

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

ГЛАВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ, НАУКИ И КАДРОВ

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ
ОРДЕНОВ ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ
И ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ»

Кафедра тракторов, автомобилей
и машин для природообустройства

ДЕТАЛИ МАШИН И ПОДЪЕМНО- ТРАНСПОРТНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ МАШИН

*Методические указания к выполнению курсового проекта
для студентов, обучающихся по специальностям
1-74 06 01 Техническое обеспечение процессов
сельскохозяйственного производства,
1-74 06 04 Техническое обеспечение мелиоративных
и водохозяйственных работ*

Горки
БГСХА
2021

УДК 621.81(076.5)
ББК 39.12р
Д38

*Рекомендовано методической комиссией
факультета механизации сельского хозяйства.
Протокол № 5 от 27 января 2020 г.*

Авторы:

кандидат технических наук, доцент *В. М. Горелько*;
кандидат технических наук, доцент *Е. И. Мажугин*;
кандидат технических наук, доцент *А. В. Пашкевич*;
кандидат технических наук, доцент *А. Л. Казаков*;
кандидат технических наук *А. Л. Борисов*

Под общей редакцией *В. М. Горелько*

Рецензент:

кандидат технических наук, доцент *М. Л. Пархоменко*

Д38 Детали машин и подъемно-транспортные механизмы. Детали машин и основы конструирования. Расчет и конструирование элементов механических приводов машин : методические указания к выполнению курсового проекта / В. М. Горелько [и др.]. – Горки : БГСХА, 2021. – 106 с.

Приведена последовательность расчетов и конструирования передач, валов, подшипников, корпусных деталей и в целом приводной установки, а также даны рекомендации по оформлению курсового проекта и выполнению чертежей.

Для студентов, обучающихся по специальностям 1-74 06 01 Техническое обеспечение процессов сельскохозяйственного производства, 1-74 06 04 Техническое обеспечение мелиоративных и водохозяйственных работ.

УДК 621.81(076.5)
ББК 39.12р

© УО «Белорусская государственная
сельскохозяйственная академия», 2021

1. ЗАДАЧИ И ЗНАЧЕНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА ПО ДИСЦИПЛИНАМ «ДЕТАЛИ МАШИН И ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ МЕХАНИЗМЫ» И «ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ»

В курсах «Детали машин и подъемно-транспортные механизмы» и «Детали машин и основы конструирования» [1, 2] изложены вопросы теории, расчета и конструирования деталей машин и сборочных единиц общего назначения с учетом заданных условий работы машины.

Курсовой проект по деталям машин способствует закреплению, углублению и обобщению знаний, полученных студентами во время изучения данного курса, и применению этих знаний в комплексном решении инженерной задачи по проектированию деталей, узлов и машины в целом. Курсовое проектирование по деталям машин является первой конструкторской работой студентов, при выполнении которой они применяют знания, полученные при изучении как самого курса деталей машин, так и предыдущих дисциплин: теоретическая механика, теория механизмов и машин, материаловедение, технология конструкционных материалов, механика материалов, метрология, стандартизация и сертификация, инженерная графика. Проект должен способствовать развитию творческой инициативы и подготовить студентов к выполнению курсовых проектов последующих специальных технических дисциплин, а также к выполнению дипломного проекта и решению производственных конструкторских задач. В процессе работы над проектом студенты должны получить навыки анализа существующих конструкций с точки зрения преимуществ, недостатков и направления их совершенствования, пользования справочной литературой, ГОСТами, нормами, таблицами и номограммами, закрепить правила выполнения расчетов и составления пояснительных записок к проектам, а также графического оформления своих конструкторских решений.

2. ОБЪЕКТ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И СОСТАВ ПРОЕКТА

Объект проектирования определяется в соответствии с заданием. Задание обычно предусматривает проектирование приводной установки, состоящей из электродвигателя (гидромотора), редуктора, соединительной муфты, передачи с гибкой связью, натяжного устройства и рамы. Подобные приводные установки применяются для приведения в действие конвейеров, элеваторов, активных рабочих органов сельско-

хозяйственных, мелиоративных и строительных машин и их механизмов.

Курсовой проект состоит из расчетно-пояснительной записки объемом 35...40 страниц текста, графической части, которая должна выполняться на трех листах формата А1. На первом листе выполняется чертеж общего вида приводной установки, на втором – сборочный чертеж редуктора, на третьем – рабочие чертежи нестандартных деталей (количество деталей и их перечень задаются руководителем проектирования) (А2) и сборочный чертеж муфты или рамы (по заданию) (А2). Кроме того, выполняются спецификации к чертежу общего вида, сборочным чертежам редуктора и рамы.

3. ЗАЩИТА ПРОЕКТА

При оценке проекта учитываются степень самостоятельной работы, глубина проработки всех разделов, обоснованность и качество проектно-конструкторских разработок, качество оформления расчетно-пояснительной записки и выполнения чертежей, построение доклада при защите и точность ответов на вопросы членов комиссии.

После проверки и допуска к защите проекта руководителем производится публичная защита проекта перед комиссией, утвержденной кафедрой. При защите курсового проекта в докладе (до 5 мин) студент должен показать назначение, область применения, устройство и работу приводной установки, особенности расчетов, технико-экономические показатели, особенности эксплуатации изделия, достоинства и недостатки спроектированной конструкции по сравнению с аналогичными того же или близкого назначения. Кроме того, он должен уметь дать ответы на все вопросы, освещенные в расчетно-пояснительной записке, а также обосновать выбор материала деталей, шероховатость их поверхности, вид посадок, качества.

4. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ОФОРМЛЕНИЮ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

Общие требования по оформлению пояснительной записки к курсовому проекту по деталям машин изложены в стандарте СТБ БГСХА 2.001–2011 [21].

Пояснительная записка выполняется на листах формата А4 (210×297) с рамкой и основной надписью на первом листе.

Общая структура пояснительной записки, как правило, следующая: обложка; титульный лист; задание на проектирование; содержание; введение; кинематический и силовой расчеты привода; расчеты передач; расчет и конструирование валов; расчет шпоночных соединений; расчет и конструирование подшипниковых узлов; конструирование зубчатых и червячных колес, червяков, шкивов, звездочек; конструирование корпусных деталей, стаканов и крышек; смазывание зубчатых и червячных передач; выбор и проверочный расчет муфт; конструирование рамы (плиты); выбор посадок; сборка и регулировка редуктора; техника безопасности при эксплуатации редукторной установки; список использованных источников.

Приступая к конструированию привода, необходимо руководствоваться положениями, приведенными ниже.

1. Исходным документом является задание на проектирование, отступление от которого без согласования с руководителем проекта недопустимо.

2. Важной задачей является получение гармоничной конструкции, т. е. все детали и сборочные единицы изделия должны обладать одинаковой степенью соответствия требованиям надежности, точности, жесткости, прочности, эстетичности и др.

3. Конструируемое изделие должно иметь рациональную компоновку сборочных единиц, обеспечивающую наименьшие габариты, удобства сборки, регулировки, замены деталей или сборочных единиц при ремонте.

4. Выбор материалов и термической обработки должен быть обоснован. Физико-механические свойства материалов и их термическая обработка должны обеспечивать работоспособность деталей при их минимальной массе и габаритах, иметь хорошую контактную выносливость, сопротивляемость износу и заеданию, достаточную пластичность, чтобы, не разрушаясь, воспринимать действие ударных нагрузок, коррозионную стойкость, фрикционные свойства и др. Выбранный материал должен отвечать технологическим (штампруемость, свариваемость и др.) и экономическим (стоимость и дефицитность) требованиям.

5. В различных изделиях следует использовать унифицированные, т. е. одинаковые, сборочные единицы деталей и заготовки.

6. Необходимо обеспечивать точность изготовления детали посредством назначения предельных отклонений на размеры, форму, взаимное расположение и шероховатость поверхностей.

7. Конструкция должна иметь смазочную систему – совокупность элементов, обеспечивающих хорошую смазку и работающих в условиях трения. При этом особое внимание необходимо уделять правильно-му подбору смазочного материала, учитывая условия работы изделия – температуру, вид нагрузки и др.

5. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ОФОРМЛЕНИЮ ЧЕРТЕЖЕЙ

Общие требования по оформлению графической части курсового проекта изложены в стандарте СТП БГСХА 2.001–2011 [21]. Примеры оформления чертежей подробно изложены в литературе [6, 8, 9, 13, 22, 23, 24, 26, 27, 28].

При оформлении чертежей должны соблюдаться следующие основные требования:

1. Выполнение правил существующих чертежных стандартов.

2. Конструкцию всех сборочных единиц и деталей (за исключением в отдельных случаях крупно- или малогабаритных изделий) вычерчивают в масштабе 1:1. Если общие габариты изделия вынуждают вычерчивать отдельные виды в масштабе уменьшения, то обязательно проработка основных мест конструкций в масштабе 1:1 с помощью сечений, разрезов и т. п. Мелкие элементы конструкции (галтели или канавки вала), требующие показа формы и простановки размеров, вычерчивают отдельно в виде выносных увеличенных изображений.

3. Количество изображений (видов, разрезов и сечений) должно быть минимальным, но обеспечивающим полное представление об устройстве изделий, взаимодействиях его составных частей, сборке и регулировке.

4. Каждый чертеж выполняют на отдельном листе формата А1. Если все необходимые изображения не размещаются на одном листе, то допускается чертеж на двух и более листах с указанием в основной надписи каждого из них его порядкового номера, а на первом листе – общего количества листов, на которых выполнен чертеж.

6. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

При выполнении курсового проекта необходимо руководствоваться нижеприведенными рекомендациями.

Введение должно отражать состояние решаемых в проекте задач и содержать обоснование необходимости проектирования (до 1 страницы) [21].

Схема построения введения в курсовом проекте по деталям машин следующая:

1. Решения правительства по развитию народного хозяйства и АПК, относящиеся к разрабатываемой теме проекта (привода рабочего органа конкретной машины).

2. Обоснование актуальности темы проекта и его цели.

6.1. Кинематический и силовой расчеты привода

Кинематический и силовой расчет привода выполняется в следующей последовательности.

1. Привести кинематическую схему привода.

2. Определить общий КПД привода, привести расчет потребной мощности, выбрать электродвигатель. Привести характеристику и эскиз выбранного электродвигателя.

3. Определить общее передаточное число приводной установки и разбить его по ступеням на отдельные виды передач с учетом требования ГОСТа.

4. Определить мощность, частоту вращения и вращающий момент для каждого вала передач привода.

5. После определения всех этих величин необходимо составить таблицу следующего вида (табл. 1).

Таблица 1. Результаты расчетов параметров привода

Номер вала	P , кВт	n , мин ⁻¹	ω , с ⁻¹	T , Н · м

Литература: [4, 8, 9, 11, 12, 13, 14, 18, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 29, 30].

6.2. Расчет ременных и цепных передач

В этой главе необходимо привести полный расчет передачи гибкой связью в соответствии с заданием (плоскоременной, клиноременной, поликлиновым или зубчатый ремнем, зубчатой или роликовой цепью) в последовательности, приведенной в последующих разделах.

6.2.1. Плоскоременная передача

Последовательность расчета плоскоременной передачи приведена ниже.

1. Определить диаметр меньшего шкива, принять его по ГОСТу.
2. Найти диаметр большего шкива с учетом скольжения и принять его по ГОСТу.
3. Уточнить передаточное число и найти его отклонение от заданного.
4. Определить окружную скорость ремня.
5. Найти окружную силу.
6. Принять тип ремня и рекомендуемое отношение толщины ремня к диаметру малого шкива.
7. Определить начальное напряжение в ремне.
8. Принять рекомендуемое межосевое расстояние.
9. Определить угол обхвата на малом шкиве.
10. Вычислить коэффициент угла обхвата, определить коэффициент скорости, выбрать коэффициент режима работы, определить коэффициент, зависящий от рода и расположения передачи.
11. Определить требуемое поперечное сечение ремня и согласовать толщину и ширину его по ГОСТу.
12. Определить допускаемое полезное напряжение.
13. Найти требуемую длину ремня.
14. Проверить ремень на долговечность по числу пробегов.
15. Определить силы в ветвях ремня.
16. Вычислить суммарное максимальное напряжение в работающем ремне.
17. Рассчитать теоретический срок службы ремня (в часах).
18. Определить силу давления на вал.
19. Определить ширину шкивов.
20. Проверить ременную передачу на буксование.

Литература: [3, 4, 7, 11, 12, 14, 15, 18, 23, 24, 26, 27, 29, 30, 34].

6.2.2. Клиноременная передача

Последовательность расчета клиноременной передачи приведена ниже.

1. По заданной мощности выбрать соответствующий профиль клинового ремня.

2. В зависимости от выбранного профиля ремня принять расчетный диаметр малого шкива согласно рекомендациям.
3. Определить диаметр большего шкива и принять его по ГОСТу.
4. Определить скорость ремня.
5. Определить окружную силу.
6. Принять рекомендуемое межосевое расстояние.
7. Определить расчетную длину ремня и принять ближайшую его длину по ГОСТу.
8. Уточнить межосевое расстояние.
9. Определить угол обхвата на малом шкиве.
10. В зависимости от типа ремня, диаметра малого шкива и скорости ремня по таблице принять допускаемую мощность для данного профиля ремня.
11. Найти коэффициенты угла обхвата и режима работы.
12. Определить необходимое число ремней.
13. Вычислить силы в ветвях ремня.
14. Проверить ремень на долговечность по числу пробегов.
15. Определить суммарное максимальное напряжение в работающем ремне.
16. Рассчитать теоретический срок службы ремня (в часах).
17. Определить силу давления на валы.
18. Определить ширину шкивов.
19. Проверить ременную передачу на буксование.

Литература: [3, 4, 7, 11, 12, 14, 18, 22, 24, 25, 26, 27, 29, 30, 34].

6.2.3. Передача поликлиновым ремнем

Последовательность расчета поликлиноремненной передачи приведена ниже.

1. Определить вращающий момент на быстроходном валу.
2. Принять сечение ремня в зависимости от момента на быстроходном валу.
3. Принять оптимальный диаметр меньшего шкива по рекомендациям и определить диаметр большего шкива.
4. То же, что в пунктах 4–9 подраздела 6.2.2.
5. Определить коэффициенты динамичности и режима нагрузки.
6. Принять исходную длину ремня.
7. Определить относительную длину ремня.
8. Определить коэффициент длины ремня.

9. Определить исходную мощность для 10-реберного ремня.
10. Поправка к моменту на передаточное число [7, 14].
11. Поправка к мощности [4, 7].
12. Определить допускаемую мощность на 10-реберный ремень.
13. Определить число ребер.
14. Найти силу предварительного натяжения ремня.
15. Определить силы натяжения в ведущей и ведомых ветвях.
16. Определить силу давления на вал.
17. Определить ширину шкивов.
18. Проверить ременную передачу на буксование.

Литература: [4, 7, 12, 14, 18, 21, 24, 26, 27, 29, 30, 34].

6.2.4. Передача зубчатым ремнем

Последовательность расчета зубчатоременной передачи приведена ниже.

1. Определить вращающий момент на быстроходном валу.
2. Принять модуль ремня в зависимости от момента.
3. Определить число зубьев меньшего и большего шкивов.
4. Найти расчетные диаметры шкивов.
5. Вычислить межосевое расстояние и длину ремня.
6. Определить число зубьев ремня и принять его по нормам.
7. Уточнить длину ремня.
8. Уточнить межосевое расстояние по окончательно принятой длине ремня.
9. Определить угол обхвата на меньшем шкиве и число зубьев ремня, находящихся на дуге обхвата (должно быть $z_{01} \geq 6$).
10. Выбрать коэффициенты режима работы, передаточного числа и коэффициент числа зубьев, находящихся в зацеплении.
11. Определить допускаемую удельную окружную силу.
12. Определить окружную силу и скорость ремня.
13. Вычислить ширину ремня и округлить до нормализованного значения (ширина ремня должна быть не больше диаметра ведущего шкива $b \leq d_1$).
14. Определить силу предварительного натяжения.
15. Определить силу давления на вал.
16. Проверить зубья ремня на прочность (смятие и сдвиг).
17. Определить ширину шкивов.

Литература: [7, 12, 14, 24, 27, 29, 30, 34].

6.2.5. Цепная передача роликовой цепью

Последовательность расчета цепной передачи роликовой цепью приведена ниже.

1. Принять число зубьев ведущей звездочки (в зависимости от передаточного числа).
2. Определить число зубьев ведомой звездочки.
3. Вычислить шаг цепи и выписать параметры цепи из справочных данных по ГОСТу.
4. Определить скорость цепи и окружную силу.
5. Определить расчетный коэффициент нагрузки (коэффициент, учитывающий условия эксплуатации и характер нагрузки).
6. Вычислить межосевое расстояние и определить длину цепи.
7. Определить число звеньев цепи (округлить до ближайшего, желательно четного числа).
8. Уточнить межосевое расстояние.
9. Проверить цепь по давлению в шарнирах.
10. Проверить цепь по запасу прочности.
11. Проверить цепь по числу ударов.
12. Определить силу давления на вал.
13. Рассчитать ширину звездочек и их ступиц.

Литература: [3, 4, 7, 12, 14, 18, 23, 24, 25, 26, 27, 29, 30, 35].

6.2.6. Цепная передача зубчатой цепью

Последовательность расчета цепной передачи зубчатой цепью приведена ниже.

1. В зависимости от передаточного числа принять число зубьев ведущей звездочки. Число зубьев должно быть нечетным.
2. Определить расчетный коэффициент нагрузки, учитывающий условия эксплуатации и ее характер.
3. Найти среднее значение допускаемой мощности для передачи зубчатой цепью шириной 10 мм.
4. Определить ширину цепи.
5. Принять ширину цепи по ГОСТ 13552–84, а также для стандартной ширины цепи принять шаг.
6. Рассчитать скорость цепи.
7. Для принятого шага и скорости цепи определить допускаемую мощность для цепи шириной 10 мм.

8. Вычислить действительное значение мощности, передаваемой цепью шириной 10 мм (P_{10}), и сравнить его с допускаемым значением $[P]_{10}$.

9. Если $P_{10} \leq [P]_{10}$, то следует перейти к расчету запаса прочности цепи, в противном случае следует увеличить либо шаг цепи, либо ее ширину и выполнить пункты 5–9 расчета.

10. Определить межосевое расстояние и вычислить длину цепи.

11. Вычислить число звеньев цепи и уточнить межосевое расстояние.

12. Рассчитать окружную силу, силу натяжения цепи от провисания, а также от центробежной силы.

13. Проверить цепь по запасу прочности.

14. Определить силу давления на вал.

15. Рассчитать ширину звездочек и ступицы.

Литература: [7, 12, 23, 27, 29, 30, 35].

6.3. Расчет зубчатых и червячных передач

В этой главе приводится полный расчет закрытых зубчатых и червячных передач (прямозубой цилиндрической, косозубой цилиндрической, шевронной, конической прямозубой, червячной с цилиндрическим червяком).

6.3.1. Зубчатая цилиндрическая косозубая передача

Последовательность расчета зубчатой цилиндрической косозубой передачи приведена ниже.

1. Выписать исходные данные для расчета (вращающие моменты и мощность, частота вращения, передаточное число).

2. Принять технический уровень одноступенчатого редуктора высоким или средним [26].

3. Определить ориентировочную массу одноступенчатого редуктора (передачи) и границы главного параметра – межосевого расстояния [26].

4. Выбрать материал шестерни и колеса, назначить вид термообработки (приложение). Принять срок службы передачи от 10000 до 40000 ч.

5. Подсчитать суммарное число циклов перемены напряжений для шестерни и колеса.

6. Определить пределы контактной выносливости, коэффициент долговечности, безопасности и реверсивности.

7. Найти коэффициент нагрузки и коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию.

8. Определить допускаемые контактные напряжения для шестерни и колеса.

9. Вычислить требуемое межосевое расстояние из расчета на контактную прочность.

10. Определить модуль зацепления, принять его по ГОСТу.

11. Предварительно принять угол наклона зубьев (указан в задании).

12. Определить число зубьев шестерни и колеса.

13. Уточнить угол наклона зубьев.

14. Вычислить делительные диаметры, диаметры вершин и впадин зубьев шестерни и колеса, уточнить межосевое расстояние, определить ширину венца зубчатых колес (и ступицы).

15. Определить коэффициент ширины шестерни по диаметру.

16. Определить окружную скорость и назначить степень точности передачи.

17. Уточнить коэффициент нагрузки по контактным напряжениям.

18. Выполнить проверку на контактную прочность рабочих поверхностей зубьев.

19. Определить силы, действующие в зацеплении.

20. Определить пределы изгибной выносливости и коэффициент нагрузки по изгибу.

21. Вычислить коэффициенты формы зубьев для шестерни и колеса.

22. Определить допускаемые изгибные напряжения для шестерни и колеса.

23. Проверить на изгибную прочность зубья шестерни и колеса.

Литература: [3, 4, 7, 11, 12, 14, 15, 18, 19, 22, 23, 24, 26, 27, 29, 30].

6.3.2. Зубчатая цилиндрическая прямозубая передача

Расчет этой передачи производится аналогично косозубой, только необходимо принять угол наклона зуба β , равный нулю, и соответствующие коэффициенты при расчете зубьев на контактную и изгибную прочность.

6.3.3. Шевронная передача

Расчет шевронной передачи подобен расчету цилиндрической косозубой передачи с особенностями, связанными с правильным выбором

угла наклона зуба (с учетом ширины полушеврона) и отсутствием осевых сил. Пример расчета приведен в работе [7, с. 206–210].

Литература: [7, 22].

6.3.4. Коническая прямозубая передача

Расчет конических передач производится в последовательности, аналогичной для цилиндрических. В проектном расчете необходимо определить внешний делительный диаметр колеса, при этом на основе опытных данных принимают, что конические прямозубые передачи могут передать нагрузку, равную 0,85 от допускаемой нагрузки эквивалентной цилиндрической передачи. Расчеты по пунктам 10–23 подраздела 6.3.1 выполняются аналогично, только с учетом формул и коэффициентов для конических передач.

Литература: [3, 4, 7, 11, 12, 14, 18, 19, 22, 23, 24, 26, 27, 29, 30].

6.3.5. Червячная передача с цилиндрическим червяком

Последовательность расчета червячной передачи с цилиндрическим червяком приведена ниже.

