра	обозначение	соотношение
Толщина стенки корпуса	δ	$1,3\sqrt[4]{M} \geq 6 \text{ мм}$
Толщина стенки крышки	δ_1	$0,9\delta \geq 6 \text{ мм}$
Толщина фланца корпуса	-	$1,5\delta$
Толщина фланца крышки	-	$1,5\delta_1$
Толщина лапы корпуса	g	$(2,3 \dots 2,4)\delta$
Диаметр винтов, стягивающих корпус и крышку	d	$1,25\sqrt[3]{M} \geq 10 \text{ мм}$
Диаметр винтов крепления корпуса к раме	d_K	$1,5d$
Диаметр штифтов	$d_{шт}$	$(0,7 \dots 0,8)d$
Диаметр винтов крепления привертных крышек	d_B	при $D \leq 50$ $d_B - M6$ при $D \leq 80$ $d_B - M8$ при $D \leq 120$ $d_B - M10$
Расстояние от оси винта до плоского края	c	$(1,1 \dots 1,2)d$
Расстояние от оси винта до края отверстия	c_1	$(1,0 \dots 1,1)d$
Ширина фланца при установке винта	k	$2,7d$
Ширина опорной поверхности корпуса (лапы)	-	$k + 1,5\delta$
Толщина внутренних ребер	δ_p	$(0,8 \dots 0,9)\delta$
Толщина наружных ребер	δ_p	$(0,9 \dots 1,0)\delta$
Минимальный зазор между колесом и корпусом	a	δ
Минимальный зазор между колесом и дном	b_0	$4a$
Минимальный диаметр прилива под подшипник	D_1	$1,25D + 10 \text{ мм}$
Глубина прилива под подшипник		$h + D(T) + 10 \dots 12 \text{ мм}$
Диаметр закладной крышки		$1,25D + 10 \text{ мм}$
Число винтов крепления корпуса к раме	z	при $a_w \leq 315 \text{ мм}$ $z = 4$ при $a_w \geq 315 \text{ мм}$ $z = 6$
Диаметр отверстия проушины	d_y	$3\delta_1$
Толщина проушины	δ_y	$(2 \dots 3)\delta_1$

11.2 Конический (коническо-цилиндрический) зубчатый редуктор

От цилиндрического редуктора такого же типа конструкцию отличает прилив, в котором размещен вал конической шестерни с подшипниками и стаканом .

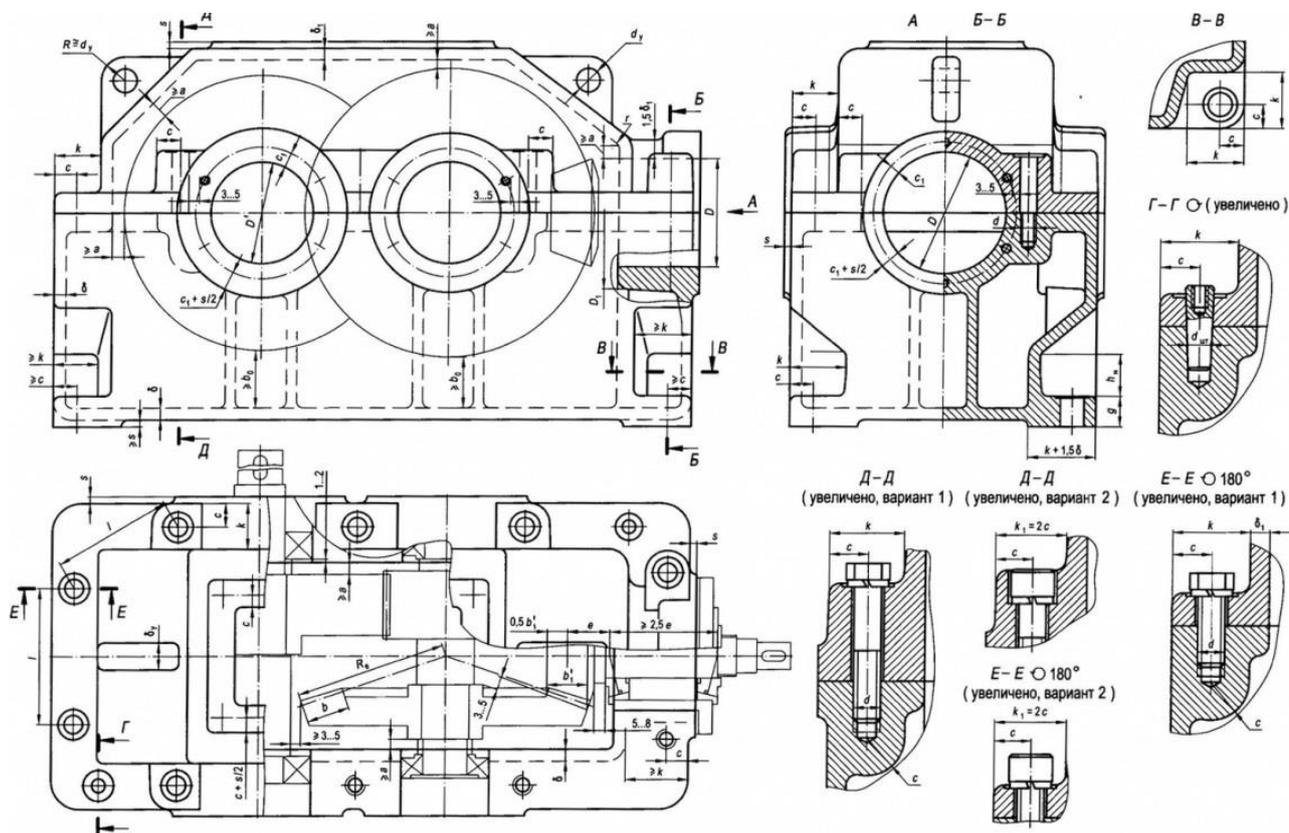


Рисунок 11.4 - Корпус двух ступенчатого коническо-цилиндрического зубчатого редуктора (вариант)

Использование стакана как промежуточного гнезда для подшипников (рисунок 11.5) значительно упрощает сборку и регулировку данного узла, так как позволяет осуществить сборку «вала-подшипник-стакан» отдельно с последующей установкой в корпус. При эксплуатации редуктора подобный подход так же оказался более удобным, так как позволяет осуществить замену подшипника или уплотнения без демонтажа крышки корпуса.

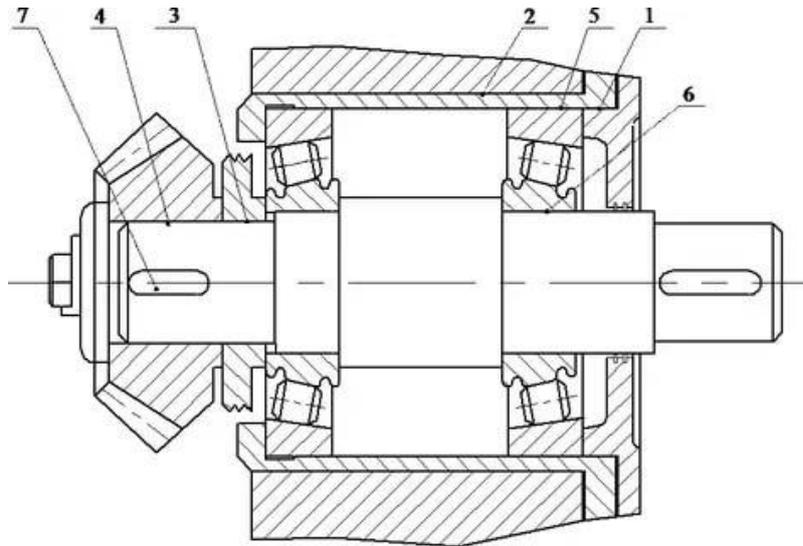


Рисунок 11.5 - Конструкция подшипникового узла конической шестерни с установкой подшипников в стакан

- 1 - крышка подшипника; 2 - стакан; 3 - распорная втулка; 4 - вал;
 5 - внешнее кольцо подшипника; 6 - внутреннее кольцо подшипника;
 7 - шпоночное соединение.

11.3 Типовые элементы корпуса зубчатого редуктора

Конструктивное оформление приливов подшипниковых гнезд

Конструкция приливов, в которых располагаются подшипники, представлена рисунке 11.6.

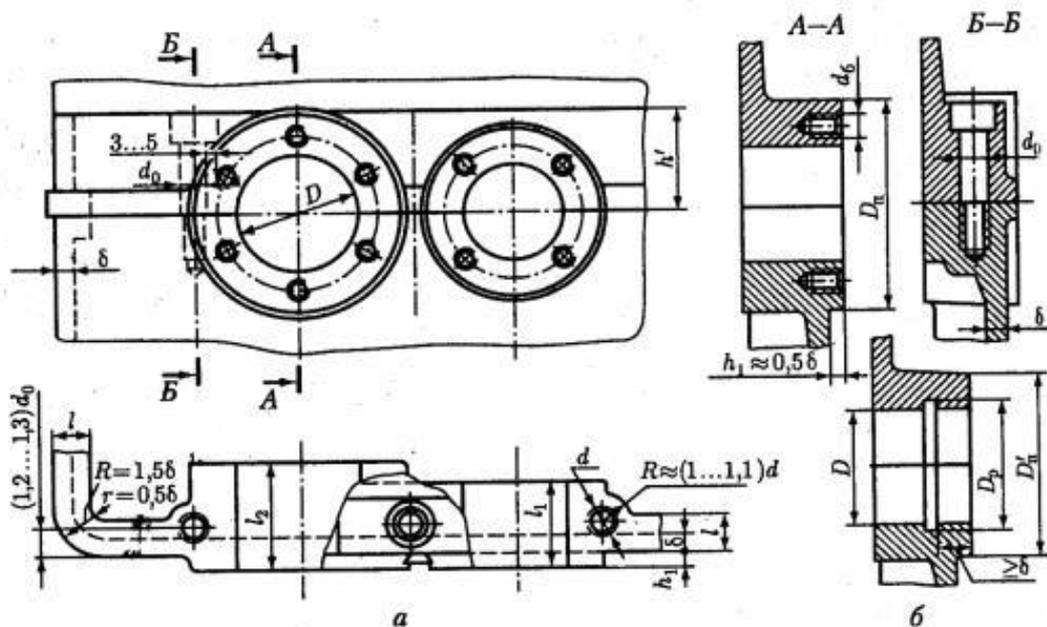


Рисунок 11. 6 - Конструкция приливов под установку подшипников качения

Размеры приливов зависят от конструкции крышки подшипника и диаметра D отверстия под подшипник (таблица 11.1).

Для *привертной крышки* конструкцию прилива определяют в соответствии с рисунком 11.7.

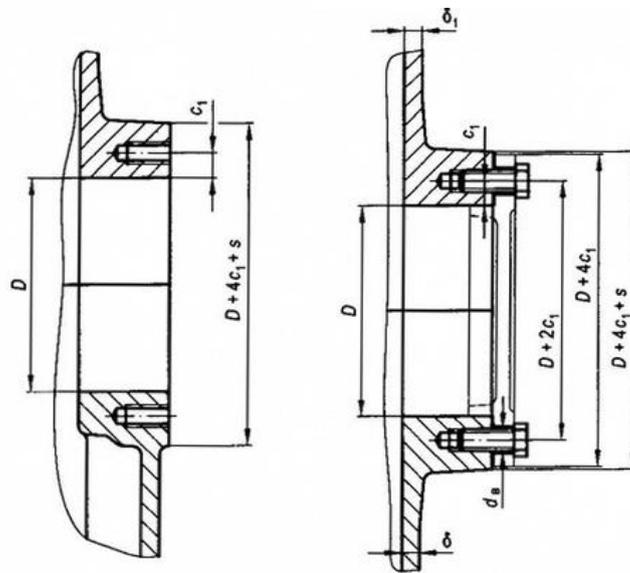


Рисунок 11.7 - Конструкции гнезд под привертные крышки

Диаметр, форма крышки и количество крепежных винтов определяются в соответствии с рисунком 11.8. Обычно винты располагают симметрично, в количестве количество 4...10 шт.

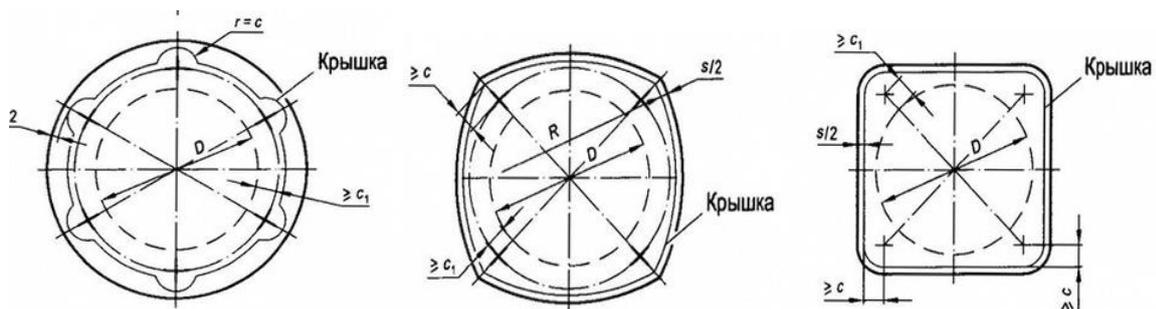


Рисунок 11.8 - Конструкции привертных крышек подшипников

Для закладной крышки конструкцию прилива определяют в соответствии с рисунком 11.9.

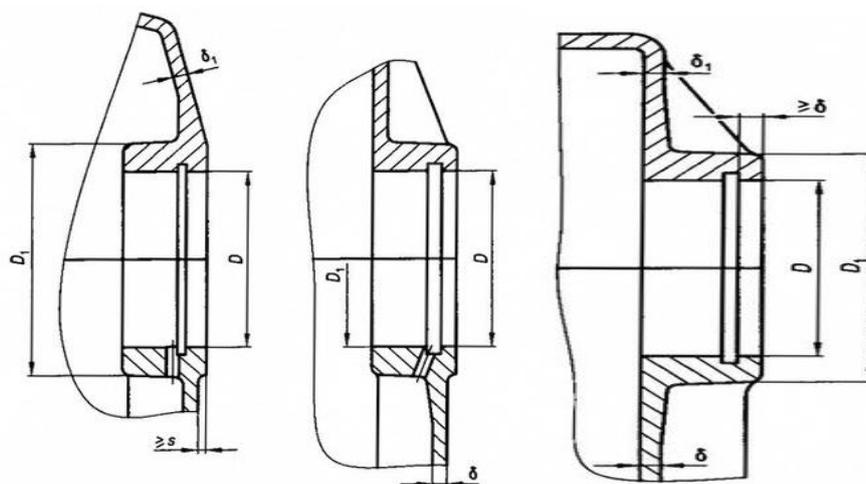


Рисунок 11.9 - Конструкции гнезд под закладные крышки

Крепежные резьбовые отверстия для привертных крышек обычно сверлят на станках при отдельной механической обработке корпуса и крышки редуктора. Поэтому нельзя проектировать отверстия в стыке крышки с корпусом, так как они могут быть выполнены только после сборки, что неудобно. Кроме того, при затяжке винтов действует сила, отжимающая в этом случае крышку от корпуса. Длину l_1 и l_2 подшипниковых гнезд (см. рисунок 11.6) определяют конструктивно из условия размещения комплекта подшипника с крышкой и другими устанавливаемыми в гнезде деталями. Так как осевые размеры деталей и конструкции разных опор различны, то и длина подшипниковых гнезд разная. Длину подшипниковых гнезд согласуют также с шириной фланца, необходимой для размещения головки винта при соединении крышки с корпусом, или гайки. Размеры получаются, как правило, небольшими, и устанавливать ребра жесткости на корпусе нет необходимости.

Если на выходном валу действует консольная сила, то предусматривают одно ребро, смещенное в сторону быстроходного вала.

Не рекомендуется располагать ребра по вертикальной оси отверстия бо-
бышки. Для удобства обработки наружные торцы приливов всех подшипнико-
вых гнезд, расположенных на одной стенке корпуса, должны лежать в одной
плоскости, выступая за плоскость стенки основания корпуса на величину $h_1 =$
 $0,5\delta$.

Наиболее часто в редукторах используют картерную систему смазывания,
при которой корпус является резервуаром для масла. Масло заливают через
верхний люк. При работе передачи масло постепенно загрязняется продуктами
изнашивания, оно стареет, свойства его ухудшаются. Поэтому масло периоди-
чески меняют. Для слива масла в корпусе выполняют сливное отверстие, за-
крываемое *пробкой*. Сливное отверстие должно быть достаточно большого
диаметра. Его располагают ниже уровня днища (рисунок 11.10).