1. Выписать исходные данные для расчета.
2. Выбрать материал червяка и червячного колеса в зависимости от скорости скольжения [8, 9, 26]. Принять срок службы передачи.
3. То же, что в пунктах 2, 3, 5, 6 подраздела 6.3.1.
4. Принять число заходов червяка в зависимости от передаточного числа и определить число зубьев червячного колеса.
5. Принять значение коэффициента диаметра червяка.
6. Определить коэффициент нагрузки.
7. Вычислить межосевое расстояние из условия контактной прочности.
8. Найти модуль зацепления и принять его по ГОСТу. Согласовать со значением коэффициента диаметра червяка.
9. Определить делительный диаметр червяка и червячного колеса, диаметры вершин и впадин червяка и червячного колеса, наибольший диаметр червячного колеса, ширину венца колеса, угол обхвата червячным колесом червяка, угол подъема витка червяка по начальному цилиндру, длину нарезной части червяка.
10. Уточнить межосевое расстояние.

11. Определить окружную скорость червяка и уточнить скорость скольжения.

12. Уточнить допустимые контактные напряжения и коэффициент нагрузки.

13. Вычислить расчетные контактные напряжения и сравнить с допустимыми.

14. Определить КПД передачи.

15. Определить силы в зацеплении.

16. Вычислить эквивалентное число зубьев и определить коэффициент формы зуба.

17. Выполнить проверку зубьев червячного колеса по напряжениям изгиба.

18. Произвести тепловой расчет редуктора.

Литература: [3, 4, 7, 8, 11, 12, 14, 18, 19, 23, 26, 27, 29, 30].

6.3.6. Глобоидная червячная передача

Глобоидная передача имеет ряд преимуществ по сравнению с передачами, имеющими цилиндрический червяк. В частности, при одном и том же межосевом расстоянии и передаточном числе глобоидная передача способна воспринимать нагрузку, в два – четыре раза большую, чем передача с цилиндрическим червяком (в зависимости от точности изготовления).

Порядок проектного и проверочного расчетов глобоидных передач приведен в литературе [4, 11, 18].

6.3.7. Планетарная передача

Последовательность выполнения расчета планетарной передачи детально изложена ниже.

Литература: [11, 12, 13, 14, 15, 18].

6.3.7.1. Кинематический расчет

При выполнении кинематического расчета необходимо соблюдать следующую последовательность:

1. Определить число зубьев солнечного, корончатого колеса и водила (из системы трех уравнений).

2. Проверить правильность выбора чисел зубьев:
 - определить фактическое передаточное число;
 - проверить условие соосности (числа зубьев, сателлитов);
 - уточнить условие сборки;
 - убедиться в соблюдении условия соседства.
3. Определить частоту вращения:
 - частоту вращения водила (абсолютная);
 - частоту вращения солнечного колеса в относительном движении;
 - передаточное отношение между солнечным колесом и водилом (сателлитом) в относительном движении (при остановленном водиле);
 - относительную частоту вращения сателлита.

6.3.7.2. Определение КПД передачи и вращающих моментов

При определении КПД передачи и вращающих моментов необходимо соблюдать следующую последовательность:

1. Определить КПД:
 - принять тип подшипников, способ смазки, точность изготовления колес;
 - определить КПД двух ступеней передачи (с внешним и внутренним зацеплениями) при остановленном водиле;
 - подсчитать КПД планетарной передачи;
 - определить КПД редуктора (с учетом потерь в подшипниках).
2. Вычислить вращающие моменты на ведущем и ведомом валах.

6.3.7.3. Расчет зацепления на прочность

Последовательность расчета зацепления на прочность приведена ниже.

1. Выбрать материалы зубчатых колес и определить допускаемые напряжения (контактные и на изгиб зубьев).
2. Определить межосевое расстояние из расчета на контактную прочность.
3. Проверить прочность зубьев на изгиб.

6.3.7.4. Геометрический расчет передачи

Последовательность геометрического расчета планетарной передачи приведена ниже.

1. Рассчитать диаметры делительных окружностей (солнечного колеса, сателлита, корончатого колеса).

2. Проверить межосевое расстояние (с одной стороны – как сумму радиусов делительных окружностей солнечного колеса и сателлита, с другой – как разность соответствующих радиусов корончатого колеса и сателлита).

3. Вычислить диаметры окружностей выступов и впадин (в том числе и для колеса с внутренними зубьями – корончатого колеса).

4. Определить ширину зубчатых колес (для удобства монтажа ширину центральных колес принимать примерно на 5 мм больше ширины сателлитов).

6.3.7.5. Определение сил в зацеплении

Определить окружные силы в зацеплении, радиальные силы и силу давления на ось сателлита.

Для расчета оси сателлита определить силу нагружения ее в относительном движении (делением общей силы давления на приведенное число сателлитов).

6.3.7.6. Конструктивная схема планетарного редуктора

Для получения наименьших габаритов в курсовом проекте рекомендуется принимать следующую конструктивную схему редуктора:

– оси сателлитов крепить в водиле неподвижно, а подшипники устанавливать в сателлитах;

– водило выполнять за одно целое с ведомым валом, подшипники устанавливать в корпусе;

– солнечное колесо выполнять заодно с ведущим валом, подшипники установить в водиле;

– корончатое колесо запрессовать в корпус редуктора;

– корпус редуктора выполнить неразъемным, с одной боковой крышкой.

6.4. Расчет и конструирование валов

6.4.1. Проектный расчет вала

Последовательность проектного расчета вала приведена ниже.

1. Принять материал вала и выписать его механические характеристики (табл. 2).

Таблица 2. Механическая характеристика материалов валов

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Твердость НВ (не менее)	Механические характеристики, МПа			
			σ_b	σ_T	σ_{-1}	τ_{-1}
Ст5 45	Любой	190	520	280	220	130
	Любой	200	560	280	250	150
	≤ 120	240	780	540	360	200
40X	≤ 80	270	900	650	410	230
	≤ 200	240	790	640	370	210
	Любой	200	730	500	320	200
40XH	≤ 120	270	900	750	410	240
	≤ 200	270	920	750	420	230
	Любой	240	820	650	360	210
20X	≤ 120	197	650	400	310	170
18XГТ	≤ 60	330	1150	950	500	280

2. Определить диаметр выходного конца вала (для промежуточного вала – среднего участка) из расчета на кручение, приняв пониженное допускаемое напряжение $[\tau]_{кр} = 20 \dots 35$ МПа для ведущего или ведомого валов и $[\tau]_{кр} = 10 \dots 20$ МПа для промежуточных валов (мм):

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2[\tau]_{кр}}}, \quad (1)$$

где T – крутящий момент вала, Н · м.

Полученный размер округляют в большую сторону до нормального размера из ряда Ra 40 (ГОСТ 6636–69): 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60 (приведен с сокращениями).

Диаметр выходного конца быстроходного вала, соединенного с двигателем через муфту, принять по соотношению

$$d_{п} = (0,8 \dots 1,0)d_{дв}.$$

3. Выполнить эскиз вала, назначив и рассчитав диаметры и длины остальных участков валов, с учетом расположения зубчатых и червячных колес, шкивов, звездочек, полумуфт и подшипников (рис. 1, 2) [8, 9, 12, 24, 26, 27, 28, 29, 30, 31].

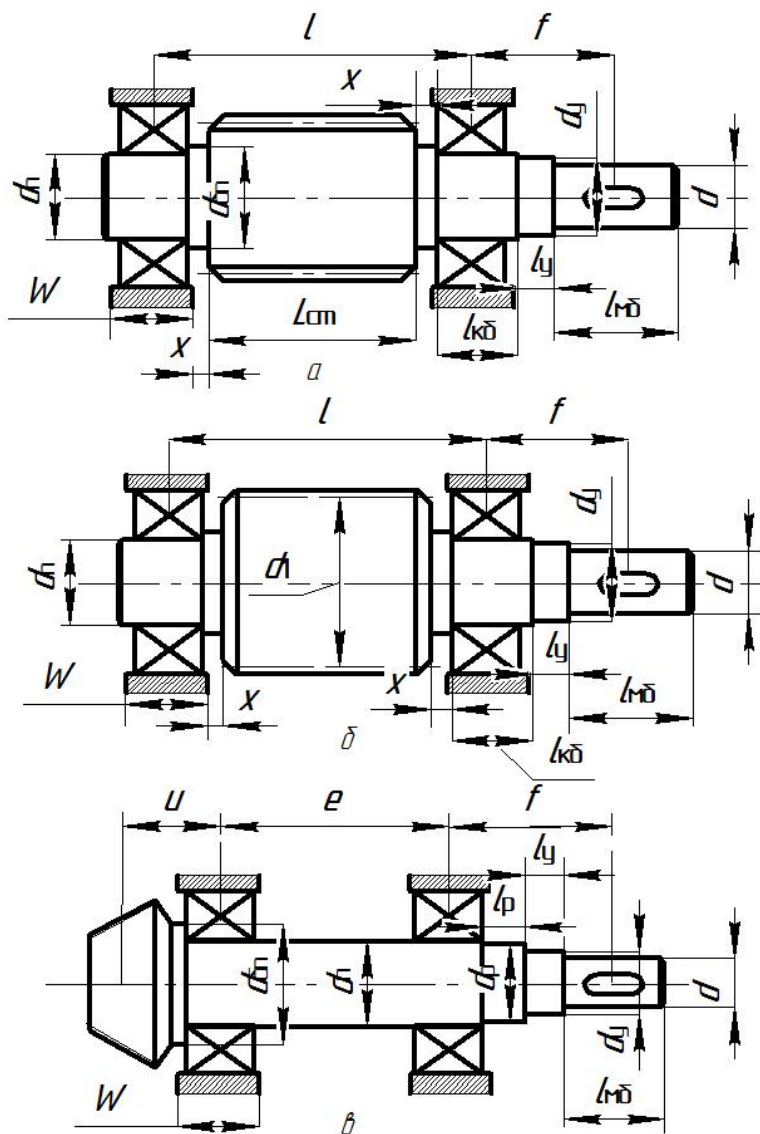


Рис. 1. Конструкция быстроходных (входных) валов редукторов:
 а – цилиндрического; б – червячного; в – конического

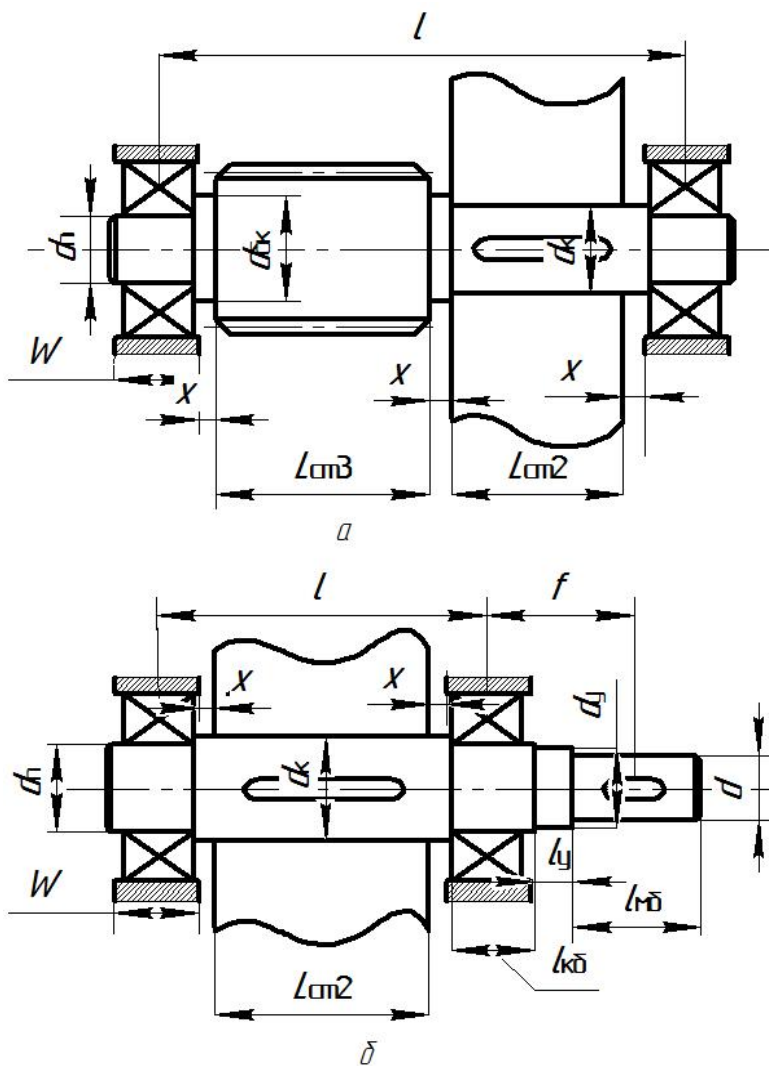


Рис. 2. Конструкция промежуточного (а) и тихоходного (выходного) (б) валов

Диаметры различных участков быстроходного, промежуточного и тихоходного валов редукторов определяют по следующим формулам:

для быстроходного (входного) вала цилиндрического и червячного редукторов (см. рис. 1, а, б)

$$d_{\text{п}} \geq d + 2t_{\text{цил}}(t_{\text{кон}}); d_{\text{бп}} \geq d_{\text{п}} + 3r; d_{\text{ш}} \geq d_{\text{бп}};$$

для быстроходного вала конического редуктора (см. рис. 1, в)

$$d_{\text{в}} = d + 2t; \text{ (под уплотнение); } d_{\text{р}} > d_{\text{в}} \text{ (под резьбу);}$$

$$d_{\text{п}} \geq d_{\text{р}} + (2 \dots 4), \text{ мм.}$$

Зазор между ступицами зубчатых колес и внутренними стенками корпуса редуктора рекомендуется принимать равным 8...15 мм.

$$d_{\text{бп}} \geq d_{\text{п}} + 3r \text{ либо } d \leq d_{\text{фел}};$$

для промежуточного вала (рис. 2, а)

$$d_{\text{бк}} \geq d_{\text{к}} + 3f; d_{\text{п}} = d_{\text{к}} - 3r \text{ (исполнение I), } d_{\text{п}} \leq d_{\text{к}} \text{ (исполнение II),}$$

$$d_{\text{бп}} \geq d_{\text{п}} + 3r;$$

для тихоходного (выходного) вала (рис. 2, б)

$$d_{\text{п}} \geq d + 2t_{\text{цил}}(t_{\text{кон}}); d_{\text{бп}} \geq d_{\text{п}} + 3r; d_{\text{к}} \geq d_{\text{бп}}.$$

При этом следует помнить, что диаметр под подшипник $d_{\text{п}}$ должен быть равен 10, 12, 15, 17 мм и далее оканчиваться либо на 0, либо на 5.

Значения $t_{\text{цил}}$, $t_{\text{кон}}$, r и f (мм) приведены в табл. 3 в зависимости от диаметра d (мм) посадочной поверхности.

Длины соответствующих участков рекомендуется предварительно принимать следующими:

$$l_{\text{мб}} = (1,0 \dots 1,5)d; l_{\text{мт}} = (1,2 \dots 1,5)d; l_{\text{кб}} \approx 1,5d_{\text{п}} \text{ (цилиндрическая и червячная передача);}$$

$$l_{\text{в}} > b_{\text{м}} \text{ (ширина манжеты);}$$

$$l_{\text{р}} \approx 0,4d_{\text{п}} \text{ (под резьбу конической).}$$

Таблица 3. Значения $t_{\text{цил}}$, $t_{\text{кон}}$, r и f , мм

d	17...22	24...30	32...38	40...44	45...50	52...58	60...65	67...75	80...85	90...95
$t_{\text{цил}}$	3,0	3,5	3,5	3,5	4,0	4,5	4,6	5,1	5,6	5,6
$t_{\text{кон}}$	1,5	1,8	2,0	2,3	2,3	2,5	2,7	2,7	2,7	2,9
r	1,5	2,0	2,5	2,5	3,0	3,0	3,5	3,5	4,0	4,0
f	1	1	1,2	1,2	1,6	2	2	2,5	2,5	3

Межопорное расстояние для различных валов можно принять по рекомендациям [12, 14] с учетом параметров из табл. 4.

Таблица 4. Ориентировочные значения e, u, f, w для валов, мм

Передаваемый момент $T, Н \cdot м$	e	u	f , не менее	w
До 10	40...65	30...55	35...50	20...40
10...20	45...70	35...60	40...55	25...45
20...40	50...80	40...65	45...65	25...50
40...60	55...85	45...75	50...70	25...55
60...80	60...90	50...80	55...75	30...55
80...100	65...100	55...90	60...80	30...60
100...200	70...120	60...100	60...90	30...70
200...400	80...145	70...130	70...105	40...80
400...600	100...160	90...140	80...115	45...85
600...800	115...175	105...155	90...125	50...90
800...1000	130...185	120...165	95...135	55...95

Межопорные расстояния равны:

для цилиндрического одноступенчатого редуктора (см. рис. 1, *a*, рис. 2, *б*) (ведущий вал)

$$l \approx L_{ст} + 2x + W; \quad (2)$$

для ведущего и ведомого валов цилиндрического двухступенчатого редуктора межопорное расстояние принимается равным как для промежуточного вала;

для цилиндрического двухступенчатого и коническо-цилиндрического редуктора (см. рис. 2, *a*) (промежуточный вал)

$$l \approx L_{ст2} + L_{ст3} + 3x + W; \quad (3)$$

для конического одноступенчатого редуктора (ведомый вал)

$$l \approx 2(L_{ст2} + 2x + W / 2), \quad (4)$$

где $L_{ст} \approx (1, 2 \dots 2, 2)b_2$;

b_2 – длина зуба конического колеса;

для червячного редуктора – вал червяка (см. рис. 1, *б*)

$$l \approx d_{ам2}; \quad (5)$$

для опоры червячного колеса

$$l \approx L_{ст2} + 2x + W. \quad (6)$$

Размеры длин ступиц $L_{ст2}$ и $L_{ст3}$ предварительно принимают либо равными ширине шестерни (например, $L_{ст2(3)} = b_{2(3)}$ или $L_{ст2(3)} = b_2 + 5 \dots 10$ мм), либо немного больше $L_{ст2(3)} = (1,2 \dots 1,5)b_{2(3)}$.

4. Выписать (из расчетов передач) значения сил в зацеплении и нагрузок на вал от ременных и цепных передач. Нагрузка на валы шкивов и звездочек направлена по линии центров шкивов и звездочек.

Значения крутящих моментов T принимают в Н · м. Расчет консольной нагрузки на валы от муфты рекомендуется производить по зависимостям, установленным ГОСТ 16162–78:

на быстроходном валу $F_{м1} = 50\sqrt{T_6}$ при $T_6 \leq 25$ Н · м,

$$F_{м1} = 80\sqrt{T_6} \text{ при } 25 < T_6 \leq 250 \text{ Н · м;}$$

на тихоходном валу $F_{м2} = 125\sqrt{T_T}$ – для зубчатых редукторов и

$$F_{м2} = 250\sqrt{T_T} \text{ – для червячных редукторов.}$$

Направление действия нагрузки на вал от муфты принять в сторону, увеличивающую прогиб вала.

5. Начертить схему нагружения вала (желательно под эскизом вала). Считать силы приложенными в середине участков (подшипника, ступицы). Силы взаимодействия между зубьями сцепляющихся колес представлены тремя взаимно перпендикулярными составляющими F_t , F_r и F_x . Поэтому эпюры изгибающих моментов строятся в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Одну из них для удобства можно назвать вертикальной (YOZ), другую – горизонтальной (XOZ). Разложить силы в этих двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Примеры расчетных схем нагружения валов различных редукторов приведены на рис. 3–12.

6. Определить реакции в опорах в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Для этого составляются два уравнения равновесия плоской системы сил. Направление действия сил по отношению к опоре по часовой стрелке следует считать отрицательным, против часовой стрелки – положительным.

Пример для ведущего вала цилиндрического редуктора (рис. 3):

а) вертикальная плоскость:

$$\Sigma M_{AY} = 0; -R_{By}l + F_{x1}d_1 / 2 + F_{r1}l / 2 = 0;$$

$$-R_{BY} = (F_{x1}d_1 / 2 + F_{r1}l / 2) / l; \quad (7)$$

$$\Sigma M_{BY} = 0; R_{AY}l + F_{x1}d_1 / 2 - F_{r1}l / 2 = 0;$$

$$R_{AY} = (F_{x1}d_1 / 2 - F_{r1}l / 2) / l; \quad (8)$$

Проверка:

$$\Sigma Y = 0; -R_{AY} + F_{r1} - R_{BY} = 0; \quad (9)$$

б) горизонтальная плоскость:

$$\Sigma M_{AX} = 0; -R_{BX}l + F_M(f + l) - F_{t1}l / 2 = 0;$$

$$-R_{BX} = (F_M(f + l) - F_{t1} \cdot l / 2) / l; \quad (10)$$

$$\Sigma M_{BX} = 0; -R_{AX}l + F_{t1}l / 2 + F_Mf = 0;$$

$$R_{AX} = (F_{t1}l / 2 + F_Mf) / l; \quad (11)$$

Проверка:

$$\Sigma X = 0; R_{AX} - F_{t1} - R_{BX} + F_M = 0. \quad (12)$$

Аналогично определяются реакции и для других схем.

7. Определить суммарные радиальные реакции опор вала (H):

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2}; \quad R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2}. \quad (13)$$

8. Построить эпюры изгибающих моментов в плоскостях XOZ и YOZ и эпюру крутящего момента. При построении эпюр изгибающих моментов соблюдаются следующие положения сопромата:

а) если поперечная сила постоянна, то изгибающий момент изменяется по линейному закону;

б) в сечении, где приложена внешняя сосредоточенная сила, перпендикулярная к оси элемента, эпюра моментов имеет излом;

в) в сечении, где приложен внешний сосредоточенный момент (например $F_x d / 2$), эпюра моментов имеет скачок на величину этого момента;

г) в конечном сечении балки изгибающий момент равен моменту сосредоточенной пары;

д) эпюры изгибающих моментов строятся на сжатом волокне.

Пример определения изгибающих моментов и построения эпюр для цилиндрического редуктора показан на рис. 3.