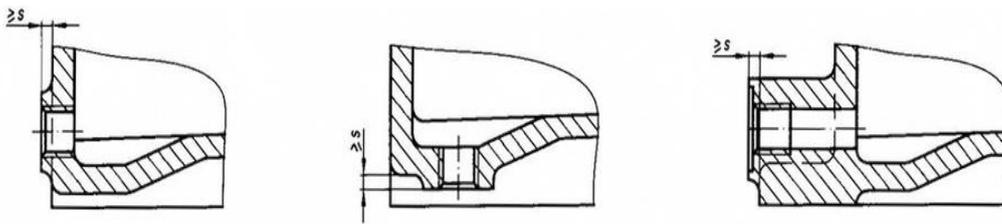


Рисунок 11.10 - Конструкции сливных отверстий

Чтобы масло сливалось без остатка, дно корпуса выполняют с уклоном от
 $0,5$ до $1,0^\circ$ в сторону сливного отверстия. Внутри корпуса у самого отверстия
предусматривают местное углубление для выхода инструмента, которым обра-
батывают отверстие. Толщина днища в месте углубления должна оставаться без
изменения.

Перед сверлением и нарезанием резьбы сливного отверстия прилив в
корпусе фрезеруют, поэтому он должен выступать над необрабатываемой по-
верхностью на высоту $h = 0,5\delta$. Конструкция и размеры пробок сливных отвер-
стий представлены на рисунке 11.11. Отверстие для выпуска масла предпочти-
тельнее закрывать пробкой с конической резьбой, не требующей дополнитель-
ного уплотнения.

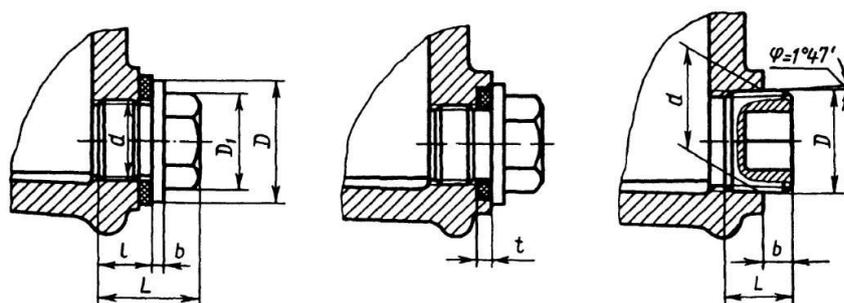


Рисунок 11.11 - Конструктивное оформление пробок сливных отверстий

а - установка торцевой прокладки; б - установка уплотняющего кольца;

в - пробка с конической самоуплотняющейся резьбой

Люк *верхней* части редуктора используют для залива масла и для контроля зацепления, а также для осмотра зубчатых колес и подшипников. Размеры его должны быть по возможности большими, форма - прямоугольной, реже круглой.

Люк закрывают крышкой. При единичном и мелкосерийном производстве применяют простейшую конструкцию крышки из стального листа (рисунок 11.12), толщина которого $\delta_k = (0,010-0,012)L$ мм.

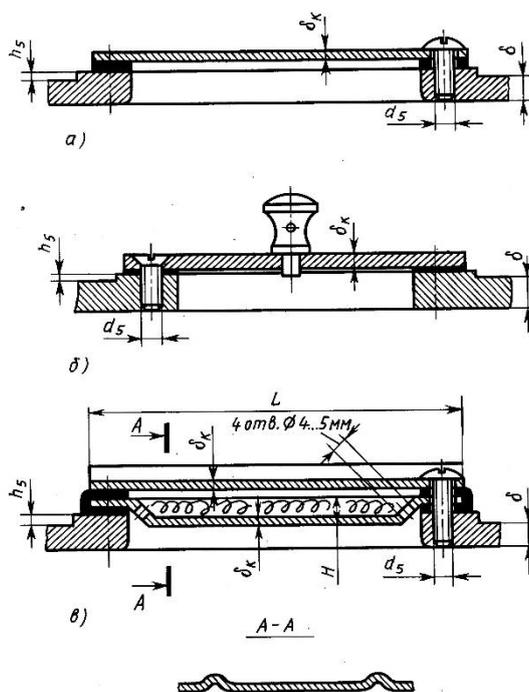


Рисунок 11.12 - Конструктивное оформление осмотровых люков

Под крышкой располагают уплотняющую прокладку толщиной от 1 до 1,5 мм из прокладного картона марки «А» или технической резины марки МБС толщиной 2...3 мм. Крышки крепят винтами диаметром равным толщине стенки в данном месте.

Для подъема и транспортирования крышки корпуса и редуктора в сборе применяют *проушины*, отливая их заодно с крышкой. Проушина выполняется в виде ребра с отверстием (рисунок 11.13 а,б) либо в виде канала в теле корпуса (рисунок 11.13 в).

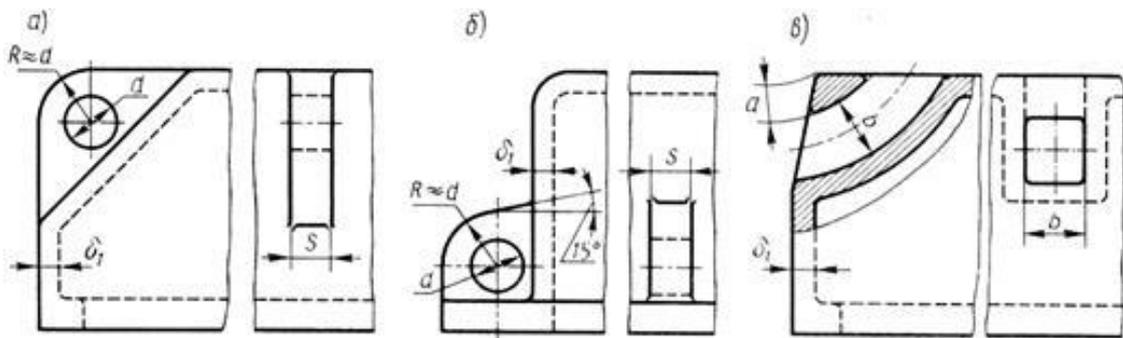


Рисунок 11.13 - Конструкции подъемных проушин корпуса

При невозможности спроектировать проушину применяют рым-болт, вкрученный в крышку (рисунок 11.14).

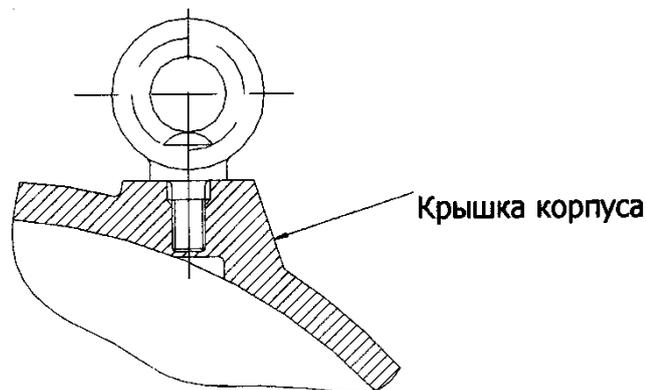


Рисунок 11.14 - Конструкция рым-болта

Для выравнивания давления в корпусе редуктора в крышках люков удобно устанавливать *пробковую отдушину* (рисунок 11.15). При этом на крышку люка с внутренней стороны приваривают бобышку толщиной, достаточной для нарезания резьбы пробки, и ставят уплотняющее кольцо аналогично пробкам.

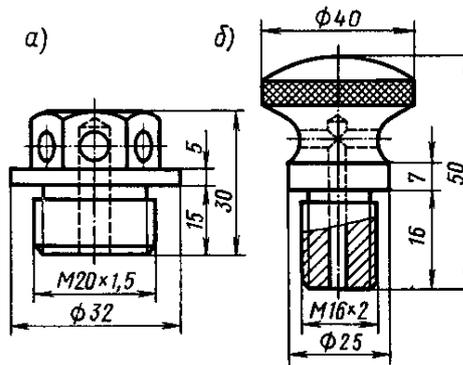


Рисунок 11.15 - Конструкции пробковых отдушин

Для наблюдения за уровнем масла в корпусе устанавливают пробки (рисунок 11.16 в), масло указатели крановые, масло указатели круглые и удлиненные из прозрачного материала (рисунок 11.16 б), а также масло указатели жезловые (щупы) (рисунок 11.16 а).