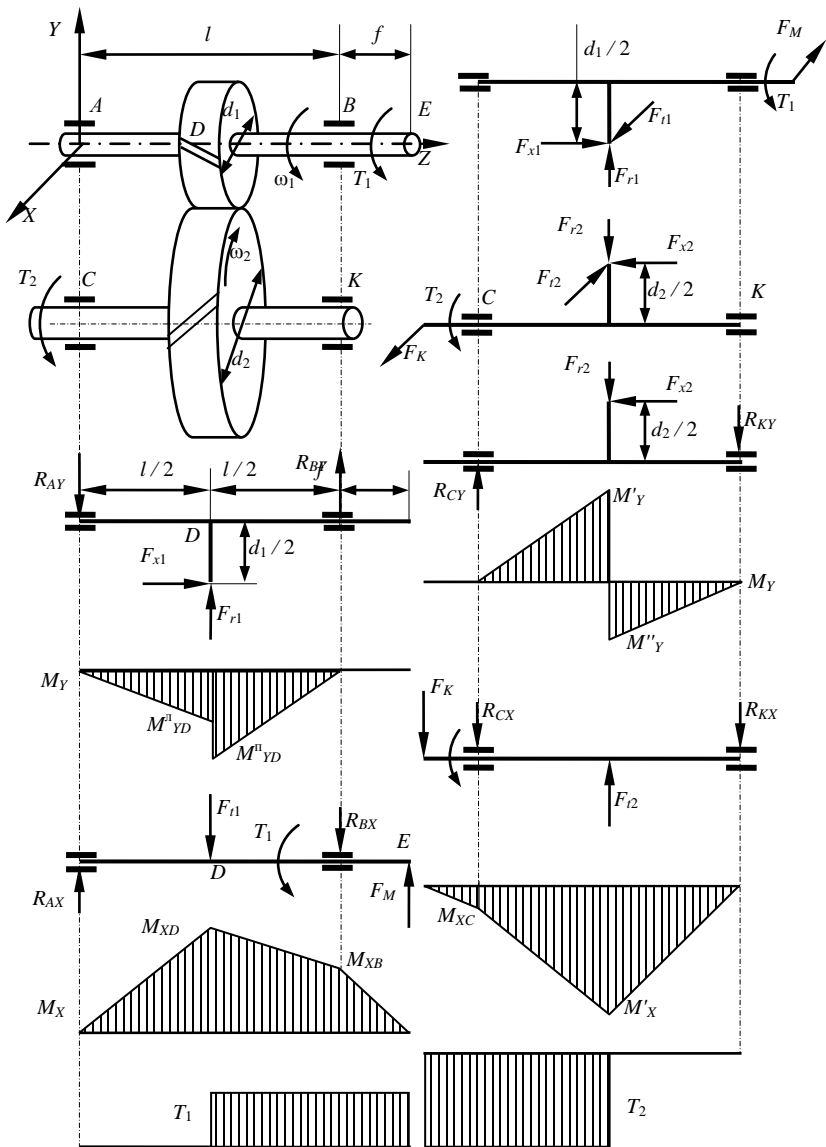


Рис. 3. Цилиндрическая косозубая одноступенчатая передача

Для вертикальной плоскости моменты рассчитываются по следующим формулам:

$$M_{AY} = 0; M_{DY}^n = -R_{AY}l / 2; M_{DY}^n = -R_{BY}l / 2;$$

$$M_{BY} = 0; M_{EY} = 0;$$

для горизонтальной плоскости – по следующим формулам:

$$M_{AX} = 0; M_{DX} = R_{AX}l / 2; M_{BX} = F_m f; M_{EX} = 0.$$

Крутящий момент T_1 (Н · м) передается от точки E (место посадки ступицы полумуфты) до точки D . Эпюра момента T_1 имеет прямоугольную форму (рис. 3).

9. Определить суммарный изгибающий момент в расчетном сечении (Н · м).

Из рис. 3 видно, что наиболее нагруженным является сечение в точке D . Кроме того, в данном сечении имеется концентрация напряжений

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_{YD}^2 + M_{XD}^2}. \quad (14)$$

10. Определить эквивалентный момент (Н · м):

$$M_{\text{эkv}} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + T^2}. \quad (15)$$

11. Определить диаметр вала (мм) в рассчитываемом сечении (в одном или нескольких):

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{эkv}} \cdot 10^3}{0,1[\sigma_{-1}]_n}}, \quad (16)$$

где $[\sigma_{-1}]_n = 50 \dots 60$ МПа – допускаемое напряжение при изгибе для обеспечения не только прочности, но и достаточной жесткости вала.

Если в расчетном сечении имеется ослабление вала пазом под шпонку, то полученный по формуле (16) размер увеличивают на 10 %. Полученный результат сравнивают с результатом, определенным в пункте 3 данного раздела. При необходимости проводится корректировка размеров (если $d > d_{\text{ш}}$, то принимают $d = d_{\text{ш}}$ (см. рис. 1, а)).

Примеры определения изгибающих моментов и построение эпюр для других типичных схем редукторов приведены на рис. 4–12.

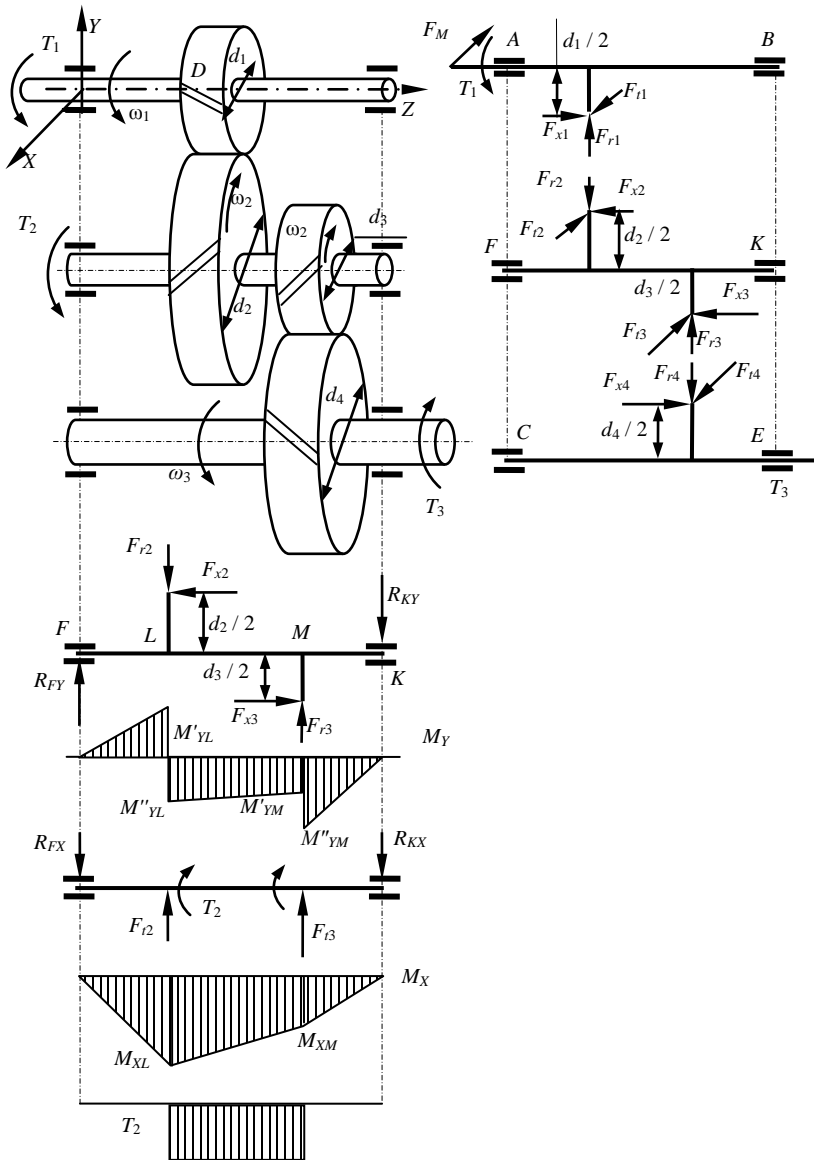


Рис. 4. Цилиндрическая косозубая двухступенчатая развернутая передача

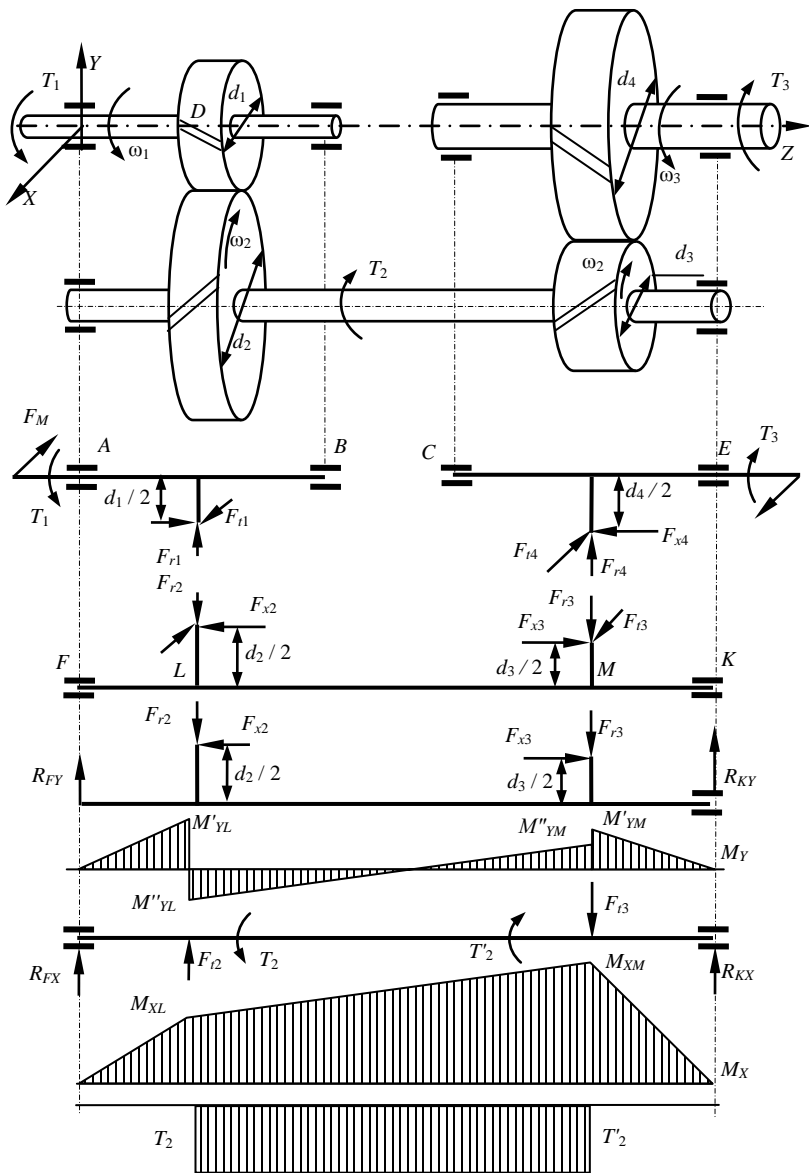


Рис. 5. Цилиндрическая косозубая двухступенчатая соосная передача

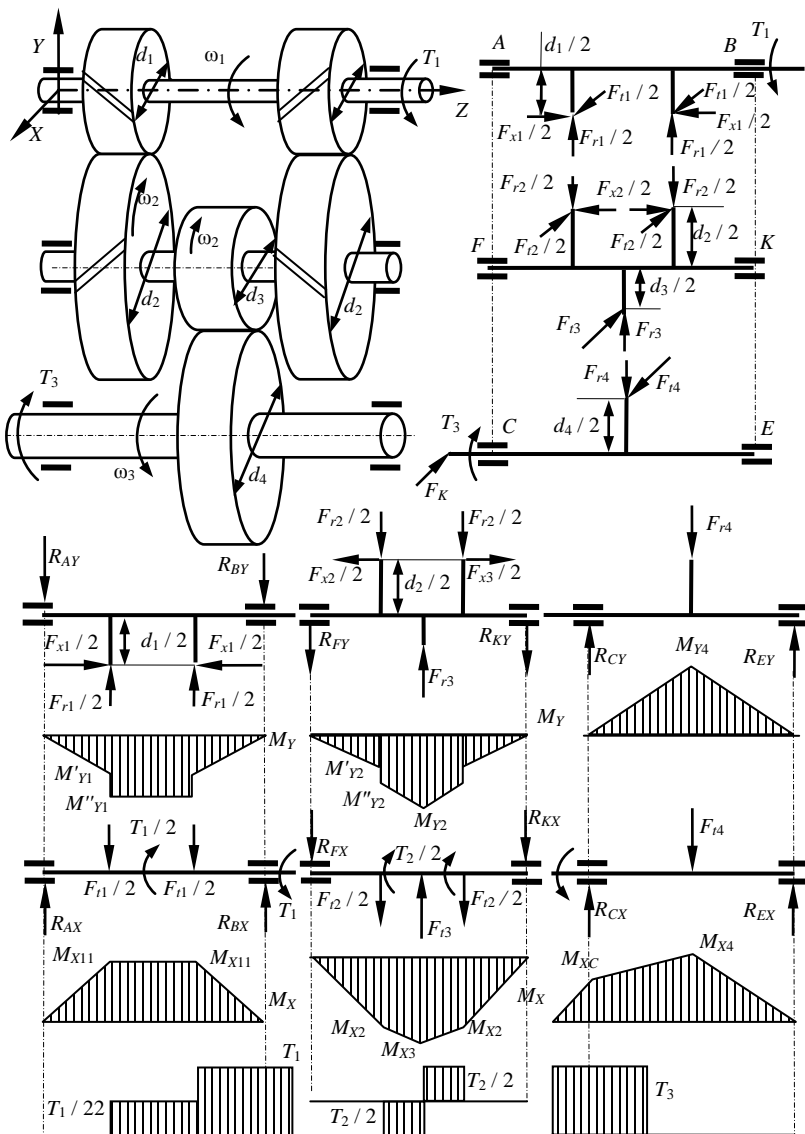


Рис. 6. Цилиндрическая передача с первой раздвоенной косозубой и второй прямозубой ступенями