Жезловые масло указатели получили наибольшее распространение, так как они удобны для осмотра; конструкция их проста и достаточно надежна. Кроме того, жезловые масло указатели удобны для контроля уровня масла в редукторах, расположенных на любом уровне от пола (фундамента рамы).

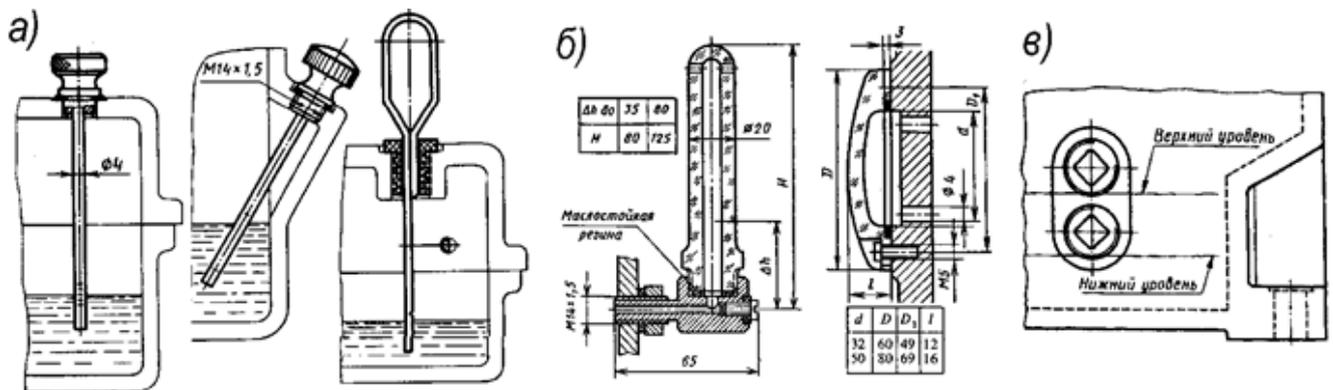


Рисунок 11.16 - Конструкции масло указателей (варианты)

12. Тепловой расчет редуктора

При работе редуктора потери мощности, вызванные трением в зацеплении и в подшипниках, перемешиванием и разбрызгиванием масла, приводят к нагреву деталей редуктора и масла. При нагреве вязкость масла резко падает, что приводит к нарушению режима смазывания. Нормальная работа редуктора будет обеспечена, если температура масла не превысит допустимой.

Целью теплового расчета является проверка температуры масла в редукторе, которая не должна превышать допустимой при температуре воздуха вне корпуса 20°C.

12.1 Определение температуры масла в корпусе передачи при непрерывной работе без искусственного охлаждения определяется по формуле:

$$t_M = \frac{t_B + N_1(1-\eta)}{K_t A},$$

где t_M - температура масла, град;

t_B - температура воздуха вне корпуса, при нормальных условиях эксплуатации принимается $t_B = 20^\circ \text{C}$;

N_1 - мощность на быстроходном валу редуктора, Вт;

η - КПД редуктора;

K_t - коэффициент теплоотдачи, для чугунных корпусов принимается $K_t = 9 \dots 17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{град})$;

A - площадь теплоотдающей поверхности корпуса редуктора, м²;

Условие соблюдения теплового расчет:

$$t_M \leq [t_M],$$

где $[t_M] = 80 \dots 95^\circ \text{C}$ – допустимая рабочая температура масла при нормальных условиях эксплуатации.

Для уменьшения потерь, мощности на трение и снижения интенсивности износа трущихся поверхностей, а также для предохранения их от заедания, задиров, коррозии и лучшего отвода теплоты поверхности деталей должны иметь надежную смазку.

Для смазывания передачи применяем картерную систему. В корпус редуктора заливается масло так, чтобы венцы колес были в него погружены. При их вращении масло увлекается зубьями, разбрызгивается, попадает на внутренние стенки корпуса, откуда стекает в нижнюю его часть. Внутри корпуса образуется взвесь частиц масла в воздухе, которая покрывает поверхность расположенных внутри корпуса деталей.

Принцип назначения сорта масла следующий: чем выше окружная скорость колеса, тем меньше должна быть вязкость масла, и чем выше контактные давления в зацеплении, тем большей вязкостью должно обладать масло. Поэтому требуемую вязкость масла определяем в зависимости от контактного напряжения и окружной скорости колес в соответствии с общепринятыми рекомендациями и экономическими соображениями.

Масло заливается внутрь корпуса до уровня, обеспечивающего погружение элемента передачи примерно на 10-20 мм. Желательно чтобы уровень масла был не выше оси тела качения нижнего подшипника, либо доходил до середины зуба большего зубчатого колеса.

12.2 Определение минимального объёма масляной ванны, дм³:

$$V_m = 0,25 N_1 / 1000,$$

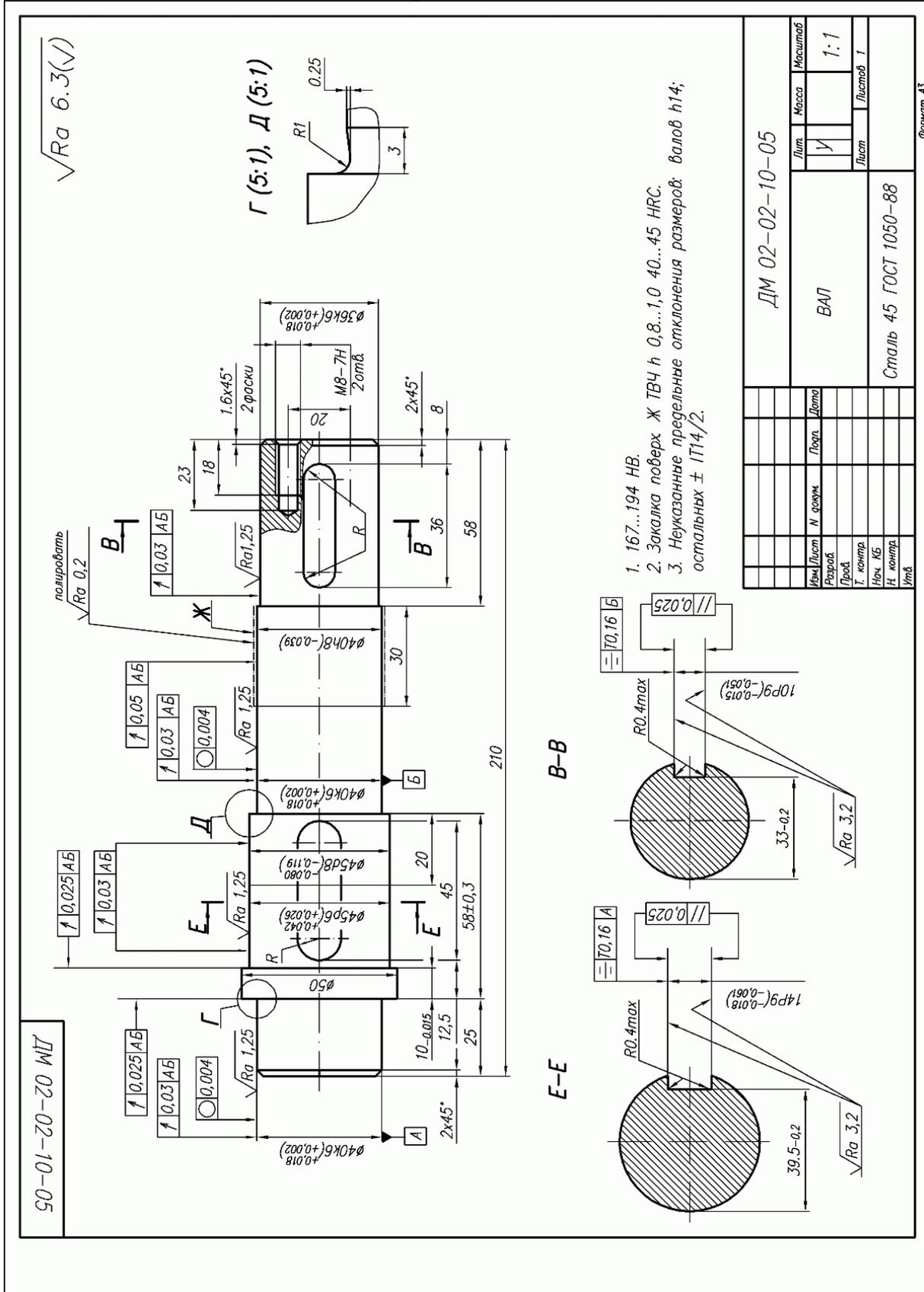
где V_m – объём масляной ванны, дм³;