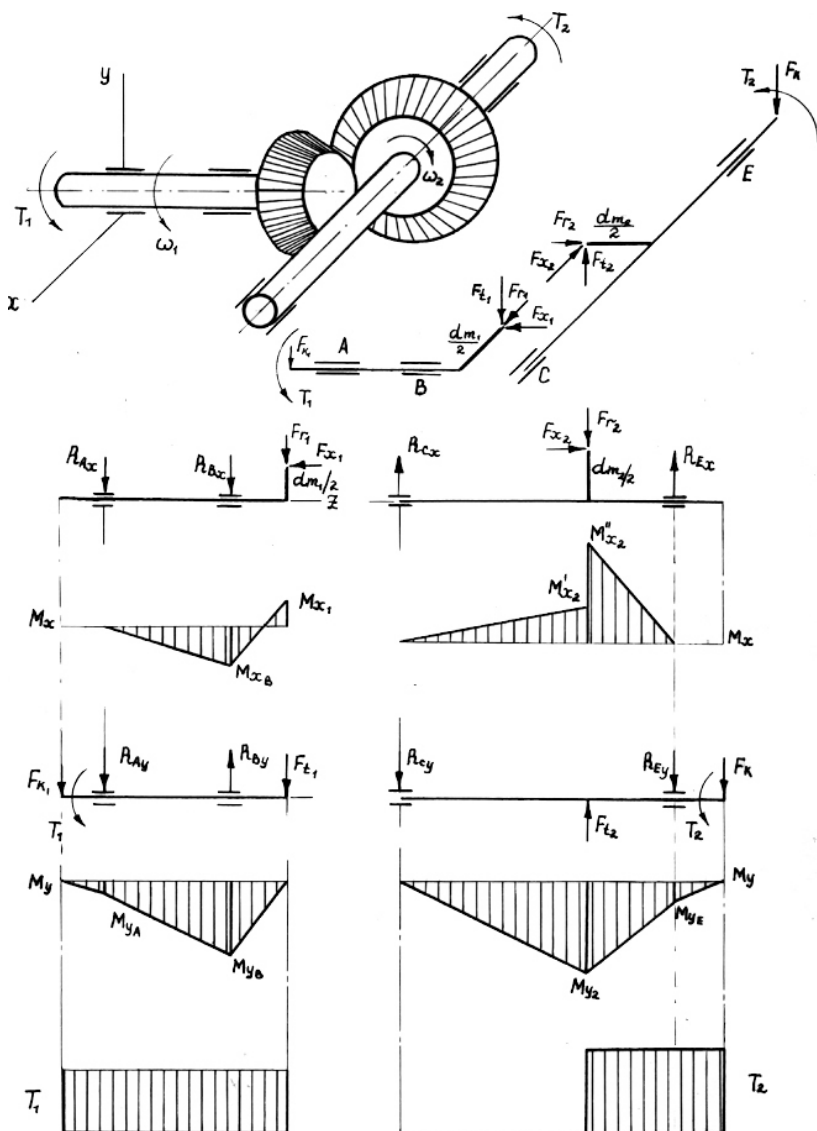


Рис. 7. Коническая прямозубая одноступенчатая передача

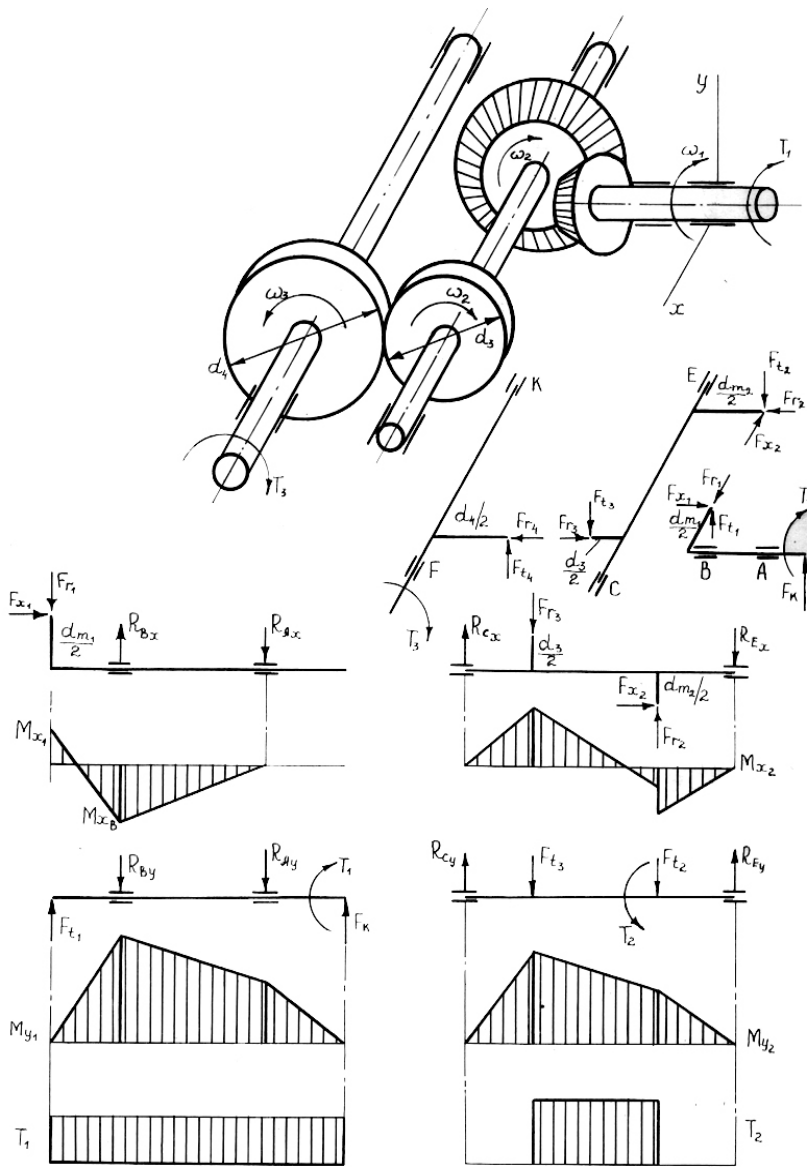


Рис. 8. Коническо-цилиндрическая передача

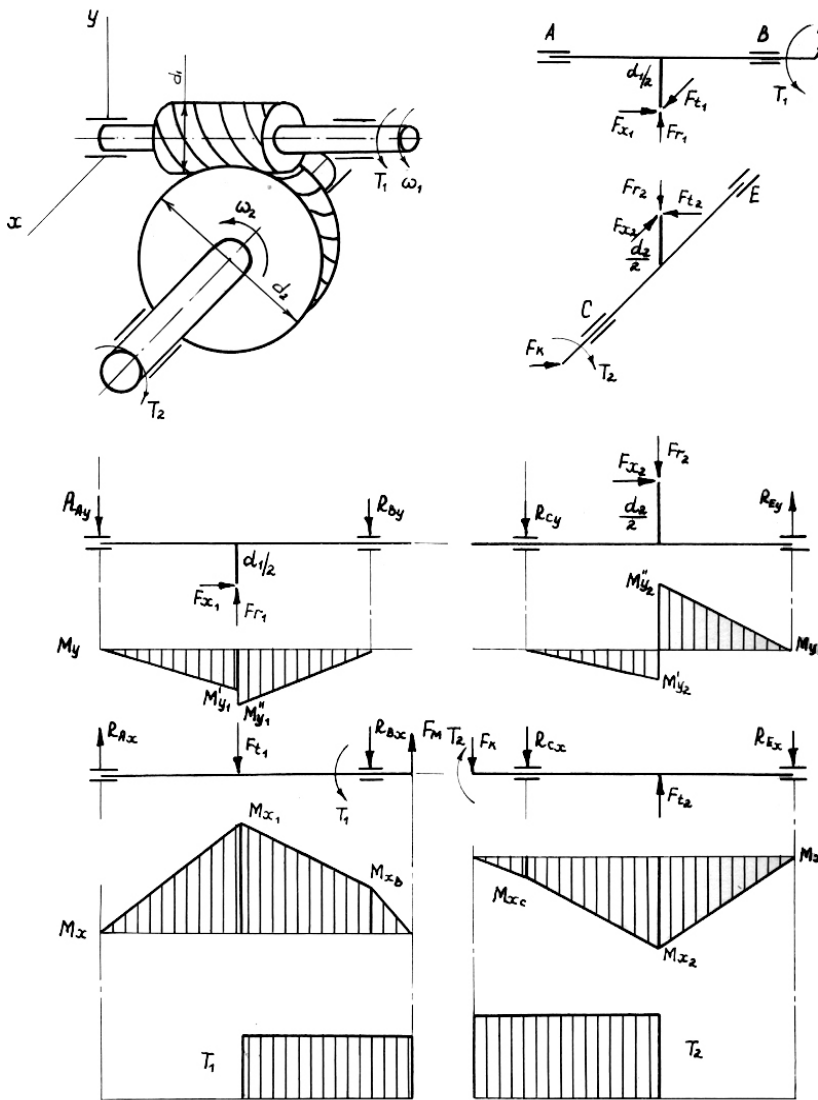


Рис. 9. Червячная одноступенчатая передача

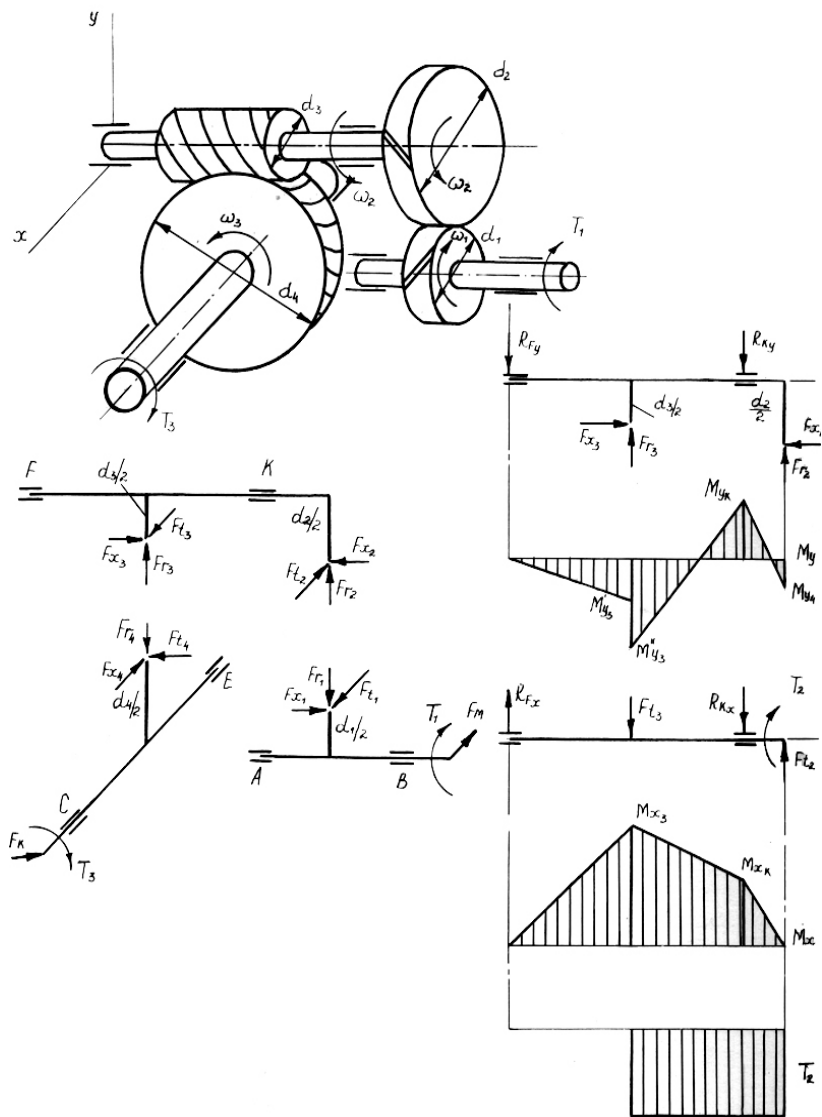


Рис. 10. Зубчато-червячная передача с первой цилиндрической косозубой ступенью

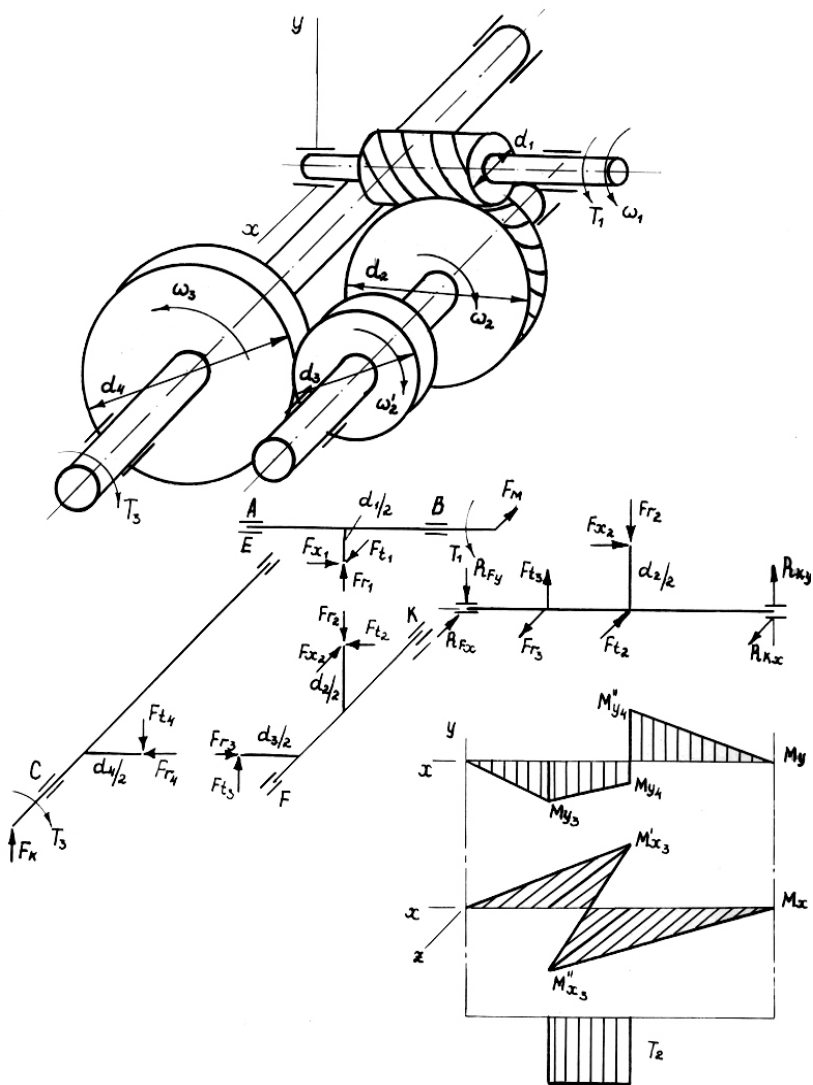


Рис. 11. Червячно-зубчатая передача со второй цилиндрической прямозубой ступенью

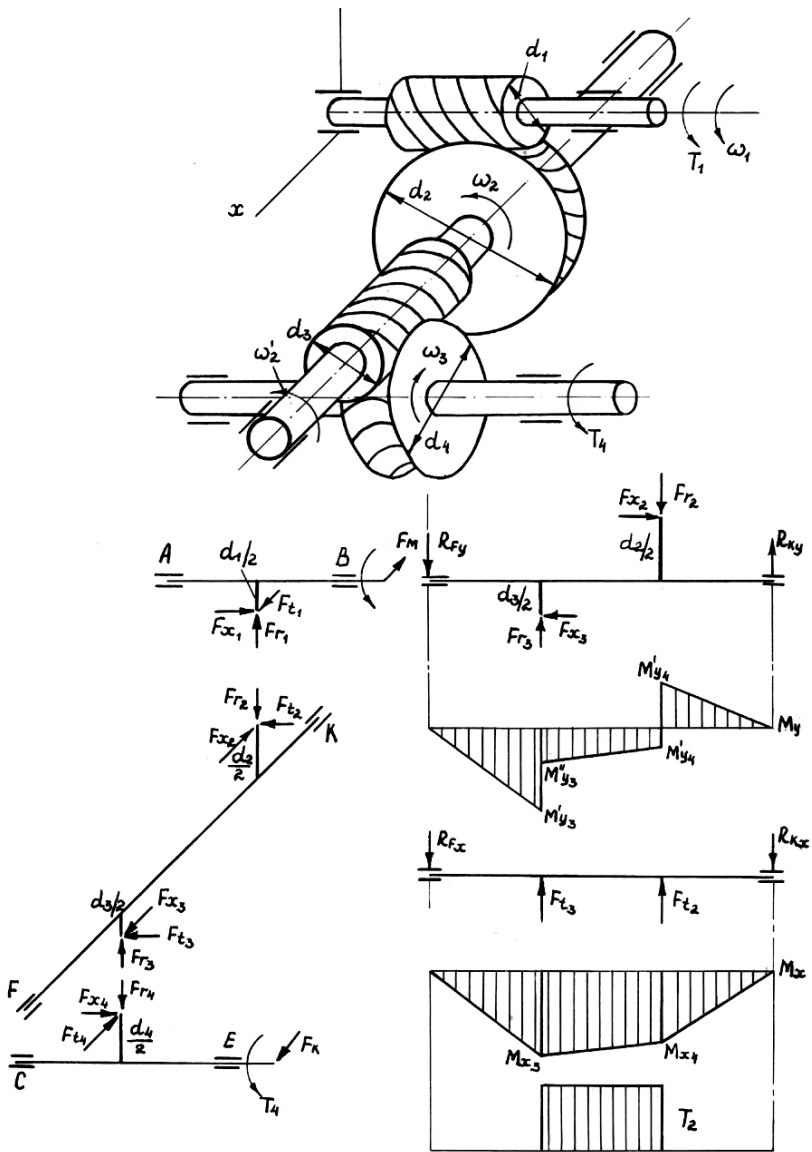


Рис. 12. Двухступенчатая червячная передача

6.4.2. Проверочный расчет на усталостную прочность

Порядок проверочного расчета вала на усталостную прочность приведен ниже.

1. Подобрать шпонки для сечений вала.

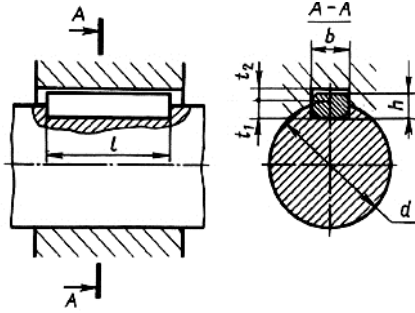
Для передачи вращающего момента в основном применяют призматические и сегментные шпонки. Для выходного конца вала преимущественное распространение приобретает коническая форма консольного участка вала, обеспечивающая точное и надежное соединение, возможность легкого монтажа устанавливаемых деталей. Для данного сечения параметры шпонки принимаются из табл. 5.

Таблица 5. Концы валов конические (ГОСТ 12081–72), мм

Номинальный диаметр d	l_1	l_2	d_{cp}	b	h	t_1	t_2	d_1	d_2	l_3	l_4
20	50	36	18,2	4	4	2,5	1,8	M12×1,25	M6	9,0	11,3
22			20,2								
25	60	42	22,9	5	5	3,0	2,3	M16×1,5	M8	14,0	15,7
28			25,9								
32	80	58	29,1	6	6	3,5	2,8	M20×1,5	M10	17,0	19,0
36			33,1						M12	20,0	22,3
40	110	82	35,9	10	8	5,0	3,3	M24×2	M12	20,0	22,3
45			40,9	12	8	5,0	3,3	M30×2	M16	26,0	28,5
50			45,9	12	8	5,0	3,3	M36×3	M16	26,0	28,5
56			51,9	14	9	5,5	3,8	M36×3	M20	32,0	35,0
63	140	105	57,75	16	10	6,0	4,3	M42×3	M20	32,0	35,0
71			65,75	18	11	7,0	4,4	M48×3	M24	36,0	39,3
80	170	130	73,5	20	12	7,5	4,9	M56×4	M30	44,0	47,9
90			83,5	22	14	9,0	5,4	M64×4			

Для соединения зубчатых и червячных колес с валами наиболее часто применяют призматические шпонки (табл. 6).

Таблица 6. Шпонки призматические (ГОСТ 23360–78), мм



Диаметр вала d	Сечение шпонки		S	Глубина паза		Длина l
	b	h		вала t_1	ступицы t_2	
12...17	5	5	0,25...0,4	3	2,3	10...56
17...22	6	6		3,5	2,8	14...70
22...30	8	7		4	3,3	18...90
30...38	10	8	0,4...0,6	5	3,3	22...110
38...44	12	8		5	3,3	28...140
44...50	14	9		5,5	3,8	36...160
50...58	16	10		6	4,3	45...180
58...65	18	11	0,6...0,8	7	4,4	50...200
65...75	20	12		7,5	4,9	56...220
75...85	22	14		9	5,4	63...250
85...95	25	14		9	5,4	70...280

Длина шпонки принимается из ряда 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125... мм.

Длина шпонки на 5...10 мм меньше длины ступицы.

Пример обозначения призматической шпонки, имеющей размеры: $b = 10$ мм, $h = 8$ мм, $l = 50$ мм: шпонка 10×8×50 ГОСТ 23360–78.

2. Рассчитать коэффициент запаса усталостной прочности.

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S], \quad (17)$$

где S_σ – коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям;

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\beta \varepsilon_\sigma} \sigma_a + \Psi_\sigma \sigma_m}, \quad (18)$$

где S_τ – коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям;

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\beta \varepsilon_\tau} \tau_a + \Psi_\tau \tau_m}, \quad (19)$$

где $\sigma_{-1} \approx 0,43\sigma_b$ – предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба (либо принимается по табл. 2);

$\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1}$ – предел выносливости стали при симметричном цикле кручения (либо по табл. 2);

σ_a – амплитуда нормальных напряжений (МПа);

ε_σ и ε_τ – масштабные факторы для нормальных и касательных напряжений;

$$\sigma_a = \frac{M_\Sigma}{W}, \quad (20)$$

где W – момент сопротивления при изгибе (мм^3).

Для сплошного круглого сечения диаметром d

$$W = \frac{\pi d^3}{32}. \quad (21)$$

Для вала с одним шпоночным пазом

$$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d - t_1)^2}{2d}, \quad (22)$$

где σ_m – среднее напряжение цикла нормальных напряжений (МПа).

Если осевая сила F_x на вал отсутствует или пренебрежимо мала, то $\sigma_m = 0$; в противном случае

$$\sigma_m = \frac{4F_x}{\pi d^2}, \quad (23)$$

где τ_a и τ_m – амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений (МПа);

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T}{2W_k}, \quad (24)$$

где W_k – момент сопротивления при кручении (мм^3).

Для сплошного круглого сечения диаметром d

$$W_k = \frac{\pi d^3}{16}. \quad (25)$$

Для вала с одним шпоночным пазом

$$W_k = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t_1)^2}{2d}. \quad (26)$$

Для валов с прямобочными шлицами

$$W = \zeta \frac{\pi d^3}{32} \quad \text{и} \quad W_k = \zeta \frac{\pi d^3}{16}, \quad (27)$$

где $\zeta = 1,125$ – легкая серия;

$\zeta = 1,205$ – средняя серия;

$\zeta = 1,265$ – тяжелая серия.

Для валов шестерен и эвольвентных шлицов

$$W = \frac{\pi d_w^3}{32} \quad \text{и} \quad W_k = \frac{\pi d_w^3}{16}, \quad (28)$$

где d_w – диаметр делительной окружности.

Для валов червяков

$$W = \frac{\pi d_{f1}^3}{32} \quad \text{и} \quad W_k = \frac{\pi d_{f1}^3}{16}, \quad (29)$$

где d_{f1} – диаметр впадин витков червяка;

k_σ и k_τ – эффективные коэффициенты концентрации нормальных и касательных напряжений (табл. 7).

Ψ_{σ} и Ψ_{τ} – коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла нагружения;

$\Psi_{\sigma} = 0,2$ – для углеродистых сталей;

$\Psi_{\sigma} = 0,25...0,3$ – для легированных сталей;

$\Psi_{\tau} = 0,1$ – для всех сталей;

β – коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности; при $R_a = 0,32...2,5$ мкм принимают $\beta = 0,97...0,90$.

Расчет вала на усталостную прочность считается правильным, если $S \geq [S] = 2,5...3,0$.

Если $S \leq 1,5$ рекомендуется выполнить расчет вала на жесткость.

Таблица 7. Значения коэффициентов k_{σ} и k_{τ}

Концентратор		σ_b , МПа			
		600	700	800	900
Шпоночные канавки	k_{σ}	1,6	1,75	1,8	1,9
	k_{τ}	1,5	1,6	1,7	1,9
Шлицы прямобоочные	k_{σ}	1,55	1,6	1,65	1,7
	k_{τ}	2,35	2,45	2,55	2,65
Шлицы эвольвентные	k_{σ}	1,55	1,6	1,65	1,7
	k_{τ}	1,46	1,49	1,52	1,55
Нарезка витков червяков	k_{σ}	2,23	2,3	2,37	2,44
	k_{τ}	1,63	1,7	1,77	1,84

Значения масштабных факторов для нормальных и касательных напряжений приведены в табл. 8.

Таблица 8. Значения масштабных факторов ϵ_{σ} и ϵ_{τ}

Напряженное состояние и материал	Диаметр вала, мм							
	15	20	30	40	50	70	80	100
Изгиб для углеродистой стали ϵ_{σ}	0,95	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,73	0,70
Изгиб для легированной стали ϵ_{σ} ; кручение для всех сталей ϵ_{τ}	0,87	0,83	0,77	0,73	0,70	0,66	0,63	0,59

Для оценки концентрации напряжений в местах установки на валу деталей с натягом используют отношения $k_{\sigma} / \epsilon_{\sigma}$ и $k_{\tau} / \epsilon_{\tau}$ (табл. 9).

Таблица 9. Значения $k_{\sigma} / \varepsilon_{\sigma}$ и $k_{\tau} / \varepsilon_{\tau}$ для валов с напрессованными деталями [8, 12]

Диаметр вала, мм	$k_{\sigma} / \varepsilon_{\sigma}$ при σ_b , МПа			$k_{\tau} / \varepsilon_{\tau}$ при σ_b , МПа		
	600	700	800	600	700	800
14	2,0 / 1,8	2,3 / 2,07	2,6 / 2,34	1,6 / 1,44	1,78 / 1,6	1,96 / 1,76
22	2,35 / 2,11	2,6 / 2,34	3,0 / 2,7	1,81 / 1,63	1,96 / 1,76	2,2 / 2,0
30	2,6 / 2,34	2,8 / 2,52	3,3 / 2,97	1,96 / 1,76	2,08 / 1,87	2,38 / 2,14
40	2,9 / 2,61	3,35 / 3,0	3,65 / 3,29	2,14 / 1,93	2,41 / 2,17	2,59 / 2,33
50	3,3 / 2,97	3,7 / 3,33	4,0 / 3,6	2,38 / 2,14	2,62 / 2,36	2,8 / 2,52
60	3,4 / 3,06	3,85 / 3,47	4,25 / 3,84	2,44 / 2,2	2,71 / 2,44	2,95 / 2,66
70	3,55 / 3,2	4,0 / 3,6	4,4 / 3,96	2,53 / 2,28	2,8 / 2,52	3,04 / 2,74

Примечание: 1. Значения $k_{\tau} / \varepsilon_{\tau}$ рассчитаны по зависимости $k_{\tau} / \varepsilon_{\tau} = 0,6k_{\sigma} / \varepsilon_{\sigma} + 0,4$.
2. В знаменателе указаны значения для посадки колец подшипников с натягом.

6.4.3. Расчет вала на жесткость

Валы редукторов на жесткость в большинстве случаев не проверяют, так как принимают повышенные коэффициенты запаса прочности. Исключение составляют валы червяков, которые всегда проверяют на изгибную жесткость для обеспечения правильности зацепления червячной пары.

При симметричном расположении опор червяка максимальный прогиб (стрела прогиба)

$$f = \frac{l^3 \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}}{48EI_{np}} \leq [f], \quad (30)$$

где l – расстояние между опорами червяка, мм (см. рис. 1);

F_{t1} и F_{r1} – окружное и радиальное усилие на червяке, Н;

E – модуль продольной упругости для стали, $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;

I_{np} – приведенный момент инерции сечения червяка (с учетом витков резьбы), мм^4 .

$$I_{np} = \frac{\pi d_{f1}^4}{64} \left(0,375 + 0,625 \frac{d_{a1}}{d_{f1}} \right), \quad (31)$$

где d_{f1} и d_{a1} – диаметры впадин и вершины витков червяка, мм;

$[f] = (0,005 \dots 0,01)m$ – допустимый прогиб для валов червяка, мм;

m – модуль зацепления, мм.

Литература: [6, 7, 8, 9, 10, 13, 14, 15, 18, 19, 23, 24, 25, 26, 27, 29, 30, 31].

6.5. Расчет шпоночных соединений

Наиболее распространены призматические шпонки, размеры которых выбирают в зависимости от диаметра вала (см. подраздел 6.4.2). Материал шпонок – сталь 45 или Ст6. Шпоночное соединение проверяют на смятие следующим образом:

$$\sigma_{\text{см}} \approx \frac{4,4T}{dhl} \leq [\sigma]_{\text{см}} \quad \text{либо} \quad \sigma_{\text{см}} \approx \frac{2T}{dt_2l} \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad (32)$$

где $[\sigma]_{\text{см}}$ – допускаемые напряжения смятия.

При стальной ступице $[\sigma]_{\text{см}} = 100 \dots 120$ МПа; при чугунной ступице $[\sigma]_{\text{см}} = 50 \dots 70$ МПа.

Если для принятой конструктивно длины шпонки (на 5...10 мм меньше ширины зубчатого колеса) условие (32) не выполняется, то либо увеличивают размер ступицы, либо устанавливают две шпонки, либо применяют шлицевое соединение.

6.6. Расчет и конструирование подшипниковых узлов

Выбор наиболее рационального типа подшипника для данных условий работы редуктора весьма сложен и зависит от целого ряда факторов: передаваемой мощности редуктора, типа передачи, соотношения сил в зацеплении, частоты вращения внутреннего кольца подшипника, требуемого срока службы, приемлемой стоимости, схемы установки.

Предварительно принимаем тип подшипника и схему установки подшипников (табл. 10) по рекомендации в литературе [26].

Таблица 10. Предварительный выбор подшипников

Передача	Вал	Тип подшипника	Серия	Угол контакта	Схема установки
1	2	3	4	5	6
Цилиндрическая косозубая	Б	Радиальные шариковые однорядные при $a_w \geq 200$ мм	Средняя (легкая)	–	С одной фиксирующей опорой Враспор (рис. 13, а)
		При $F_x / R_r \leq 0,25$ – радиальные шариковые однорядные; при $F_x / R_r > 0,25$ – роликовые конические типа 7000 либо шариковые радиально-упорные	Легкая (средняя)	$\alpha = 11 \dots 16^\circ$ для типа 7000	
	Т		Легкая	$\alpha = 12^\circ$ для типа 36000	

1	2	3	4	5	6
Коническая	Б	Роликовые конические типа 7000 или 27000 при $n_1 < 1500$ об/мин	Легкая (средняя)	$\alpha = 11 \dots 16^\circ$ для типа 7000; $\alpha = 25 \dots 29^\circ$ для типа 27000;	Врастяжку (рис. 13, б)
		Радиально-упорные шариковые типа 46000 при $n_1 \geq 1500$ об/мин			
	Т	Роликовые конические типа 7000	Легкая	$\alpha = 26^\circ$ для типа 46000	Враспор (рис. 13, а)
Червячная	Б	Радиально-упорные шариковые типа 46000; роликовые конические типа 27000	Средняя	$\alpha = 11 \dots 16^\circ$ для типа 7000; $\alpha = 25 \dots 29^\circ$ для типа 27000; $\alpha = 12^\circ$ для типа 36000;	С одной фиксирующей опорой; враспор (рис. 13, а)
		Конические роликовые типа 7000 или радиально-упорные шариковые типа 36000 при $a_w \leq 160$ мм			
	Т	Роликовые конические типа 7000	Легкая	$\alpha = 26^\circ$ для типа 46000	Враспор (рис. 13, а)

Подбор подшипников валов редукторов, работающих с частотой вращения $n \geq 1$ мин⁻¹, основан на расчете на долговечность по усталостному выкрашиванию.

6.6.1. Расчет роликовых конических радиально-упорных подшипников

Расчет роликовых конических радиально-упорных подшипников необходимо выполнять в следующей последовательности.

1. Назначить типоразмер подшипников в соответствии с табл. 10 и диаметром вала в месте их установки.

2. Выписать (табл. 11 и 12) основные параметры подшипников (подшипники других размеров принимать из данных, приведенных в литературе [6, 7, 8, 9, 12, 13, 14, 16, 18, 23, 24, 26, 36]).

3. Назначить в соответствии с табл. 10 схему установки (монтажа) подшипников в опорах вала: «враспор» или «врастяжку» (рис. 13).

4. Определить $L_{\text{баз}}$ между точками приложения радиальных реакций подшипников. Радиальную реакцию подшипника R_n считать приложенной в точке пересечения нормали к середине поверхности контакта наружного кольца и тела качения подшипника с осью вала.

Для схемы «враспор»

$$L_{\text{баз}} = l + T - 2a. \quad (33)$$

Для схемы «враспяжку»

$$L_{\text{баз}} = l - T + 2a, \quad (34)$$

где l – межопорное расстояние для вала;

$$a = 0,5\left(T + \frac{d+D}{3}e\right), \quad (35)$$

где a – расстояние от точки приложения радиальной реакции подшипника до дальнего торца подшипника (рис. 13);
 e – коэффициент осевого нагружения подшипника (табл. 11, 12);
 T – наибольшая ширина подшипника (табл. 11, 12).

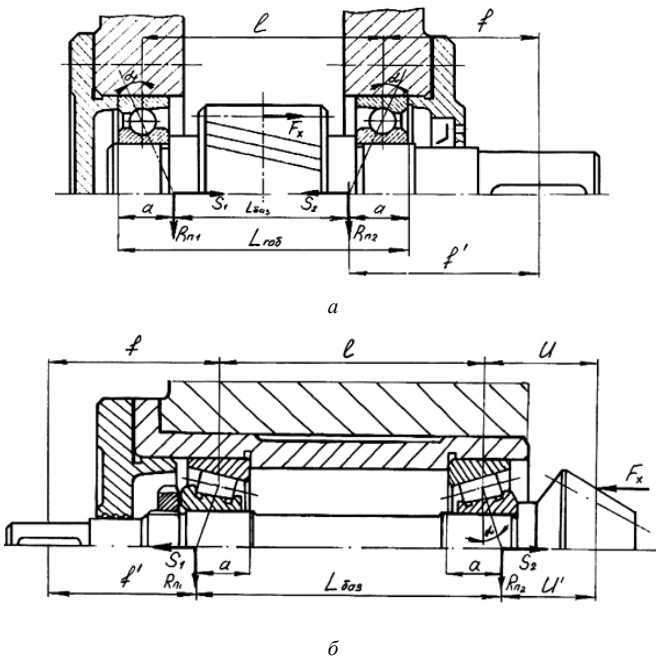


Рис. 13. Схемы установки радиально-упорных подшипников в узлах:
 а – враспор; б – враспяжку

5. Пересчитать радиальные реакции подшипников с учетом измененного межопорного расстояния $L_{\text{баз}}$ и f' (см. подраздел 6.4.1 пункты 6 и 7), $R_{\text{п1}}$ и $R_{\text{п2}}$.

6. Определить осевые составляющие S_1 и S_2 от действия радиальных реакций $R_{\text{п1}}$ и $R_{\text{п2}}$:

$$S = 0,83R_{\text{п}}e. \quad (36)$$

7. Определить расчетные осевые силы на подшипник. Подшипники нагружены одновременно внешними осевыми силами F_x , которые неизбежно замыкаются через подшипники на корпус, и внутренними осевыми реакциями. Для силового расчета подшипников необходима итоговая (расчетная) осевая сила, существенно влияющая на его долговечность.

Определение расчетной осевой силы проводят по двум критериям: равновесия осевых сил на горизонтальной оси, регулировки подшипника при «раскрытии» колец.

Для определения осевой расчетной нагрузки F_a на подшипник определяют алгебраическую сумму всех внешних осевых сил F_x и осевых составляющих S от радиальных реакций R .

При этом считают, что осевые силы, нагружающие данный подшипник, – положительные (+), а силы, разгружающие его, – отрицательные (-). Если полученная сумма окажется положительной, то расчетная осевая сила F_a для данного подшипника определится как алгебраическая сумма всех внешних сил и силы S противоположного подшипника. Если сумма окажется отрицательной, т. е. подшипник «раскрывается» под действием осевых сил, то в расчет принимается критерий регулировки. Значит, подшипник надо регулировать осевой силой, способной его «закрыть». Такой силой считают собственную для данного подшипника осевую реакцию. В этом случае $F_a = S$.

Для схем, приведенных на рис. 13, расчетные осевые силы определяются следующим образом: схема «враспор»:

– опора 1:

$$-S_1 - F_x + S_2 < 0, \text{ то } F_{a1} = S_1; \quad (37)$$

$$\text{если } -S_1 - F_x + S_2 \geq 0, \text{ то } F_{a1} = S_2 - F_x \geq S_1; \quad (38)$$

– опора 2:

$$S_1 + F_x - S_2 \geq 0, \text{ то } F_{a2} = F_x + S_1 \geq S_2; \quad (39)$$

$$\text{если } S_1 + F_x - S_2 < 0, \text{ то } F_{a2} = S_2. \quad (40)$$

Для схемы «вращающку»:

– опора 1:

$$-S_1 - F_x + S_2 < 0, \text{ то } F_{a1} = S_1; \quad (41)$$

$$\text{если } -S_1 - F_x + S_2 \geq 0, \text{ то } F_{a1} = S_2 - F_x \geq S_1; \quad (42)$$

– опора 2:

$$S_1 + F_x - S_2 \geq 0, \text{ то } F_{a2} = F_x + S_1 \geq S_2; \quad (43)$$

$$\text{если } S_1 + F_x - S_2 < 0, \text{ то } F_{a2} = S_2. \quad (44)$$

8. Вычислить отношение $e' = F_a / R_n K_k$, характеризующее действительное осевое нагружение подшипника по сравнению с радиальным, где K_k – кинематический коэффициент (коэффициент вращения кольца).

В случае вращения внутреннего кольца $K_k = 1$, при вращении наружного $K_k = 1,2$.

Если на валу установлены два одинаковых подшипника, то e' подчитывается для наиболее нагруженного, если установлены разные – то для обоих.

9. Определить приведенную или эквивалентную нагрузку на подшипник (Н; кН). Для этого сравниваем коэффициенты осевого нагружения e' и e .

Если $e' < e$, то принимается коэффициент радиальной нагрузки $X = 1$, коэффициент осевой нагрузки $Y = 0$ и, следовательно,

$$F_{np} = R_n X_k K_T K_{\delta}. \quad (45)$$

Если $e' \geq e$, то значения коэффициента Y принимается по табл. 11 или 12; а коэффициент $X = 0,4$ и, следовательно,

$$F_{np} = (R_n X K_k + Y F_a) K_T K_{\delta}, \quad (46)$$

где F_a – расчетная осевая сила на подшипник;

K_{δ} – коэффициент безопасности (табл. 13);

K_T – температурный коэффициент (табл. 14).

10. Определить требуемую динамическую грузоподъемность подшипника (Н; кН)

$$C_{np} = F_{np} \left(\frac{60nL_{h10}}{10^6 a_1 a_2} \right)^{1/p}, \quad (47)$$

где n – частота вращения кольца рассчитываемого подшипника, мин^{-1} ;
 L_{h10} – долговечность подшипника в часах при вероятности безотказной работы 90 % (табл. 13);
 p – показатель степени (для роликовых подшипников – $10 / 3 = 3,33$);
 a_1 – коэффициент долговечности в функции необходимой надежности.

В каталогах указаны значения динамической грузоподъемности с коэффициентом надежности $S = 0,9$. В тех случаях, когда необходимо увеличить надежность, значения a_1 принимают следующими.

S	0,9	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99
a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Для подшипников большинства изделий принимают $S = 0,9$, где a_2 – обобщенный коэффициент совместного влияния качества металла и условий эксплуатации (табл. 15).

Сравнить $C_{тр}$ и C . Для обеспечения заданной долговечности подшипника должно соблюдаться условие $C_{тр} \leq C$, взятой из таблиц. При несоблюдении этого условия необходимо принять подшипники, более грузоподъемные при том же диаметре вала, или увеличить диаметр вала под подшипник.

11. Рассчитать действительную долговечность подшипника (в часах):

$$L_h = \left(\frac{C}{F_{пр}} \right)^p \frac{a_1 a_2 10^6}{60n}. \quad (48)$$

Сделать вывод о работоспособности подшипника.

6.6.2. Расчет шариковых радиально-упорных подшипников с малым углом контакта (типа 36000, 46000)

Расчет шариковых радиально-упорных подшипников с малым углом контакта (типа 36000, 46000) необходимо производить по следующему алгоритму.

1. Назначить тип подшипника (см. табл. 10).
2. Выписать (табл. 16) основные параметры подшипников.
3. Назначить схему установки подшипников в опорах вала.
4. Определить $L_{баз}$ между точками приложения радиальных реакций подшипников (см. подраздел 6.6.1, пункт 4). Учесть, что для шарико-

вых радиально-упорных подшипников расстояние a определяется следующим образом:

$$a = 0,5 \left(B + \frac{d + D}{2} \operatorname{tg} \alpha \right). \quad (49)$$

5. Пересчитать радиальные реакции подшипников с учетом измененного межопорного расстояния $L_{\text{баз}}$ и f' (см. подраздел 6.4.1, пункты 6, 7) R_{n1} и R_{n2} .

6. По графику (рис. 14) в зависимости от отношения R_n / C_0 определить предварительно коэффициенты осевого нагружения e_1 и e_2 .

7. Определить осевые составляющие S_1 и S_2 от действия радиальных реакций R_{n1} и R_{n2} .

$$S_1 = e_1 R_{n1}; \quad S_2 = e_2 R_{n2}. \quad (50)$$

8. То же, что в подразделе 6.6.1, пункте 7.

9. По табл. 15 принять уточненные значения коэффициентов осевого нагружения e и осевой нагрузки в зависимости от отношения F_a / C_0 .

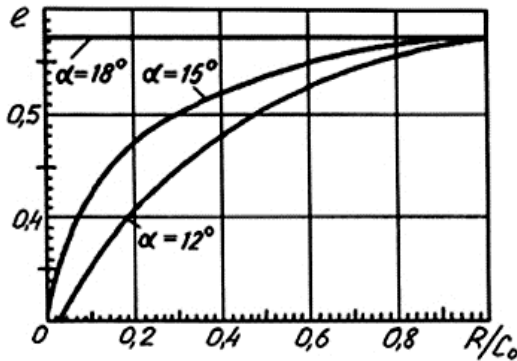


Рис. 14. График для определения e при углах контакта $\alpha = 12 \dots 18^\circ$

10. То же, что в подразделе 6.6.1, пункте 8.

11. То же, что в подразделе 6.6.1, пункте 9 (в формуле (46) значение $X = 0,45$).

12. То же, что в подразделе 6.6.1, пункте 10, с учетом того, что показатель степени $p = 3$.

13. То же, что в подразделе 6.6.1, пункте 11.

6.6.3. Расчет шариковых радиальных подшипников

Расчет шариковых радиальных подшипников производить в следующей последовательности.

1. Назначить тип подшипника (см. табл. 10).

2. Выписать (табл. 17) основные параметры подшипников. При наличии осевой силы в зацеплении F_x по табл. 18 для $\alpha = 0$ принять значения коэффициентов X , Y и e в зависимости от отношения F_x / C_0 .

3. Вычислить (если есть осевая сила) отношение

$$e' = \frac{F_x}{K_{\kappa} R}. \quad (51)$$

4. То же, что в подразделе 6.6.2, пункте 11 (в формуле (46) значение $X = 0,56$).

5. То же, что в подразделе 6.6.2, пункте 12.

6. То же, что в подразделе 6.6.2, пункте 13.

6.6.4. Выбор посадок подшипников

Допуски на наружные и внутренние кольца подшипников зависят от типа подшипника, его размера и класса точности.

Расположение полей допусков колец подшипников показано на рис. 15.

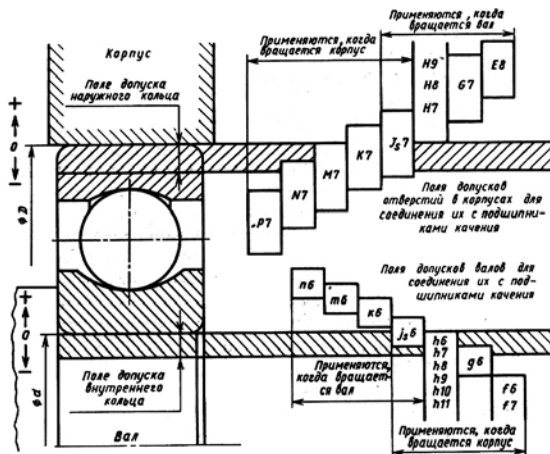


Рис. 15. Схема расположения полей допусков на внутренний и внешний диаметры подшипников качения (на вал и в корпусе)

Для шариковых подшипников рекомендуется применять поля допусков вала j_5, k_6 ; для роликовых – k_5, k_6, m_6, n_6 (по мере увеличения нагрузок), поля допусков отверстий в корпусах представлены на рис. 15.

6.6.5. Смазывание и уплотнение подшипниковых узлов

Подшипники чаще всего смазывают тем же маслом, что и детали передач. При смазывании колес погружением на подшипники качения попадают брызги масла. При окружной скорости колес $v > 1$ м/с брызгами масла покрываются все детали передач и внутренние поверхности стенок корпуса. Стекающее с колес, валов и стенок корпуса масло падает в подшипники.

Для защиты подшипников от обильных струй масла (которые создают быстроходные косозубые шестерни или червяки) и от попадания в них продуктов износа ставят защитные шайбы и кольца (рис. 16).

Для смазывания опор машин, работающих в среде, содержащей вредные примеси, или если температура узла резко изменяется, а также при затрудненном доступе масла к подшипникам применяют пластичную смазку: ЦИАТИМ-221; ЦИАТИМ-202 солидол жировой УС-1; УС-2; и др. [8, 9, 14, 16, 18, 23, 26].

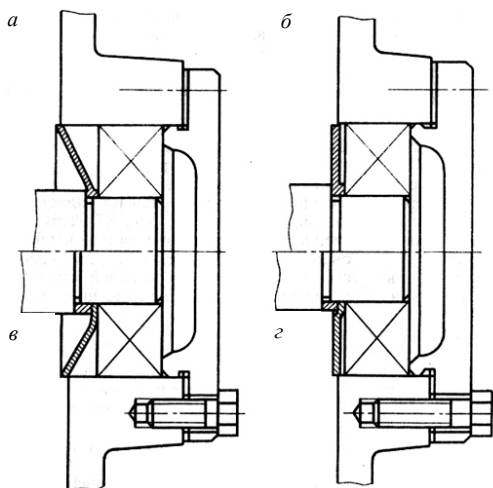


Рис. 16. Маслозащитные шайбы:
а, б – со ступицей; в, г – с центрирующим кольцом

При этом способе смазывания подшипниковые узлы должны быть изолированы от внутренней полости редуктора во избежание вымывания пластичного смазочного материала жидким, применяемым для смазывания зацепления (рис. 17).

Для защиты подшипниковых узлов от попадания извне пыли и влаги применяют наружные уплотнения. Основные типы их показаны на рис. 17, а параметры манжетных уплотнений – в табл. 19.

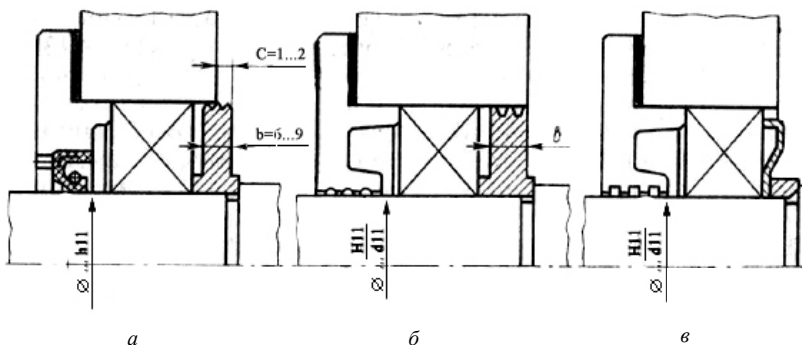


Рис. 17. Мазеудерживающие кольца и шайбы:
а – манжетное уплотнение; *б, в* – щелевое уплотнение

Манжетные уплотнения (рис. 17, *а*) применяются при окружных скоростях на шейке вала в основном до 10 м/с, а при полированных валах – 15 м/с и при температуре не более 90 °С.

Щелевые уплотнения (рис. 17, *б* и *в*) эффективно работают при любом способе смазывания подшипников. Они надежно удерживают смазочный материал от вытекания под действием центробежных сил. Зазоры щелевых уплотнений целесообразно заполнять пластичным смазочным материалом, создающим дополнительный жировой заслон для попадания извне пыли и влаги.

6.6.6. Регулирование подшипников

Под регулированием подшипников понимают установление минимальных зазоров, при которых в условиях эксплуатации не возникает натяг (в результате температурных деформаций), или создание при необходимости предварительного натяга.

Регулирование подшипников осуществляется перемещением одного из его колец относительно другого в осевом направлении и зависит от типа подшипника, схемы установки и способа крепления внутреннего и наружного колец.

Схема установки подшипников «враспор»: при установке торцовых крышек (рис. 18, *а*) регулировка осуществляется набором регулировочных прокладок из ряда толщин 0,1; 0,2; 0,4; 0,8 мм; при установке врезных или торцовых крышек (рис. 18, *б, в*) регулировка осуществляется воздействием винта на самоустанавливающуюся шайбу.

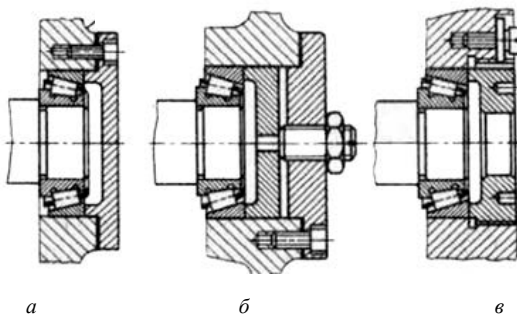


Рис. 18. Осевое регулирование наружных колец:
а – регулировочными прокладками; *б, в* – винтом

Схема установки подшипников «враспяжку»: регулирование подшипников производят осевым перемещением внутреннего кольца подшипника с помощью круглой шлицевой гайки (рис. 19). Ослаблять посадку под перемещаемым при регулировке внутренним кольцом подшипника не требуется. Для регулировки подшипников достаточно одной гайки (рис. 19, *а, б*). Если дополнительно требуется регулировать осевое положение вала, гайки предусматривают на обоих его концах (рис. 19, *в*).