N_1 – мощность на быстроходном валу редуктора, Вт;

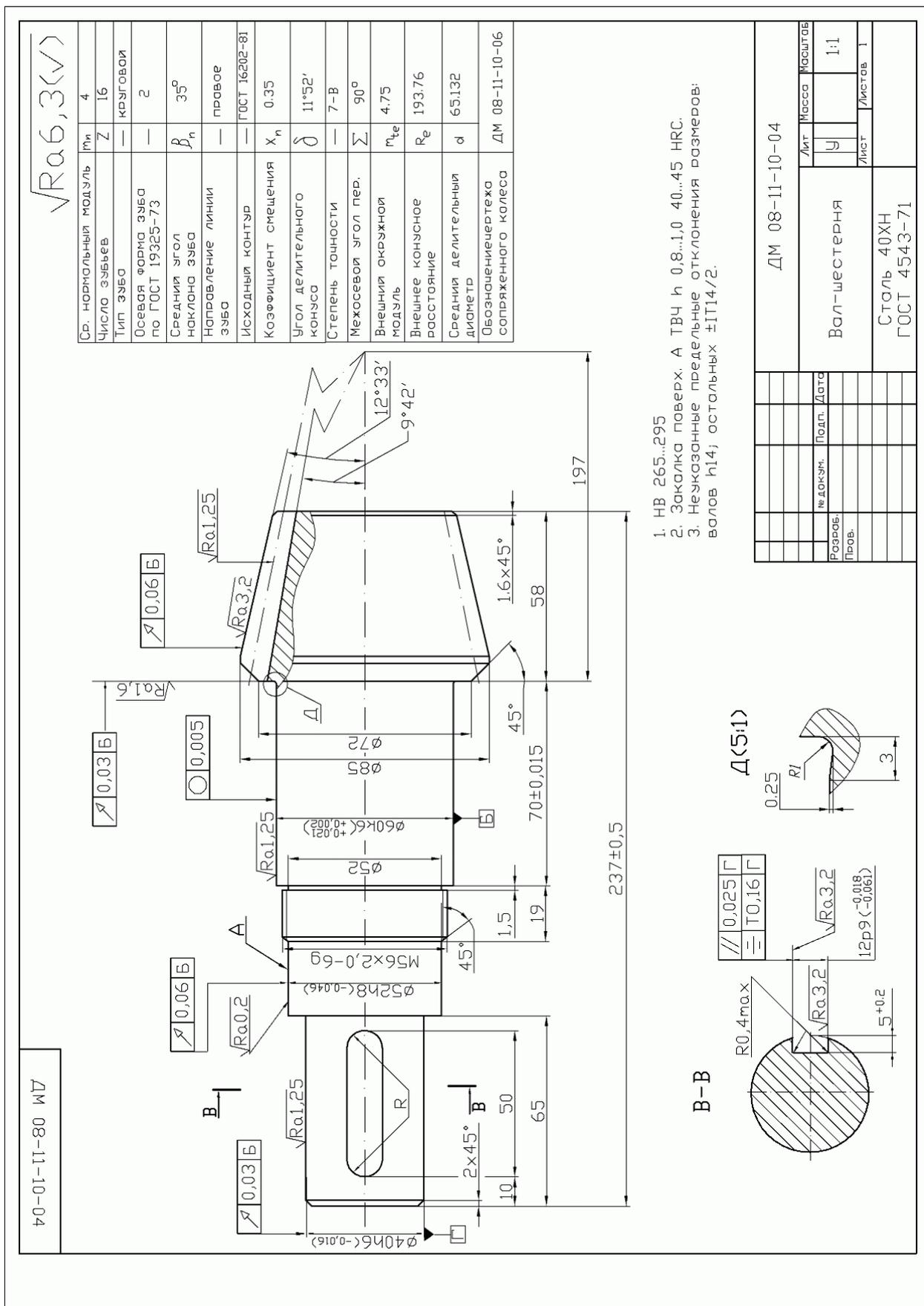
Для слива масла используется сливное отверстие, закрываемое пробкой, с цилиндрической резьбой, для замера уровня масла используем щуп и для вентиляции картера используем пробку-отдушину (рисунок 12.1).

Примеры проектирования деталей редуктора

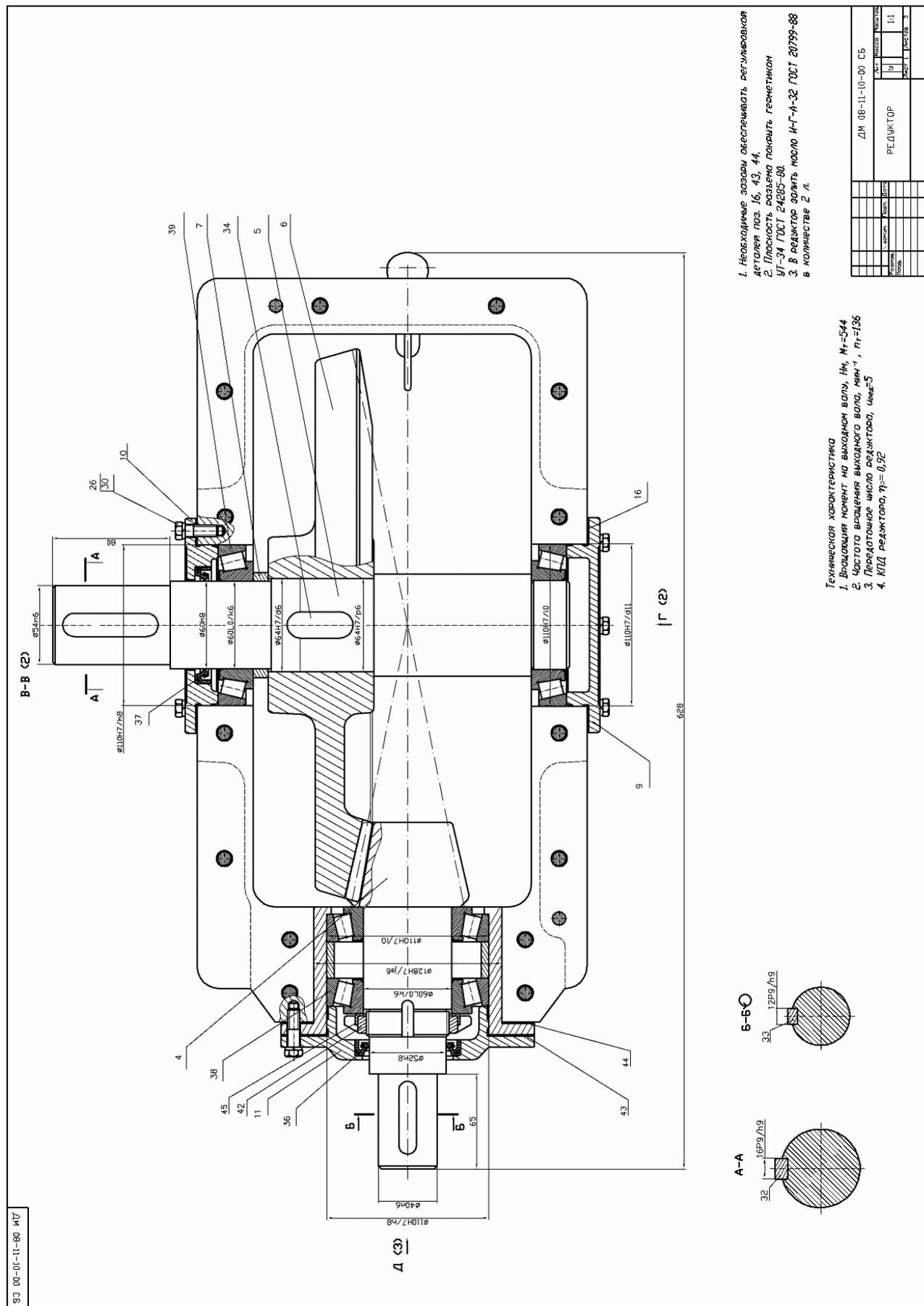
Чертеж 1. Вал



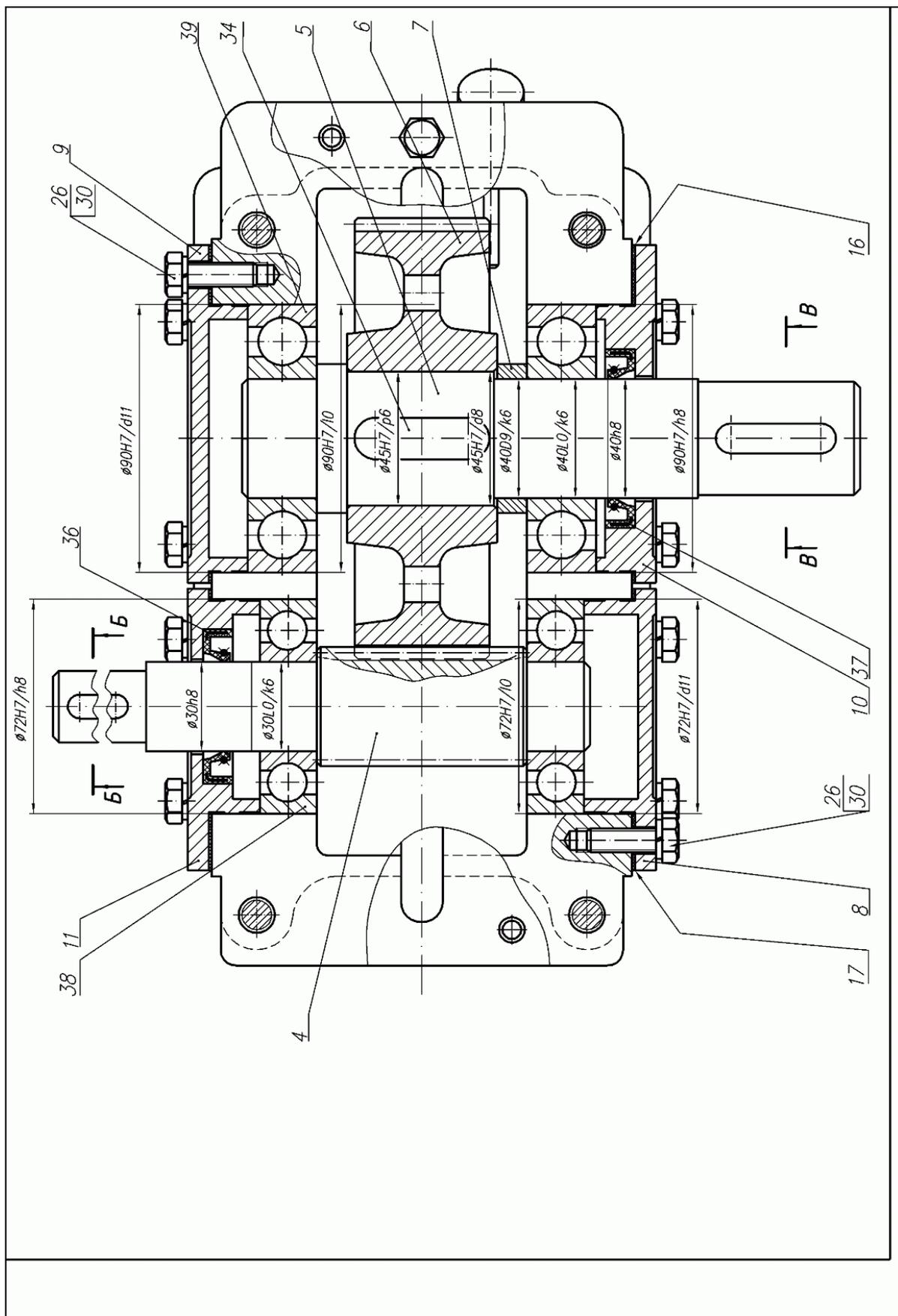
Чертеж 2. Вал-шестерня



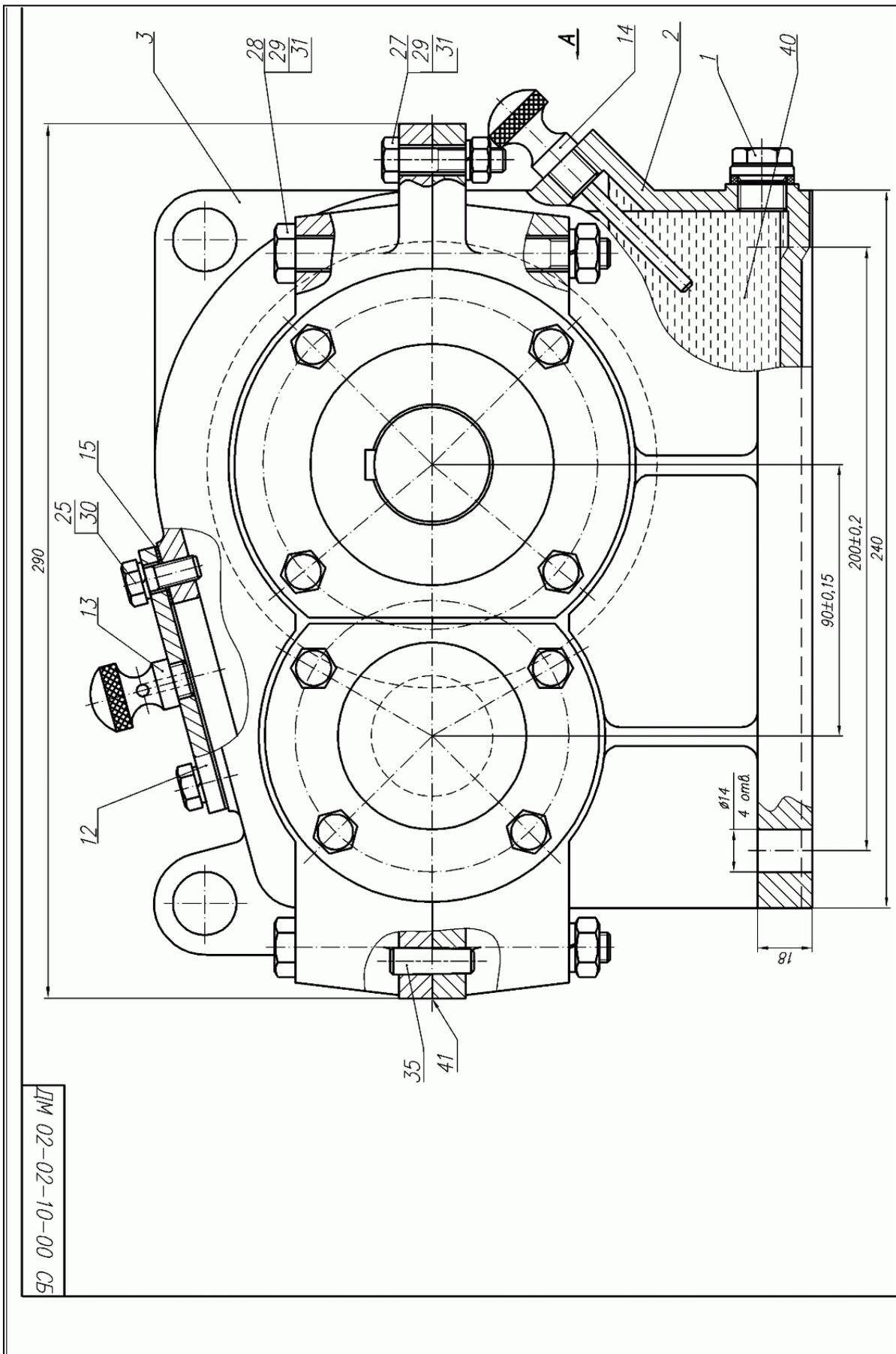
Чертеж 4. Конический редуктор. Вид сверху