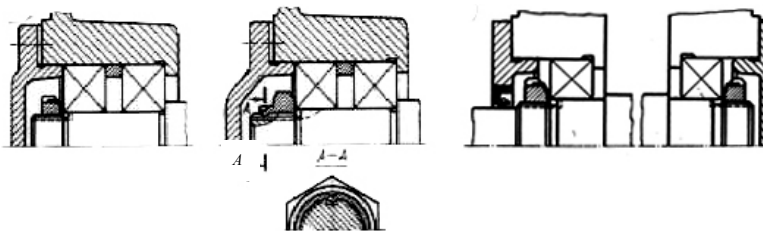
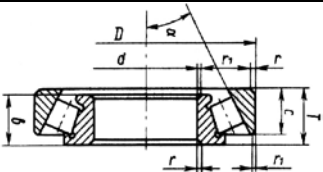


Рис. 19. Осевое регулирование внутренних колец

Таблица 11. Подшипники роликовые конические однорядные, $\alpha = 12...16^\circ$
(ГОСТ 27365-87)



Обозначение	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры		
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>T</i>	<i>B</i>	<i>c</i>	<i>r</i>	<i>r</i> ₁	<i>C</i>	<i>C</i> ₀	<i>e</i>	<i>Y</i>	<i>Y</i> ₀
Легкая серия												
7202	15	35	11,75	11	9	1	0,3	10,5	6,1	0,45	1,33	0,73
7203	17	40	13,25	12	11	1,5	0,5	1,4	9,0	0,31	1,97	1,05
7204	20	47	15,50	14	12	1,5	0,5	19,1	13,3	0,36	1,67	0,92
7204A	20	47	15,50	14	12	1,5	0,5	26,0	16,6	0,35	1,70	0,90
7205	25	52	16,50	15	13	1,5	0,5	23,9	17,9	0,36	1,67	0,92
7205A	25	52	16,50	15	13	1,5	0,5	29,2	21,0	0,37	1,60	0,90
7206	30	62	17,50	16	14	1,5	0,5	29,8	22,3	0,36	1,65	0,91
7206A	30	62	17,50	16	14	1,5	0,5	38,0	25,5	0,37	1,60	0,90
7207	35	72	18,50	17	15	2,0	0,8	35,2	26,3	0,37	1,62	0,89
7207A	35	72	18,50	17	15	2,0	0,8	48,4	32,5	0,37	1,60	0,90
7208	40	80	20,00	20	16	2,0	0,8	42,4	32,7	0,38	1,56	0,86
7208A	40	80	20,00	18	16	2,0	0,8	58,3	40,0	0,37	1,60	0,90
7209	45	85	21,00	19	16	2,0	0,8	42,7	33,4	0,41	1,45	0,80
7209A	45	85	21,00	19	16	2,0	0,8	62,7	50,0	0,40	1,50	0,80
7210	50	90	22,00	21	17	2,0	0,8	52,9	40,6	0,37	1,60	0,88
7210A	50	90	22,00	20	17	2,0	0,8	70,4	55,0	0,43	1,40	0,80
Средняя серия												
7304	20	52	16,50	16	13	2,0	0,8	25,0	17,7	0,30	2,03	1,11
7304A	20	52	16,50	15	13	2,0	0,8	31,9	20,0	0,30	2,00	1,10
7305	25	62	18,50	17	15	2,0	0,8	29,6	20,9	0,36	1,66	0,92
7305A	25	62	18,50	17	15	2,0	0,8	41,1	28,0	0,30	2,00	1,10
7306	30	72	21,00	19	17	2,0	0,8	40,0	29,9	0,34	1,78	0,98
7306A	30	72	21,00	19	16	2,0	0,8	52,8	39,0	0,31	1,90	1,10
7307	35	80	23,00	21	18	2,5	1,0	48,1	35,3	0,32	1,88	1,03
7307A	35	80	23,00	21	18	2,5	0,8	68,2	50,0	0,31	1,90	1,10
7308	40	90	25,50	23	20	2,5	1,0	61,0	46,0	0,28	2,16	1,19
7308A	40	90	25,50	23	20	2,5	0,8	80,9	56,0	0,35	1,70	0,90
7309	45	100	27,50	26	22	2,5	1,0	76,1	59,3	0,29	2,09	1,15
7309A	45	100	27,50	25	22	2,5	0,8	101,0	72,0	0,35	1,70	0,90
7310	50	110	29,50	29	23	3,0	1,0	96,6	75,9	0,31	1,94	1,06
7310A	50	110	29,50	27	23	3,0	1,0	117,0	90,0	0,35	1,70	0,90

Таблица 12. Подшипники роликовые конические однорядные с большим углом конусности, $\alpha = 26...30^\circ$ (ГОСТ 27365–87)

Обозначение	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры		
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>T</i>	<i>B</i>	<i>c</i>	<i>r</i>	<i>r</i> ₁	<i>C</i>	<i>C</i> ₀	<i>e</i>	<i>Y</i>	<i>Y</i> ₀
1027305A	25	62	17,0	17	13	2,0	0,8	35,8	23,2	0,830	0,720	0,400
27306	30	72	21,0	19	14	2,0	0,8	30,0	21,0	0,721	0,833	0,458
1027306A	30	72	21,0	19	14	2,0	0,8	44,6	29,0	0,830	0,720	0,400
27307	25	80	23,0	21	15	2,0	0,8	39,4	29,5	0,786	0,763	0,420
1027307A	35	80	23,0	21	15	2,5	0,8	57,2	39,0	0,830	0,720	0,400
27308	40	90	25,5	23	17	2,5	0,8	48,4	37,1	0,786	0,763	0,420
1027308A	40	90	25,5	23	17	2,5	0,8	69,3	54,0	0,830	0,720	0,400
1027309A	45	100	27,5	25	18	2,5	0,8	85,8	60,0	0,830	0,720	0,400
27310	50	100	29,5	29	19	3,0	1,0	69,3	54,2	0,797	0,752	0,414
1027310A	50	110	29,5	27	19	3,0	1,0	99,0	72,5	0,830	0,720	0,400
27311	55	120	32,0	29	21	3,0	1,0	72,5	58,9	0,814	0,737	0,504
1027311A	55	120	32,0	29	21	3,0	1,0	114	80,0	0,830	0,720	0,400
27312	60	130	34,0	31	22	3,0	1,0	80,5	62,0	0,858	0,858	0,472
1027312A	60	130	34,0	31	22	3,5	1,2	134	96,5	0,830	0,720	0,400

Таблица 13. Значения коэффициента безопасности K_B и требуемой долговечности подшипников L_{h10}

Машина, оборудование и характер нагрузки	L_{h10}	K_B
Спокойная нагрузка (без толчков): ленточные транспортеры, работающие под крышей при непылящем грузе, блоки грузоподъемных машин	$(3...8) \cdot 10^3$	1...1,1
Легкие толчки. Кратковременные перегрузки до 125 % от расчетной нагрузки: металлорежущие станки, элеваторы, внутрицеховые конвейеры, редукторы со шлифовальными зубьями, краны электрические, работающие в легком режиме, вентиляторы	$(8...12) \cdot 10^3$	1,1...1,2
машины для односменной работы, не всегда эксплуатируемые с полной нагрузкой, стационарные электродвигатели, редукторы	$(10...25) \cdot 10^3$	1,2...1,3
Умеренные толчки и вибрации. Кратковременные перегрузки до 150 % от расчетной нагрузки: редукторы с фрезерованными зубьями 7-й степени точности, краны электрические, работающие в среднем режиме	$(20...30) \cdot 10^3$	1,3...1,4
шлифовальные, строгальные и долбежные станки, центрифуги и сепараторы, зубчатые приводы 8-й степени точности, винтовые конвейеры, краны электрические	$(40...50) \cdot 10^3$	1,5...1,7
Значительные толчки и вибрации. Кратковременные перегрузки до 200 % от расчетной нагрузки: ковочные машины, галтовочные барабаны, зубчатые приводы 9-й степени точности	$(60...100) \cdot 10^3$	1,7...2

Таблица 14. Значение температурного коэффициента K_T

Рабочая температура подшипника, °С, до	100	125	150	175	200	225	250
K_T	1,0	1,05	1,1	1,15	1,25	1,35	1,4

Таблица 15. Значения обобщенного коэффициента a_2

Тип подшипника	Значения a_2
Для шарикоподшипников (кроме сферических)	0,7...0,8
Для роликоподшипников конических	0,6...0,7
Для роликоподшипников цилиндрических; шарикоподшипников сферических двухрядных	0,5...0,6
Для роликоподшипников сферических двухрядных	0,3...0,4

Таблица 16. Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные (ГОСТ 831–75)

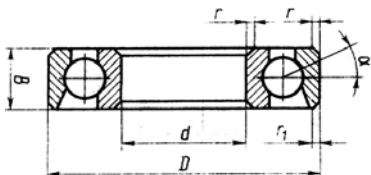
										
Обозначение		Размеры, мм					Грузоподъемность, кН			
$\alpha = 12^\circ$	$\alpha = 26^\circ$	d	D	B	r	r_1	$\alpha = 12^\circ$		$\alpha = 26^\circ$	
							C	C_0	C	C_0
Легкая серия										
36204	46204	20	47	14	1,5	0,5	12,3	8,4	11,6	7,79
36205	46205	25	52	15	1,5	0,5	13,1	9,2	12,4	8,5
36206	46206	30	62	16	1,5	0,5	18,2	13,3	17,2	12,2
36207	46207	35	72	17	2,0	1,0	24,0	18,1	22,7	16,6
36208	46208	40	80	18	2,0	1,0	30,6	23,7	28,9	21,7
36209	46209	45	85	19	2,0	1,0	32,3	25,6	30,4	23,6
36210	46210	50	90	20	2,0	1,0	33,9	27,6	31,8	25,4
Средняя серия										
–	46304	20	52	15	2,0	1,0	–	–	14,0	9,17
36305	46305	25	62	17	2,0	1,0	22,0	16,2	21,1	14,9
36306	46306	30	72	19	2,0	1,0	26,9	20,4	25,6	18,7
36307	46307	35	80	21	2,5	1,2	35,0	27,4	33,4	25,2
36308	46308	40	90	23	2,5	1,2	41,3	33,4	39,2	30,7
36309	46309	45	100	25	2,5	1,2	50,5	41,0	48,1	37,7
36310	46310	50	110	27	3,0	1,5	59,2	48,8	56,3	44,8
–	46311	55	120	29	3,0	1,5	–	–	68,9	57,4

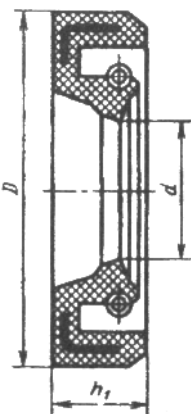
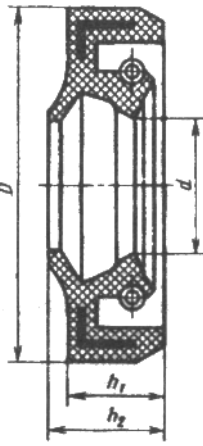
Таблица 17. Значения коэффициентов X , Y и e для радиальных и радиально-упорных шариковых подшипников

Тип подшипника	$\alpha, ^\circ$	F_a / C_0 F_x / C_0	Подшипники однорядные		Подшипники двухрядные				e
			$F_a / (VF_r) > e$		$F_a / (VF_r) \leq e$		$F_a / (VF_r) > e$		
			X	Y	X	Y	X	Y	
Радиальный	0	0,014	0,56	2,30	1,0	0	0,56	2,30	0,19
		0,028		1,99				1,99	0,22
		0,056		1,71				1,71	0,26
		0,084		1,55				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	0,45	1,81	1,0	2,08	0,74	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		1,22		1,39		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	0,44	1,47	1,0	1,65	0,72	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		1,19		1,34		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
	26								
	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

**Таблица 18. Подшипники шариковые радиальные однорядные
(ГОСТ 8338–75)**

Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность	
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>C</i> , кН	<i>C</i> ₀ , кН
Легкая серия						
204	20	47	14	1,5	12,7	6,2
205	25	52	15	1,5	14,0	6,95
206	30	62	16	1,5	19,5	10,0
207	35	72	17	2,0	25,5	13,7
208	40	80	18	2,0	32,0	17,8
209	45	85	19	2,0	33,2	18,6
210	50	90	20	2,0	35,1	19,8
211	55	100	21	2,5	43,6	25,0
212	60	110	22	2,5	52,0	31,0
213	65	120	23	2,5	56,0	34,0
214	70	125	24	2,5	61,8	37,5
215	75	130	25	2,5	66,3	41,0
216	80	140	26	3,0	70,2	45,0
Средняя серия						
304	20	52	15	2,0	15,9	7,8
305	25	62	17	2,0	22,5	11,4
306	30	72	19	2,0	28,1	14,6
307	35	80	21	2,5	33,2	18,0
308	40	90	23	2,5	41,0	22,4
309	45	100	25	2,5	52,7	30,0
310	50	110	27	3,0	61,8	36,0
311	55	120	29	3,0	71,5	41,5
312	60	130	31	3,5	81,9	48,0
313	65	140	33	3,5	92,3	56,0
314	70	150	35	3,5	104,0	63,0
315	75	160	37	3,5	112,0	72,5
316	80	170	39	3,5	124,0	80,0

Таблица 19. Манжеты резиновые армированные (ГОСТ 8752–79)

		Размеры, мм			
		d	D	h_1	h_2
<div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: flex-start;"> <div style="text-align: center;"> <p>Тип I</p>  </div> <div style="text-align: center;"> <p>Тип II с пыльником</p>  </div> </div>	10; 11	26	7	–	
	12; 13; 14	28			
	16; 16	30			
	17	32			
	18; 19	35			
	20; 21; 22	40	10	14	
	24	41			
	25	42			
	26	45			
	30; 32	52			
	35; 36; 38	58			
	40	60			
	42	62			
	45	65			
	48; 50	70			
	52	75			
	55; 56; 58	80	12	16	
	60	85			
	63; 65	90			
70; 71	95				
75	100				
80	105				
85	110				
90; 95	120				
100	125				
105	130				

6.7. Конструирование зубчатых и червячных колес, червяков, шкивов и звездочек

Основные параметры зубчатых, червячных колес и червяков (диаметры, ширина, модуль, число зубьев и пр.) определены при проектировании передач (см. разделы 6.2, 6.3). Конструкция колес и червяков зависит главным образом от проектных размеров, материала, способа получения заготовки.

Цилиндрические зубчатые колеса обычно изготавливают из круглого проката или поковок. Ступицу цилиндрического колеса располагают симметрично или несимметрично относительно обода. При выполнении условия $d_a / d \leq 2,0 \dots 2,5$ (где d – диаметр вала вблизи зубчатого

венца) шестерню обычно выполняют заодно с валом. При этом упрощается сборка и повышается надежность, поскольку каждое высоконагруженное соединение может оказаться потенциальным источником отказа.

Конические колеса диаметром $d_{ae} \leq 500 \dots 700$ мм обычно изготавливают коваными или штампованными.

При передаточном числе ступени $u \geq 3,15$ конические шестерни выполняют заодно с валом, а при $u \geq 2,8$ они могут быть насадными, если это конструктивно необходимо.

Червячные колеса в целях экономии цветных металлов выполняют с венцом из антифрикционных материалов, а центр – из серого чугуна или стали. Соединение венца с центром должно обеспечивать передачу большого вращающего момента и сравнительно небольшой осевой силы. Лишь колеса малых диаметров (до 100...120 мм) или при малой скорости скольжения $v_s < 2$ м/с изготавливают цельными.

У бандажированной конструкции бронзовый венец насажен с натягом по посадке $H7 / p6$, $H7 / r6$, $H7 / s6$. Для предотвращения осевого взаимного смещения венца и ступицы червячного колеса в стыкуемые поверхности на диаметре $d_{вт}$ ввертывают винты (обычно 3 шт. по окружности с $d_{вт} = (1,2 \dots 1,5)m$), длина винтов $l = (2 \dots 3)d_{вт}$. В последующем срезают головки.

При больших размерах колес ($d_{ам2} \geq 300$ мм) крепление венца к центру можно осуществлять болтами, поставленными без зазора. Размер болтов определяется из расчета на прочность.

Червяки выполняют стальными и чаще всего заодно с валом. Геометрические размеры червяка, в том числе длина b_1 нарезанной части и ориентировочное расстояние l между опорами, известны из расчета.

Шкивы для клиновых ремней изготавливают из чугуна, стали, легких сплавов и неметаллических материалов. При скоростях $v \leq 30$ м/с применяют чугун СЧ15, СЧ20, при более высоких скоростях – сталь. Конструкция шкива определяется его диаметром, типом выбранного ремня и их числом.

Основные расчетные зависимости для определения размеров цилиндрических зубчатых колес приведены в табл. 20.

Таблица 20. Конструкция цилиндрических зубчатых колес, мм

Элемент колеса	Параметр	Способ получения заготовки		
		<i>a</i> – круглый прокат, <i>b</i> – поковка	<i>a</i> – ковка, <i>b</i> – штамповка	<i>a</i> – литье, <i>b</i> – составные
Обод	Диаметр	$d_a < 100$ мм	$d_a = 100 \dots 500$ мм	$d_a > 500$ мм
	Толщина	$S = 2,2m + 0,05b_2$		$S = 2,2m + 0,05b_2h = 0,1b_2$; $S_0 \approx 1,2S$; $t = 0,8h$
	Ширина	b_2		
Ступица	Диаметр внутренний	$d = d_k$ (см. рис. 2, б)		
	Диаметр наружный	$d_{ct} = 1,55d$ при соединении шпоночным и с натягом		
	Толщина	$\delta_{ct} \approx 0,3d$		
	Длина	$a - l_{ct} = b_2$; $b - l_{ct} = (1,0 \dots 1,5)d$	$l_{ct} = (1,0 \dots 1,5)d$	
		$L_{ct} = (1,0 \dots 1,5)d$ – оптимальное значение		
Диск	Толщина	$C = b_2 - (2 \dots 4)$	$C = 0,5(S + \delta_{ct}) \geq 0,25b_2$	
	Радиусы закруглений и уклон	$R \geq 1$	$R \geq 6$; $\gamma \geq 7^\circ$	$R \geq 10$; $\gamma \geq 7^\circ$
	Отверстия	–	–	$d_0 = 25$ мм, $n_0 = 4 \dots 6$

Примечание. Размеры b_1 , b_2 , m , d принять из расчета передач и валов.

Основные расчетные зависимости для определения размеров конических зубчатых колес приведены в табл. 21.

Таблица 21. Конструкция конических зубчатых колес, мм

Элемент	Параметр	Способ получения заготовки		
		<i>a</i> – круглый прокат, <i>b</i> – ковка	<i>a</i> – ковка, <i>b</i> – штамповка	<i>a</i> – литье, <i>b</i> – составные
Обод	Диаметр	$d_{ae} \leq 120$ мм	$d_{ae} > 120$ мм	$d_{ae} > 180$ мм
	Толщина	$S = 2,5m_e(m_e)$; $S_0 \geq 1,2m_e(m_e)$		
	Ширина	–	$b_0 = S$	$b_0 = 0,5b$
Ступица	Диаметр внутренний	$d = d_k$		
	Диаметр наружный	$d_{ct} = 1,55d$ при соединении шпоночном и с натягом		
	Толщина	$\delta_{ct} \approx 0,3d$		
	Длина	$l_{ct} = (1,2 \dots 1,5)d$		
Диск	Толщина	<i>C</i> определяется графически	$C = 0,5(S + \delta_{ct}) \geq 0,25b$	
	Радиусы закруглений и уклон	$R \geq 1$	$R \geq 6$; $\gamma \geq 7^\circ$ $R \geq 1$	$R \geq 10$; $\gamma \geq 7^\circ$
	Отверстия	–	–	$d_0 \geq 25$

Основные расчетные зависимости для определения размеров червячных колес приведены в табл. 22.

Таблица 22. Конструирование червячных колес, мм

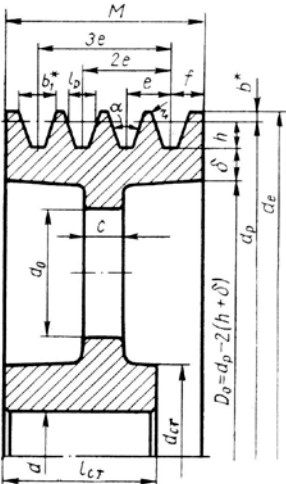
Элемент колеса	Параметр	Значения
Обод	Диаметр наибольший	$d_{ам2}$
	Диаметр внутренний	$d_в = 0,9d_2 - 2,5m$
	Толщина	$S = 0,05d_2; S_0 \approx 1,2S; h = 0,15b_2; t = 0,8h$
	Ширина	b_2
Ступица	Диаметр внутренний	$d = d_к$
	Диаметр наружный	Стальная $d_{ст} = 1,55d$ Чугунная $d_{ст} = 1,6d$ при соединении шпоночном и с натягом
	Толщина	$\delta_{ст} \approx 0,3d$
	Длина	$l_{ст} = (1,2 \dots 1,5)d$
Диск	Толщина	$C = 0,5(S + \delta_{ст}) \geq 0,25b_2$
	Радиусы закруглений и уклоны	$R \geq 10; \gamma \geq 7^\circ$
	Отверстия	$d_0 \geq 25 \text{ мм}; n_0 = 4 \dots 6$

Примечание. Здесь представлены основные конструкции червячных колес: *a, б* – с напрессованным венцом; *в* – с креплением венца болтами, поставленными без зазора.

Основные размеры шкивов для различных сечений приводных клиновых ремней приведены в табл. 23.

Следует обратить внимание на то, что при изгибе ремня угол его клина (для клинового ремня $\alpha = 40^\circ$) уменьшается. Поэтому угол α клина канавки следует назначать в зависимости от d_p (табл. 23).

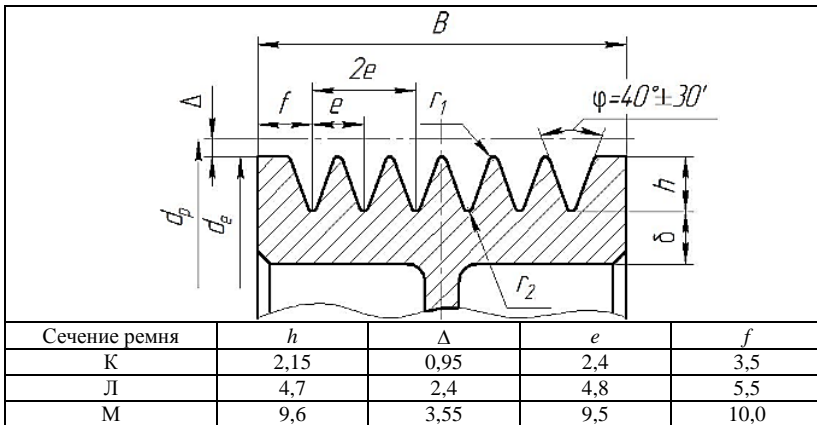
Таблица 23. Размеры шкивов для приводных клиновых ремней, мм



Сечение ремня	l_p	b	h	e	f	$\alpha = (34 \pm 1)^\circ$		$\alpha = (36 \pm 1)^\circ$		$\alpha = (38 \pm 1)^\circ$	
						d_p	b_1	d_p	b_1	d_p	b_1
О(Z)	8,5	2,5	7,5	12,0	8,0	63...71	10	80...100	10,1	112...160	10,2
А(А)	11	3,3	9,0	15,0	10,0	75...112	13,1	125...160	13,3	180...400	13,4
Б(В)	14	4,2	11,0	19,0	12,5	125...160	17,0	180...224	17,2	250...500	17,4
В(С)	19	5,7	14,5	25,5	17,0	—	—	200...315	22,7	355...630	22,9
Г(Д)	27	8,1	20,0	37,0	24,0	—	—	315...450	32,3	500...900	32,6
Д(Е)	32	9,6	23,5	41,5	29,0	—	—	500...560	38,2	630...1120	38,6
Е	42	12,5	30,5	58,0	38,0	—	—	—	—	800...1400	50,6
УО(SРZ)	8,5	2,5	10	12,0	8,0	63...80	10,0	—	—	>80	10,2
УА(SРА)	11	3,3	13	15,0	10,0	90...112	12,8	—	—	>112	13,1
УБ(SРВ)	14	4,2	17	19,0	12,5	125...160	16,4	—	—	>180	16,7
УВ(SРС)	19	5,7	22	25,5	17,0	180...200	21,8	—	—	>200	22,0

Основные размеры шкивов для поликлиновых ремней приведены в табл. 24.

Таблица 24. Размеры шкивов для приводных поликлиновых ремней, мм



Для шкивов клиновых и поликлиновых ременных передач определяются следующие геометрические размеры.

Внешний диаметр шкива для передачи:

клиновыми ремнями

$$d_e = d_p + 2b;$$

поликлиновыми ремнями

$$d_e = d_p - 2\Delta.$$

Ширина шкива

$$M = (z - 1)e + 2f,$$

где z – число канавок на шкиве.

Толщина обода шкивов:

клиноремненных

$$\delta_{\text{чуг}} = (1,1 \dots 1,3)h;$$

поликлиновым ремнем

$$\delta_{\text{чуг}} = 1,6h.$$

Толщина обода стальных шкивов

$$\delta_{\text{ст}} \approx 0,8\delta_{\text{чуг}}.$$

Размер C

$$C = 8 \dots 14 \text{ мм.}$$

Диаметр ступицы

$$d_{\text{ст}} = (1,55 \dots 1,65)d.$$

Шкив зубчатого ремня (рис. 20, б) представляет собой зубчатое колесо, головки зубьев у которого срезаны до диаметра, расположенного ниже делительной окружности d (совпадающей с нейтральным слоем ремня (рис. 20, а)) на величину $2\delta_p$.

Для шкивов зубчато-ременных передач определяются следующие геометрические размеры.

Модуль зацепления $m = p / \pi$ (1; 1,5; 2,0; 3,0; 4,0; 5,0; 7,0; 10,0).

Шаг ремня p (3,14; 4,71; 6,28; 9,41; 12,57; 15,71; 21,99; 31,42).

Диаметры:

делительной окружности

$$d = mz;$$

окружности выступов
окружности впадин

$$d_a = d - 2\delta_p + k;$$

$$d_f = d_a - 1,8m.$$

Угол впадины:

при $m \leq 2,0$ мм

$$2\gamma = 50 \pm 1^\circ;$$

при $m \geq 3,0$ мм

$$2\gamma = 40 \pm 1^\circ.$$

Расстояние от впадины зуба ремня до средней линии металлического троса:

при $m = 2,0$ и $3,0$ мм

$$\delta_p = 0,6 \text{ мм};$$

при $m = 4,0 \dots 10,0$ мм

$$\delta_p = 0,8 \text{ мм}.$$

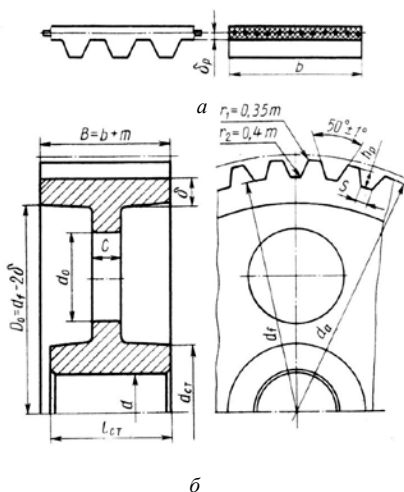


Рис. 20. Шкив зубчато-ременной передачи:
а – конструкция зубчатого ремня; б – обод шкива

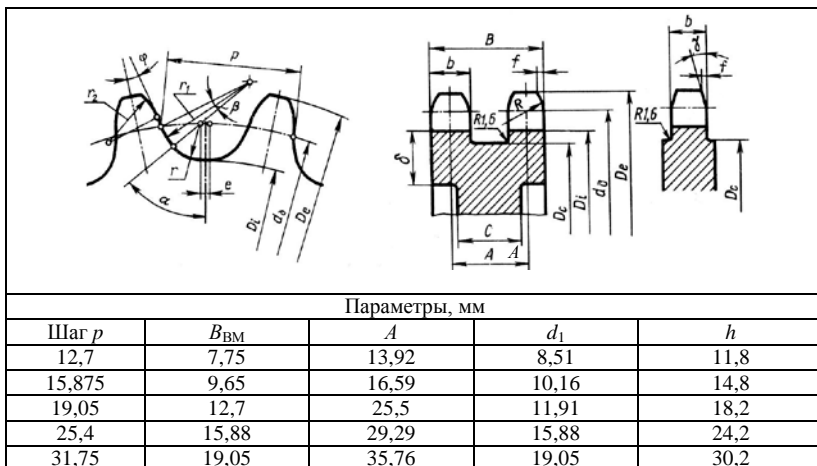
Поправочный коэффициент k учитывает нагрузку и податливость троса, улучшающих распределение нагрузки между зубьями ремня на дуге обхвата, принимается по следующей рекомендации [7].

d_a , мм	до 50	50...78	80...113	120...198	200...318	320...500
k , мм	0,08	0,1	0,12	0,13	0,15	0,18

Числа зубьев z_1 и z_2 , ширина ремня b принимаются из расчета зубчато-ременной передачи.

Звездочки роликовых и втулочных цепей во многом подобны зубчатым колесам (табл. 25).

Таблица 25. Конструкция звездочек роликовых и втулочных цепей



Размеры венца звездочек роликовых и втулочных цепей определяют по следующим соотношениям:

делительный диаметр
 диаметр окружности выступов
 диаметр проточки
 ширина зуба цепи однорядной
 двух- и трехрядной
 ширина венца

$$\begin{aligned}
 d_d &= p / \sin(180^\circ / z); \\
 D_e &= p[0,6 + \text{ctg}(180^\circ / z)]; \\
 D_c &= p \text{ctg}(180^\circ / z) - 1,3h; \\
 b &= (0,93B_{\text{ВН}} - 0,15), \text{ мм}; \\
 b &= (0,9B_{\text{ВН}} - 0,15), \text{ мм}; \\
 B &= (n - 1)A + b,
 \end{aligned}$$

где n – число рядов цепи;
 радиус закругления зуба
 толщина обода
 толщина диска
 угол скоса
 радиус впадины

$$\begin{aligned}
 R &= 1,7d_1; \\
 \delta &= 1,5(D_e - d_d); \\
 c &= (1,2 \dots 1,3)\delta; \\
 \gamma &\approx 20^\circ; \\
 r &= (0,5025d_1 + 0,05), \text{ мм}.
 \end{aligned}$$

Размеры венца и конструкция звездочек зубчатых цепей представлены в табл. 26.

Для звездочек зубчато-ременных передач определяются следующие геометрические размеры:

делительный диаметр
 диаметр окружности выступов
 диаметр окружности впадин
 диаметр проточки
 ширина венца
 ширина направляющей канавки

$$\begin{aligned}
 d_d &= p / \sin(180^\circ / z); \\
 D_e &= p / \text{tg}(180^\circ / z); \\
 D_i &= d_d - 2h_2 / \cos(180^\circ / z); \\
 D_c &= D_e - 1,5p; \\
 b &= B + 2S; \\
 a &= 2S;
 \end{aligned}$$

толщина обода

$$\delta = h_2;$$

толщина диска

$$c = (1,2 \dots 1,3)\delta.$$

Диаметр и длину ступицы звездочек выполняют по соотношениям для зубчатых колес.

Таблица 26. Конструкция звездочек зубчатых цепей

Шаг цепи, мм	Параметры, мм								
	h_1	S	e	B					
12,7	7	1,5	1,3	22,5	28,5	34,5	40,5	46,5	52,5
15,875	8,7	2	1,6	30	38	46	54	62	70
19,05	10,5	3	1,9	45	57	69	81	93	—
25,4	13,35	3	2,5	57	75	93	111	—	—

Литература: [3, 6, 8, 9, 13, 14, 18, 23, 26, 27, 28, 29].

6.8. Компоновка редуктора и конструирование корпусных деталей, стаканов и крышек подшипников

6.8.1. Компоновка редуктора

Компоновка редуктора выполняется после завершения прочностных расчетов зубчатых передач. Компоновка редуктора выполняется:

- для размещения внутри редуктора зубчатых колес всех ступеней так, чтобы получить минимальные внутренние размеры редуктора ($B_{вн}$ и $L_{вн}$);
- проверки, не накладываются ли валы (зубчатые колеса) одной ступени редуктора на валы (зубчатые колеса) другой ступени;
- определения расстояния между опорами валов L и длин консольных участков;
- определения точек приложения сил, нагружающих валы.

При выполнении компоновки необходимо определить следующие размеры (рис. 21, 22, 23):

1. Толщина стенки редуктора δ ($\delta_{\min} = 8$ мм по литейным требованиям):

Для редукторов цилиндрических:

одноступенчатых

$$\delta = (0,025a_{\text{цил1}} + 1), \text{ мм};$$

двухступенчатых

$$\delta = (0,025a_{\text{цил2}} + 3), \text{ мм}.$$

Для конических редукторов:

одноступенчатых

$$\delta = (0,05R_e + 1), \text{ мм};$$

коническо-цилиндрических

$$\delta = (0,025a_{\text{цил}} + 3), \text{ мм}.$$

Для редукторов червячных:

одноступенчатых

$$\delta = (0,04a_{\text{черв}} + 2), \text{ мм};$$

червячно-цилиндрических

$$\delta = (0,04a_{\text{черв}} + 3), \text{ мм};$$

(большая величина)

$$\delta = (0,025a_{\text{цил2}} + 3), \text{ мм}.$$

2. Расстояние от внутренней поверхности стенки редуктора:

до боковой поверхности вращающейся части – $c = (1,0 \dots 1,2)\delta$, мм;

до боковой поверхности подшипника качения – $c_1 = 3 \dots 5$ мм.

3. Расстояние в осевом направлении между вращающимися частями:

смонтированными на одном валу – $c_2 = 0 \dots 5$ мм;

на разных валах – $c_3 = (0,5 \dots 1,0)\delta$, мм.

4. Радиальный зазор между зубчатым колесом одной ступени и валом другой ступени (\min) – $c_4 = (1,2 \dots 1,5)\delta$, мм.

5. Радиальный зазор от поверхности вершин зубьев:

до внутренней поверхности стенки редуктора – $c_5 = 1,2\delta$, мм;

до внутренней нижней поверхности стенки корпуса (величину c_6 определяет также объем масляной ванны) – $c_6 = (5 \dots 10)m$, мм.

6. Расстояние от боковых поверхностей элементов, вращающихся вместе с валом, до неподвижных наружных частей редуктора – $c_7 = 5 \dots 8$ мм.

7. Ширина фланцев S , соединяемых болтом диаметром $d_{\text{болт}} = 1,5\delta$, $k = f(d_{\text{болт}})$ (табл. 27) – $S = k + \delta + 6$, мм.

Таблица 27. Значение коэффициента k в зависимости от $d_{\text{болт}}$

$d_{\text{болт}}$	k , мм	$d_{\text{болт}}$	k , мм	$d_{\text{болт}}$	k , мм
M8	24	M12	33	M20	48
M10	28	M16	40	M24	55

8. Длина цилиндрической части крышки (выбирается конструктивно) – $h_{4\min} = 5$ мм.

9. Расстояние между боковыми поверхностями подшипников, монтируемых парами, – $h_5 = 0 \dots 5$ мм.

Компоновочные схемы цилиндрических, конических и червячных редукторов с указанными размерами представлены на рис. 21, 22 и 23 соответственно.

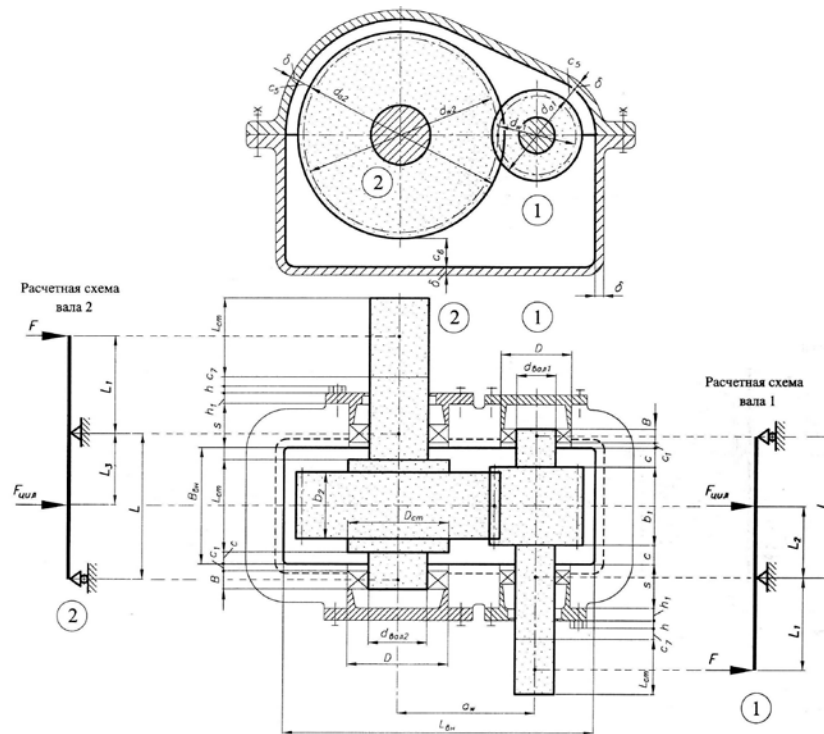


Рис. 21. Схема компоновки одноступенчатого цилиндрического редуктора

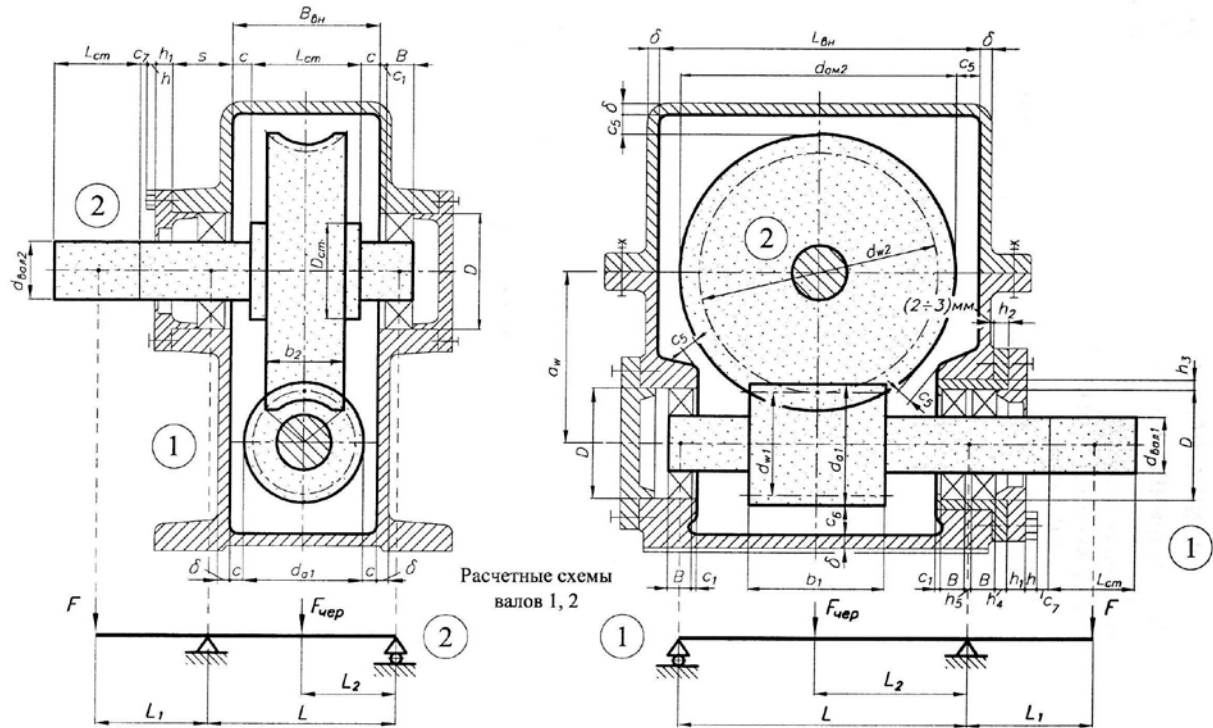


Рис. 23. Схема компоновки одноступенчатого червячного редуктора

6.8.2. Конструирование корпусных деталей

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 (рис. 24, табл. 28).

Материал литого корпуса обычно чугун СЧ10, СЧ15 или СЧ18; сварного – листовая сталь Ст2 или Ст3.

При конструировании корпуса редуктора должны быть обеспечены прочность и жесткость, исключаяющие перекосы валов. Для повышения жесткости служат ребра, располагаемые у приливов под подшипники. Корпус обычно выполняют разъемным, состоящим из основания (его иногда называют картером) и крышки. Плоскость разъема проходит через оси валов. В вертикальных цилиндрических редукторах разъемы делают по двум и даже по трем плоскостям. При конструировании червячных редукторов можно применять неразъемный корпус (при $a_w \leq 140$ мм) с двумя окнами по боковым стенкам, через которые при сборке вводят в корпус комплект вала с червячным колесом, и разъемный (плоскость разъема располагают по оси вала червячного колеса).

Несмотря на разнообразие форм корпусов, они имеют одинаковые конструктивные элементы – подшипниковые бобышки, фланцы, ребра, соединенные стенками в единое целое, – и их конструирование подчиняется некоторым общим правилам.

Основание корпуса и крышку фиксируют относительно друг друга двумя коническими штифтами.

Для предотвращения протекания масла плоскости разъема смазывают спиртовым лаком или жидким стеклом. Ставить прокладку между основанием и крышкой нельзя, так как при затяжке болтов она деформируется и посадка подшипников нарушается.

Типовые конструкции корпусов цилиндрического, конического и червячного редукторов представлены на рис. 25–27.

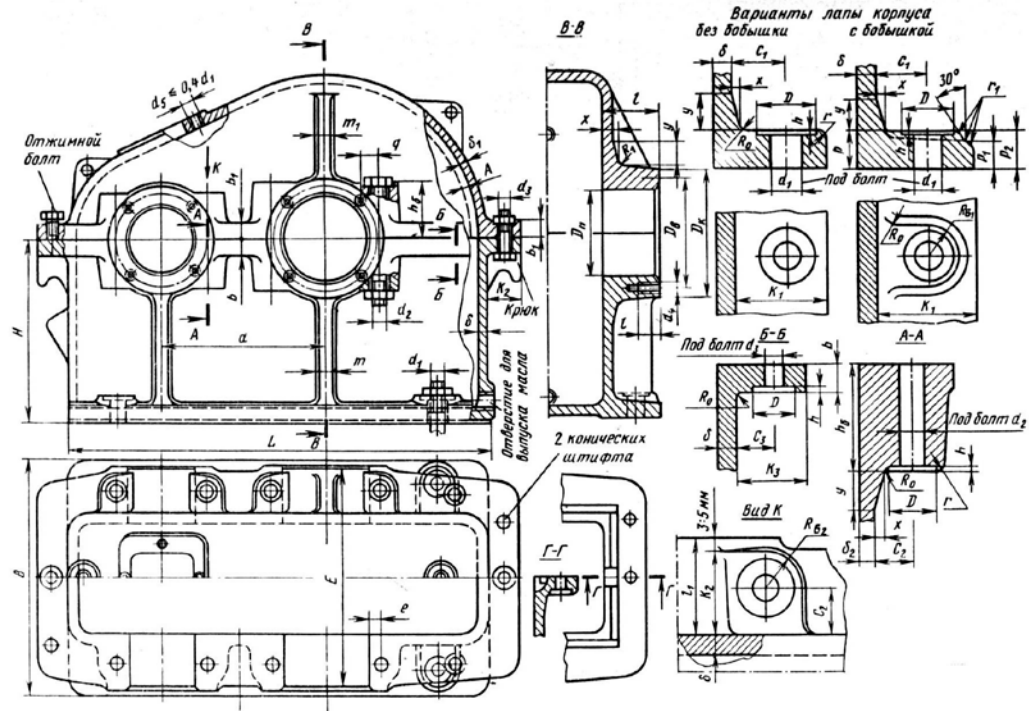


Рис. 24. Конструктивные элементы корпуса и крышки редуктора

Таблица 28. Основные элементы корпуса из чугуна

Параметры корпусных деталей	Ориентировочные соотношения
Толщина стенки корпуса	$\delta \approx 1,12\sqrt[3]{T_{\text{тнк}}} \geq 8$
Толщина стенки крышки	$\delta_1 = 0,9\delta$
Толщина ребра: в сопряжении со стенкой корпуса в сопряжении со стенкой крышки	$m = (0,8 \dots 1,0)\delta$ $m_1 = (0,8 \dots 1,0)\delta_1$
Толщина фланца корпуса	$b = 1,5\delta$
Толщина фланца крышки	$b_1 = 1,5\delta_1$
Толщина подъемных ушей: корпуса крышки	$\delta_2 = 2,5\delta$ $\delta_3 = 2,5\delta_1$
Толщина нижнего пояса корпуса (фундаментных лап): без бобышки при наличии бобышки	$p = 2,35\delta$ (или $p \approx 1,5d_1$) $p_1 = 1,5\delta$; $p_2 = (2,25 \dots 2,75)\delta$
Диаметр фундаментных болтов (их число ≥ 4)	$d_1 = \sqrt[3]{4T_{\text{тнк}}} \geq 12$ или $d_1 = (0,03 \dots 0,036)a_{\text{тнк}} + 12$; $d_1 = 0,072R_e + 12$
Диаметр болтов (винтов) соединения крышки с корпусом редуктора: у подшипников соединяющих основание корпуса с крышкой	$d_2 = (0,7 \dots 0,75)d_1$ $d_3 = (0,5 \dots 0,6)d_1$
Диаметр болтов (винтов) крепления торцовых крышек подшипников и крышки смотрового отверстия	$d_4 = d_5 \approx 0,5d_1 \geq 6$
Диаметр отжимных болтов (большие для тяжелых редукторов)	8...16 мм
Диаметр резьбы пробки для выпуска масла	$d_{\text{пр}} \geq (1,6 \dots 2,2)\delta$
Диаметр прилива подшипникового гнезда	$D_{\text{к}} \approx 1,25D_{\text{п}} + 10$
Расстояние от стенки корпуса до края фланца фундаментных лап	$K_1 = (2,2 \dots 2,5)d_1$
Расстояние от стенки до края фланца по разьему корпуса и крышки у подшипников у основания	$K_2 = (2,2 \dots 2,5)d_2$ $K_3 = (2,2 \dots 2,5)d_3$
Расстояние от стенки корпуса до оси болтов (винтов)	$C_1 \approx 0,5K_1$; $C_2 \approx 0,5K_2$; $C_3 \approx 0,5K_3$
Размеры, определяющие положение болтов d_2	$l \approx (1 \dots 1,2)d_2$; $q \geq 0,5d_2 + d_4$
Расстояние между осями болтов (винтов) для крепления: крышки редуктора к корпусу; крышки редуктора к корпусу в месте приливов под- шипниковых гнезд	$l_3 \approx (10 \dots 15)d_3$ $l_2 \approx D_{\text{п}} + (1,8 \dots 2)d_2$
Наименьший зазор между наружной поверхностью колеса и стенкой корпуса: по диаметру по торцам	$A \approx (1 \dots 1,2)\delta$ $A_1 \approx A$