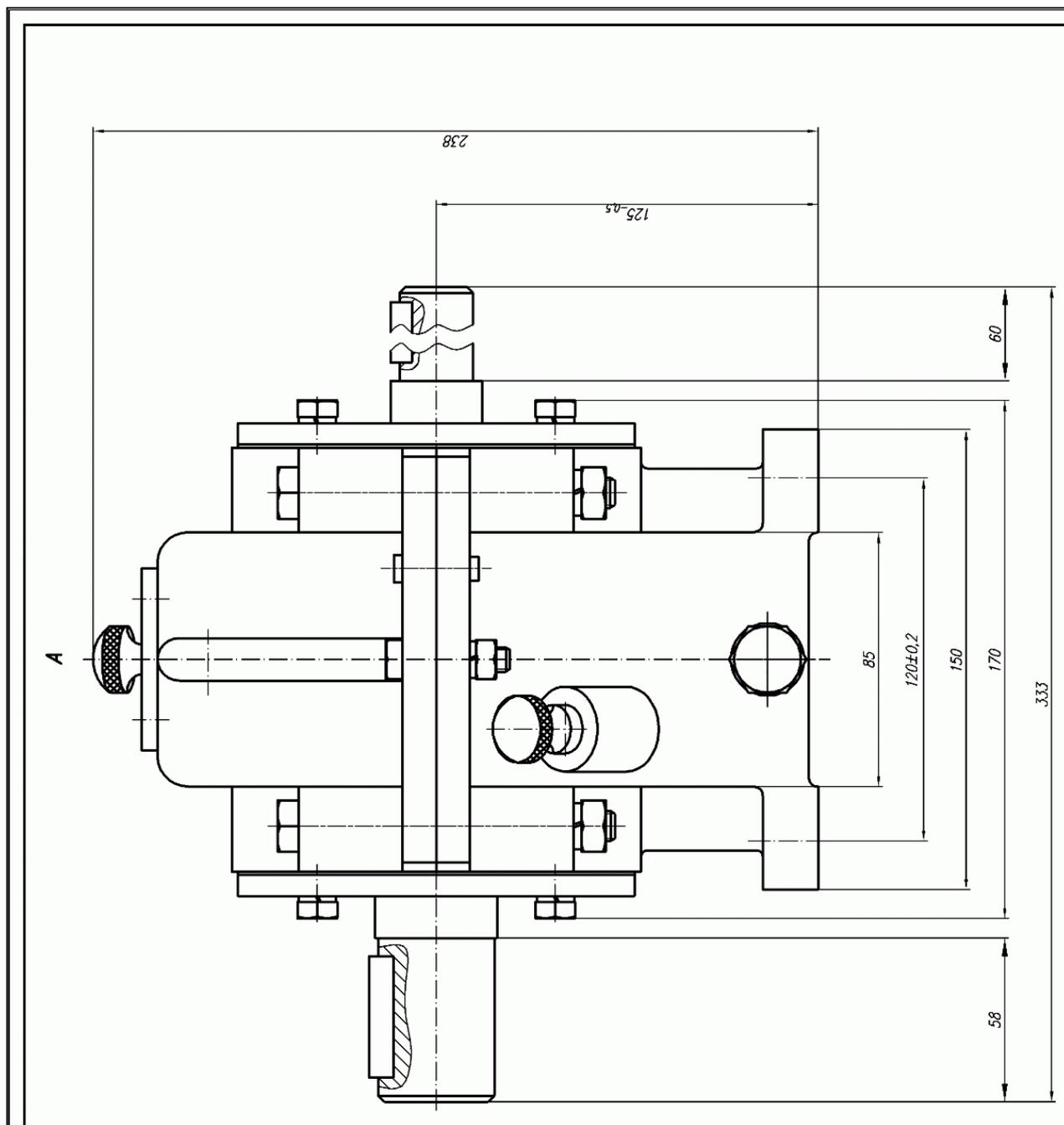
Чертеж 5. Цилиндрический редуктор. Вид сверху



Чертеж 6. Корпус редуктора. Вид спереди



Чертеж 7. Корпус редуктора. Вид сбоку



Чертеж 9. Спецификация. Лист 2

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				<u>Стандартные изделия</u>		
		15		Ремень А-1600		
				ГОСТ 1284.1-89	6	
		16		Двигатель АИР 112М4		
				ТУ 16-525.564-84	1	
		17		Болт М6-6дх16.58		
				ГОСТ 7798-70	1	
		18		Болт 3М8-6дх18.58		
				ГОСТ 7798-70	4	
		19		Болт М10-6дх55.58		
				ГОСТ 7798-70	4	
		20		Болт М12-6дх50.58		
				ГОСТ 7798-70	4	
		21		Винт М16-6дх80.14Н		
				ГОСТ 1482-84	2	
		22		Гайка М10-6Н.5 ГОСТ 5915-70	4	
		23		Гайка М12-6Н.5 ГОСТ 5915-70	4	
		24		Гайка М16-6Н.5 ГОСТ 5915-70	9	
		25		Гайка М12-6Н.5 ГОСТ 5918-73	6	
		26		Гайка М20-6Н.5.NF ГОСТ P50272-92	1	
		27		Шайба 7019-0623		
				ГОСТ 14734-69	1	
		28		Шайба 6 65Г ГОСТ 6402-70	1	
		29		Шайба 10 65Г ГОСТ 6402-70	4	
		30		Шайба 12 65Г ГОСТ 6402-70	4	
		31		Шайба 16 65Г ГОСТ 6402-70	6	
		32		Шайба 10.01 ГОСТ 10906-78	4	
		33		Шайба 12.01 ГОСТ 10906-78	4	
		34		Шайба А20.01.08кп.019		
				ГОСТ 11371-78	1	
				ДМ 02-02-00-00		
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	Лист 2	

Список рекомендуемой литературы

1. Дунаев П.Ф. Детали машин. Курсовое проектирование/ П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов – М. : Машиностроение, 2013. – 560 с.
2. Воробьев Ю.В. Изучение конструкции коробки передач: Метод. указ. / Сост.: Ю. В. Воробьев, Ю. В. Родионов, А. Д. Ковергин. – Тамбов: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2005. – 28 с.
3. Воячек А. И. Основы проектирования и конструирования машин: учеб. пособие / А. И. Воячек, В. В. Сенькин. – Пенза : Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2008. – 228 с.
4. Глухарев Е.Г. Зубчатые соединения. Справочник/ Е.Г. Глухарев, Н.И. Зубарев. – М.-Л., Машиностроение, Ленингр. отд-е., 1983г. –270 с.
5. Гордин П.В. Детали машин и основы конструирования: учебное пособие / П.В. Гордин, Е.М. Росляков, В.И. Эвелеков. – СПб.: СЗТУ, 2006. – 186 с.
6. Радиусы закруглений и фаски. Размеры (с Изменением N 1). [Текст]: ГОСТ 10948-64 (СТ СЭВ 2814-80); – Дата введения 1965-07-01. – М.: Издательство стандартов, 1989.
7. Винты установочные с плоским концом и шестигранным углублением "под ключ" классов точности А и В. Технические условия [Текст]: ГОСТ 11074-93 (ИСО 4026-77); – Дата введения 1995-01-01. – М.: Стандартинформ, 2006.
8. Винты установочные с цилиндрическим концом и шестигранным углублением под ключ классов точности А и В. Технические условия. [Текст]: ГОСТ Р ИСО 4028-2013; – Дата введения 1995-01-01. – М.: Стандартинформ, 2006.
9. Гайки круглые шлицевые класса точности А. Технические условия. [Текст]: ГОСТ 11871-88; – Дата введения 1989-01-01. – М.: Стандартинформ, 2006.
10. Шайбы стопорные многолапчатые. Технические условия. Конструкция и размеры [Текст]: ГОСТ 11872-89; – Дата введения 1990-07-01. – М.: Стандартинформ, 2006.

11. Концы валов цилиндрические. Основные размеры, допускаемые крутящие моменты (с Изменениями N 1, 2, 3) [Текст]: ГОСТ 12080-66; – Дата введения 1967-01-01. – М.: Издательство стандартов, 1994.
12. Концы валов конические с конусностью 1:10. Основные размеры. Допускаемые крутящие моменты (с Изменениями N 2, 3) [Текст]: ГОСТ 12081-72; – Дата введения 1975-01-01. – М.: Издательство стандартов, 1994.
13. Ремни приводные клиновые нормальных сечений [Текст]: ГОСТ 1284.1-89(ИСО 1081-80, ИСО 4183-80, ИСО 4184-80); – Дата введения 1991-01-01. – М.: Издательство стандартов, 2001.
14. Цепи приводные роликовые и втулочные. Общие технические условия [Текст]: ГОСТ 13568-97 (ИСО 606-94); – Дата введения 2000-07-01. – М.: Издательство стандартов, 2003.
15. Отверстия центровые. Размеры (с Изменениями N 1, 2) [Текст]: ГОСТ 14034-74; – Дата введения 1975-07-01. – М.: Стандартинформ, 2006.
16. ГОСТ 17383-73 Шкивы для плоских приводных ремней. Технические условия.
17. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность [Текст]: ГОСТ 21354-87 (СТ СЭВ 5744-86); – Дата введения 1989-01. – М.: Издательство стандартов, 1993
18. Передачи зубчатые цилиндрические. Основные параметры (с Изменениями N 1, 2, 3) [Текст]: ГОСТ 2185-66; – Дата введения 1968-01-01. – М.: Издательство стандартов, 1994.
19. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки (с Изменениями N 1, 2) [Текст]: ГОСТ 23360-78; – Дата введения 1980-01-01. – М.: Издательство стандартов, 2005.
20. Основные нормы взаимозаменяемости. Сегментные шпонки и шпоночные пазы (с Поправкой) [Текст]: ГОСТ 24071-97 (ИСО 3912-77); – Дата введения 2000-07-01. – М.: Издательство стандартов, 2000.

21. Войлок технический тонкошерстный и детали из него для машиностроения. Технические условия (с Изменениями N 1, 2, 3) [Текст]: ГОСТ 288-72; – Срок действия с 01.01.73. – М.: Издательство стандартов, 1990.
22. Подшипники роликовые конические однорядные. Основные размеры [Текст]: ГОСТ 333-79; – Срок действия с 01.01.1980. – М. Издательство стандартов, 1981.
23. Подшипники качения. Основные размеры (с Изменениями N 1, 2) [Текст]: ГОСТ 3478-79; – Дата введения 1980-01-01. – М.: Издательство стандартов, 2003.
24. Канавки для выхода шлифовального круга. Форма и размеры (с Изменением N 1) [Текст]: ГОСТ 8820-69; – Дата введения 1971-07-01. – М.: Издательство стандартов, 1990.
25. Шплинты. Технические условия (с Изменениями N 1-4) [Текст]: ГОСТ 397-79; – Дата введения 1979-07-01. – М.: Стандартиформ, 2006.
26. Гайки шестигранные прорезные и корончатые класса точности В. Конструкция и размеры (с Изменениями N 1, 2, 3, 4, 5, с Поправкой) [Текст]: ГОСТ 5918-73; – Дата введения 1974-01-01. – М.: Стандартиформ, 2006.
27. Войлок технический полугрубошерстный и детали из него для машиностроения. Технические условия (с Изменениями N 1-4) [Текст]: ГОСТ 6308-71; – Срок действия с 01.07.72. – М.: Издательство стандартов, 1990.
28. Шайбы пружинные. Технические условия (с Изменениями N 2, 3) [Текст]: ГОСТ 6402-70; – Дата введения 1972-01-01. – М.: Стандартиформ, 2006.
29. Войлок технический грубошерстный и детали из него для машиностроения. Технические условия (с Изменениями N 1, 2) [Текст]: ГОСТ 6418-81; – Дата введения 1982-01-01. – М.: Издательство стандартов, 1996.
30. Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры (с Изменениями N 1, 2) [Текст]: ГОСТ 6636-69; – Дата введения 1970-01-01. – М.: Издательство стандартов, 2004.
31. Подшипники шариковые радиальные однорядные. Основные размеры (с Из-

- менением N 1) [Текст]: ГОСТ 8338-75; – Дата введения 01.07.76. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2003.
32. Манжеты резиновые армированные для валов. Технические условия (с Изменениями N 1, 2, 3) [Текст]: ГОСТ 8752-79; – Дата введения 01.01.1981. – М.: Издательство стандартов, 1997.
33. Манжеты резиновые армированные для валов. Технические условия (с Изменениями N 1, 2, 3) [Текст]: ГОСТ 8752-79; – Дата введения 1981-01-01. – М.: Издательство стандартов, 1997.
34. Основные нормы взаимозаменяемости. Колеса зубчатые. Модули (с Изменениями N 1, 2) [Текст]: ГОСТ 9563-60; – Дата введения 1962-07-01. – М.: Издательство стандартов, 1994.
35. Гузенков. П. Г. Краткий справочник к расчетам деталей машин. – М.: «Высшая школа». 1964. – 324 с.
36. Детали машин: Атлас конструкций: Учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов. В 2-х частях. Часть 1; Часть 2; 5-е издание, переработанное и дополненное / под общей ред. д-ра техн. наук проф. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1992.
37. Дианов Х.А. Детали машин. Курс лекций / Х.А. Дианов, Н.Г. Ефремов, В.Г. Мицкевич. – М.: РГОТУПС, 2003. – 124 с.
38. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – Москва: Издательский центр «Академия», 2003. – 496 с.
39. Детали машин. Методика выполнения расчетно-графических работ: учеб. пособие / К.С. Иванов, Н.А. Мороз, О.В. Петрова, А.В. Широухов. – СПб.: СПб университет ГПС МЧС России, 2015.
40. Иванов К.С. Особенности зубчатой передачи с эвольвентным зацеплением: учеб.-метод. пособие / К.С. Иванов, А.В. Широухов. – СПб.: СПб университет ГПС МЧС России, 2018.
41. Иванов М.Н. Детали машин: учеб. для студентов Вузов / Под ред. В.А. Финонова. – М.: Высшая школа. 12-е издание, 2008 г. – 408 с.

- 42.Карталис Н.И. Особенности проектирования корпусных деталей типовых конструкций редукторов: учеб.-метод. пособие / Н.И. Карталис, В.А. Пронин. – СПб.: НИУ ИТМО, ИХиБТ, 2013. – 46 с.
- 43.Мисевич Ю.В. Проектирование привода с двухступенчатым редуктором: учеб.-метод. пособие / Ю.В. Мисевич, О.В. Петрова, А.М. Филановский, – СПб.: СПб университет ГПС МЧС России, 2010.
- 44.Мороз Н.А. Допуски и посадки. Точность изготовления и обработки поверхностей деталей: учеб.-метод. пособие / Н.А. Мороз, А.М. Качуро. – СПб.: СПб университет ГПС МЧС России, 2018.
- 45.Надежность и эффективность в технике: Справочник: В 10 т. Т .5. Проектный анализ надежности. – М.: Машиностроение,1988. – 316 с.
- 46.Надежность и эффективность в технике: Справочник: В 10 т. Т .6. Экспериментальная отработка и испытания. – М.: Машиностроение, 1989. – 376 с
- 47.Надежность и эффективность в технике: Справочник: В 10 т. Т .7. Качество и надежность в производстве. – М.: Машиностроение, 1989. – 376 с.
- 48.Надежность и эффективность в технике: Справочник: В 10 т. Т .8. Эксплуатация и ремонт. – М.: Машиностроение, 1990. – 320 с.
- 49.Олофинская В.П. Детали машин. Краткий курс и тестовые задания: учеб. пособие. – М.: ФОРУМ: ИНФРА-М, 2006. – 208 с.
- 50.Детали машин. Онлайн справочник. [Электронный ресурс]. URL: <http://detamash.ru/tribotehnika/tipyi-uplotneniy.html> .
- 51.Орлов П.И. Основы конструирования. Справочно-методическое пособие в 3-х книгах. Книга 1.,Книга 2. Изд. 2-е, перераб. и доп. / П.И. Орлов – М., "Машиностроение", 1977. – 623 с.
- 52.Пронин В.А. Основы проектирования рамных конструкций: методические указания для студентов всех специальностей всех форм обучения / В.А. Пронин, А.В. Цыганков, Д.В. Шляховецкий. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2008. – 42 с.

53. Рабданова Н.М. Рамы и плиты: методические указания по конструированию оснований приводов по курсу «Детали машин и основы конструирования», «Прикладная механика», «Механика» / Н.М. Рабданова, В.С. Балбарова. – Улан-Удэ: Издательство ВСГТУ, 2010. – 28 с.
54. Справочник инженера. [Электронный ресурс]. URL: <https://inzhener-info.ru>.
55. Фаттахов Р.Х. Уплотнительные устройства: методические указания к выполнению курсовых и дипломных проектов конструкторского направления для студентов инженерно-технических специальностей / Р.Х. Фаттахов, С.Ю. Решетов, Г.А. Клещарева. – Оренбург: ГОУ ОГУ, 2007. – 27 с.
56. Цехнович Л.И. Атлас конструкций редукторов / Л.И. Цехнович Л.И., И.П. Петриченко И.П. – Киев, Вища школа, 1990. – 151с.
57. Чернавский С.А. Проектирование механических передач / С.А. Чернавский и др. – Москва. Машиностроение, 1976. – 608 с.
58. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин / А.Е. Шейнблит. – Калининград, Янтарн.сказ, 2005..
59. Широухов А.В. Основы проектирования механических приводов: учеб.-метод. пособие / А.В. Широухов. – СПб.: СПб университет ГПС МЧС России, 2018.
60. Электронный фонд правовой и нормативно-технической документации. [Электронный ресурс]. URL: <http://docs.cntd.ru/document/gost> .