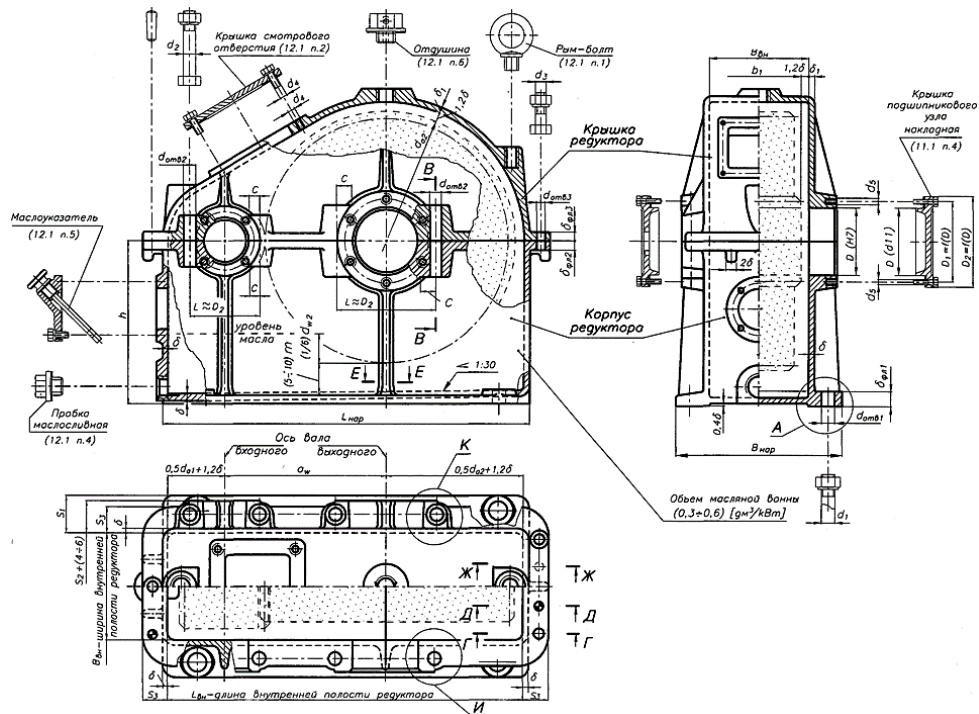
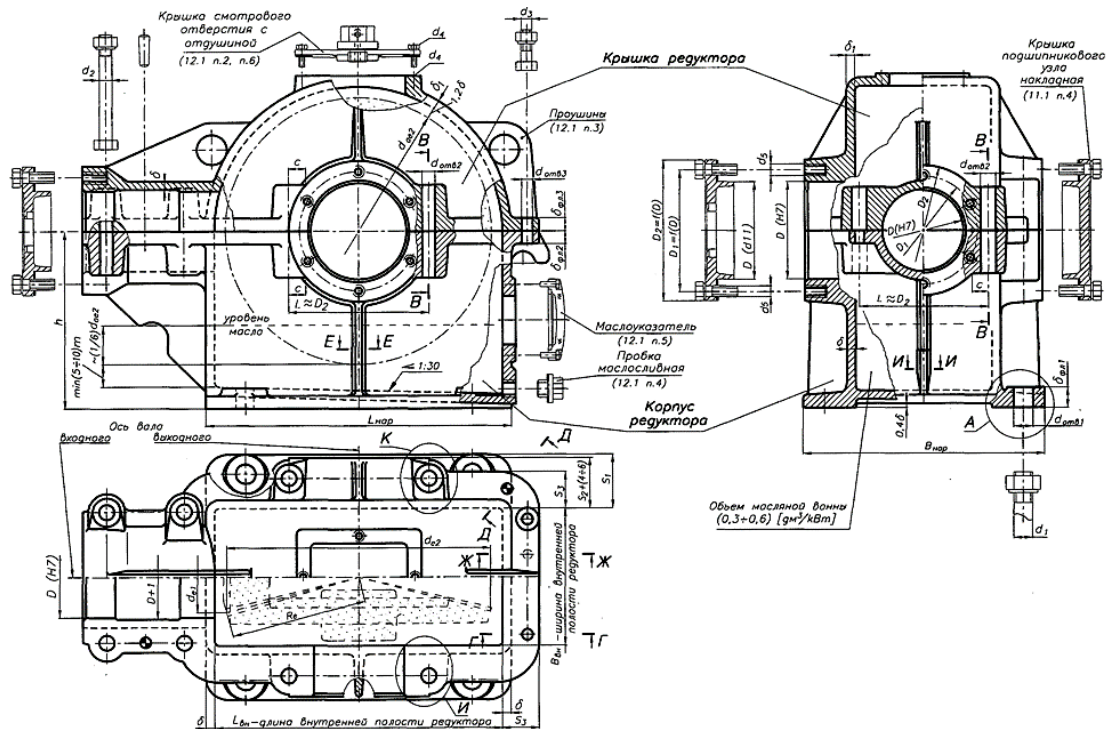


Рис. 25. Корпус одноступенчатого цилиндрического редуктора



6.8.3. Конструирование стаканов

Стаканы применяют для создания самостоятельного сборочного комплекта вала с фиксирующими опорами (рис. 28). Наиболее часто стаканы используют в конических и червячных передачах, где требуется точная установка и регулирование относительного положения зубчатых колес и червяка. Стаканы обычно выполняют литыми из чугуна СЧ15.

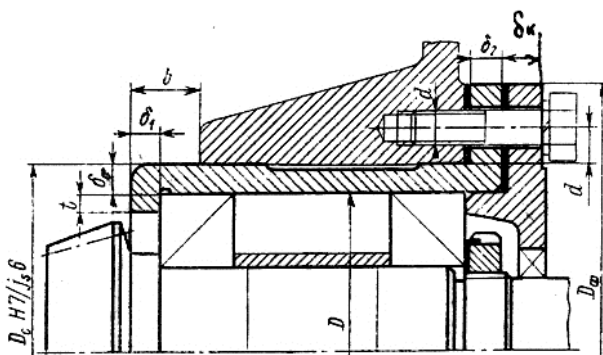


Рис. 28. Конструкция стакана для фиксирующих опор или опор конических зубчатых колес

Толщину δ стенки, δ_k крышки подшипника, диаметр d и число z винтов крепления стакана и крышки к корпусу назначают в зависимости от диаметра D наружного кольца подшипника (табл. 29).

Наружный диаметр стакана $D_a \approx D + 2\delta$ округляют до ближайшего стандартного числа из ряда.

Толщина фланца определяется следующим образом: $\delta_2 \approx 1,2\delta$.

Высоту t упорного заплечика согласуют с размером фаски наружного кольца подшипника.

Принимая $C \approx d(d_4)$, $h = (1,0 \dots 1,2)d$, получаем минимальный диаметр фланца стакана $D_\phi = D_a + (4,0 \dots 4,4)d$.

Для снижения массы корпуса допускается свисание стакана, $b = (1,5 \dots 2,0)\delta$.

Варианты конструкций стаканов, наиболее часто встречающиеся на практике, представлены на рис. 29.

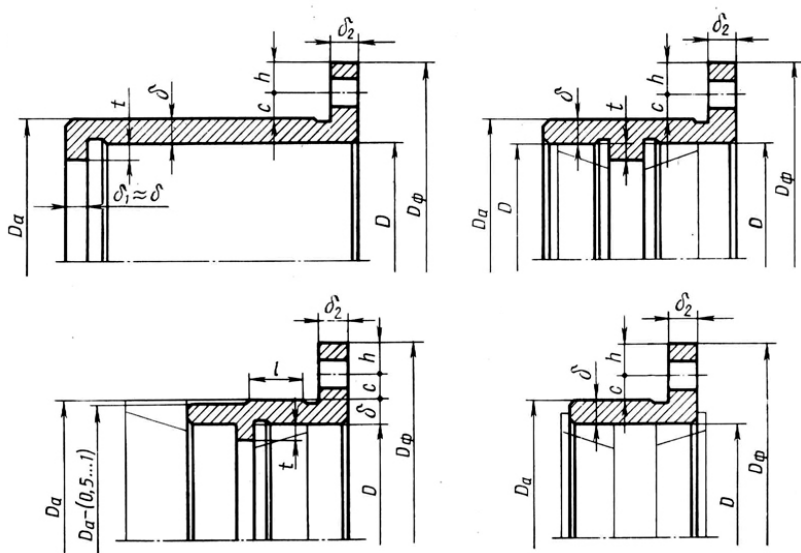


Рис. 29. Конструкции стаканов

Проточка, выполненная на наружной поверхности стакана (см. рис. 29), облегчает сборку и уменьшает длину шлифуемой поверхности.

Таблица 29. Основные размеры стаканов

Параметры	D , мм				
	< 50	50...62	63...95	100...145	150...220
δ , мм	4...5	5...7	7...9	9...11	11...13
δ_k , мм	5	5	6	7	8
$d(d_4)$, мм	6	6	8	10	12
z	4	4	4	6	6

Стаканы для подшипников вала конической шестерни перемещают при сборке для регулирования осевого положения конической шестерни. В этом случае применяют посадку стакана в корпус $H7/j_6$ или $H7/h_6$, для неподвижных – после установки в корпус стаканов применяют посадки $H7/k_6$ или $H7/t_6$.

6.8.4. Конструирование крышек подшипников

Крышки подшипников изготавливают из чугуна марок СЧ15, СЧ20. Различают крышки привертные и закладные.

Конструкция привертных крышек показана на рис. 30, закладных – на рис. 31.

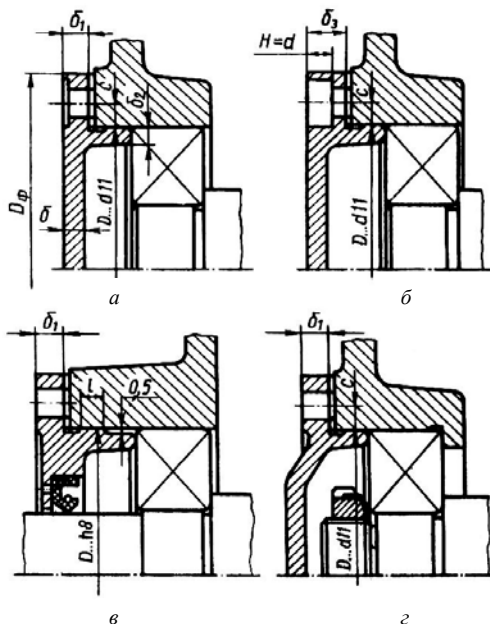


Рис. 30. Конструкция привертных крышек

Толщина стенки привертной крышки (δ_k или δ_1), диаметр d и число z винтов принимаются по табл. 29.

Поясок l с центрирующей цилиндрической поверхностью делают небольшим, чтобы он не мешал установке крышки по торцу корпуса, $l \approx 3 \dots 6$ мм.

В варианте по рис. 30, б крышку крепят винтами с цилиндрической головкой и шестигранным углублением под ключ. В этом случае толщину крышки принимают $\delta_3 = H + 0,8\delta$, где $H \approx d$ – высота головки винта. Толщину стенки глухой привертной крышки принимают равной $\delta = (0,8 \dots 1,0)\delta_1$.

При установке в крышке подшипников манжетного уплотнения (рис. 30, в) выполняют расточку отверстия так, чтобы можно было выпрессовать изношенную манжету.

При небольшом межосевом расстоянии фланцы двух соседних крышек подшипников могут перекрывать друг друга. В этом случае у обеих крышек фланцы срезают, оставляя между срезами зазор 1...2 мм.

Закладные крышки (рис. 31) широко применяют в редукторах, имеющих плоскость разреза по осям валов.

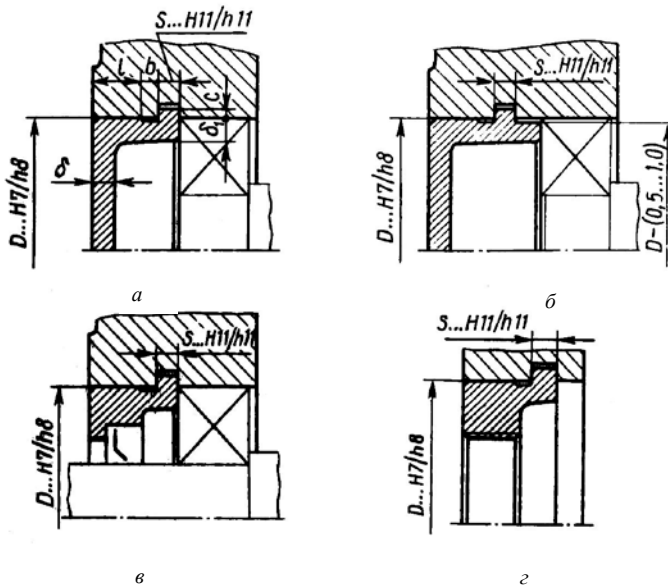


Рис. 31. Конструкция закладных крышек

Толщину стенки δ принимают по табл. 29. Размеры других элементов крышки следующие: $\delta_1 = (0,9...1)\delta$; $S = (0,9...1)\delta$; $c \approx 0,5S$; $b \approx 5...8$ мм; $l \geq b$.

Обычно крышки изготавливают из чугуна. Однако с целью повышения прочности резьбы закладную крышку с резьбовым отверстием под нажимной винт (рис. 31, г) изготавливают из стали.

Литература: [8, 9, 11, 13, 22, 23, 24, 26, 27, 28, 29].

6.9. Смазывание зубчатых и червячных передач

Для уменьшения потерь мощности на трение, снижения интенсивности изнашивания трущихся поверхностей, их охлаждения и очистки от продуктов износа, а также для предохранения от заедания, задиров, коррозии должно быть обеспечено надежное смазывание трущихся поверхностей.

6.9.1. Способы смазывания

Для редукторов общего назначения применяют непрерывное смазывание жидким маслом картерным непроточным способом (окунанием). Он применяется при окружной скорости зубчатых колес и червяков от 0,3 до 12,5 м/с [8]. При более высоких скоростях масло сбрасывается с зубьев центробежной силой, а также увеличиваются потери мощности на перемешивание масла.

Для открытых зубчатых передач, работающих при окружных скоростях до 4 м/с, обычно применяют периодическое смазывание весьма вязкими маслами или пластичными смазками, например, ЦИАТИМ 202 или ЛИТОЛ 24.

6.9.2. Выбор сорта масла

Выбор сорта масла зависит от значения расчетного контактного напряжения в зубьях σ_H и фактической окружной скорости колес v .

Сорт масла для зубчатых передач выбирается по табл. 30, для червячных передач – по табл. 31 [8, 20, 23, 26, 29].

Обозначение промышленных масел состоит из четырех знаков, каждый из которых показывает: И – промышленное; второй – принадлежность к группе по назначению (Г – для гидравлических систем, Т – для тяжелонагруженных узлов); третий – принадлежность к подгруппе по эксплуатационным свойствам (А – масло без присадок, С – масло с антиокислительными, антикоррозионными и противоизносными присадками, Д – масло с антиокислительными, антикоррозионными, противоизносными и противозадирными присадками, П – глубокоочищенное легированное); четвертый (число) – класс кинематической вязкости (табл. 32).

Таблица 30. Рекомендуемые сорта смазочных масел для зубчатых передач

Марка масла	Кинематическая вязкость, сСт
И-Г-А-22 (ИГА-22)	19...25
И-Г-А-32 (ИГА-32)	29...35
И-Г-А-46 (ИГА-46)	41...51
И-Г-А-68 (ИГА-68)	61...75

Таблица 31. Рекомендуемые сорта смазочных масел для червячных передач

Контактные напряжения σ_n , МПа	Скорость скольжения червячных передач v_s , м/с		
	До 2	2...5	Свыше 5
До 200	И-Т-Д-220 (ИТД-220) (ИГП-250; ИГП-182)	И-Т-Д-100 (ИТД-100) (ИГП-182; ИГП-152)	И-Т-Д-68 (ИТД-68) (ИГП-114)
200...250	И-Т-Д-460 (ИТД-460)	И-Т-Д-220 (ИТД-220)	И-Т-Д-100 (ИТД-100)
Свыше 250	И-Т-Д-680 (ИТД-680)	И-Т-Д-460 (ИТД-460)	И-Т-Д-220 (ИТД-220)

Таблица 32. Рекомендуемая кинематическая вязкость масла, мм²/с, (сСт)

Контактные напряжения σ_n , МПа	Рекомендуемая кинематическая вязкость (сСт) при окружной скорости, м/с; скорости скольжения, м/с		
	До 2	2...5	Свыше 5
Для зубчатых передач при 40 °С			
До 600	34	28	22
600...1000	60	50	40
1000...1200	70	60	50
Для червячных передач при 100 °С			
До 200	25	20	15
200...250	32	25	18
250...300	40	30	23

6.9.3. Определение объема масла

При смазывании окунанием приблизительно объем масляной ванны редуктора принимают из расчета 0,5...0,8 л масла на 1 кВт передаваемой мощности. Меньшие значения принимают для крупных редукторов (в дальнейшем объем уточняется в зависимости от уровня масла).

6.9.4. Определение уровня масла

Допускаемые уровни погружения колес цилиндрического редуктора в масляную ванну составляют (рис. 32):

$$h_m \approx (2m \dots 0,25d_2),$$

где m – модуль зацепления.

Считают, что в двухступенчатой передаче при окружной скорости колеса тихоходной ступени $v \geq 1$ м/с достаточно погружать в масло только колеса тихоходной передачи (рис. 32, а). При $v < 1$ м/с в масло должны быть погружены колеса обеих ступеней передачи (рис. 32, б).

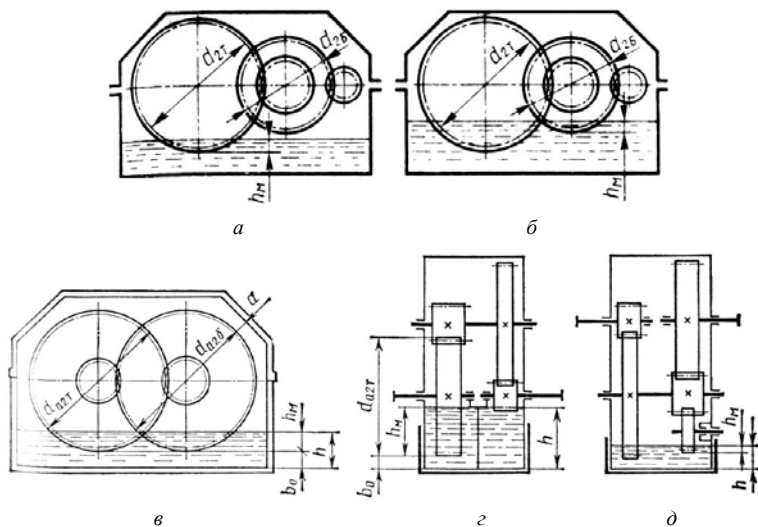


Рис. 32. Глубина погружения в масло деталей цилиндрического редуктора

В соосных редукторах при расположении валов в горизонтальной плоскости в масло погружают колеса быстроходной и тихоходной ступеней (рис. 32, в). При расположении валов в вертикальной плоскости погружают в масло шестерню и колесо, расположенные в нижней части корпуса (рис. 32, з). Если глубина погружения колеса окажется чрезмерной, то снижают уровень масла и устанавливают специальное смазывающее колесо I (рис. 32, д).

В конических или в коническо-цилиндрических редукторах в масляную ванну должны быть полностью погружены зубья конического колеса.

Глубину погружения в масло деталей червячного редуктора определяют по следующим зависимостям: при нижнем расположении червяка (рис. 33, а) $h_M \approx (0,1 \dots 0,5)d_{a1}$, при верхнем расположении червяка (рис. 33, б) $h_M \approx 2,0m \dots 0,25d_2$.

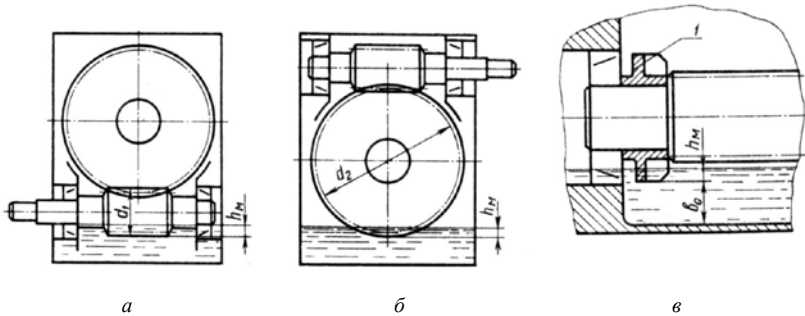


Рис. 33. Глубина погружения в масло деталей червячного редуктора

Если важно уменьшить в червячной передаче тепловыделение и потери мощности (например, при высокой частоте вращения червяка и длительной работе передачи), уровень масла в корпусе понижают. Для смазывания зацепления на червяке устанавливают разбрызгиватели (рис. 33, в). Масло заливают в этом случае до центра нижнего тела качения подшипника.

6.9.5. Контроль уровня масла

Уровень масла, находящегося в корпусе редуктора, контролируют с помощью маслоуказателей (рис. 34). Использование щупа по рис. 34, б предпочтительно, так как использование щупа по рис. 34, а вызывает некоторые технологические трудности при формовке корпуса и сверлении наклонного отверстия.

Крановые маслоуказатели (рис. 34, в) устанавливают парами для контроля за нижним и верхним уровнями масла. Круглые маслоуказатели удобны для корпусов, расположенных достаточно высоко над уровнем пола.

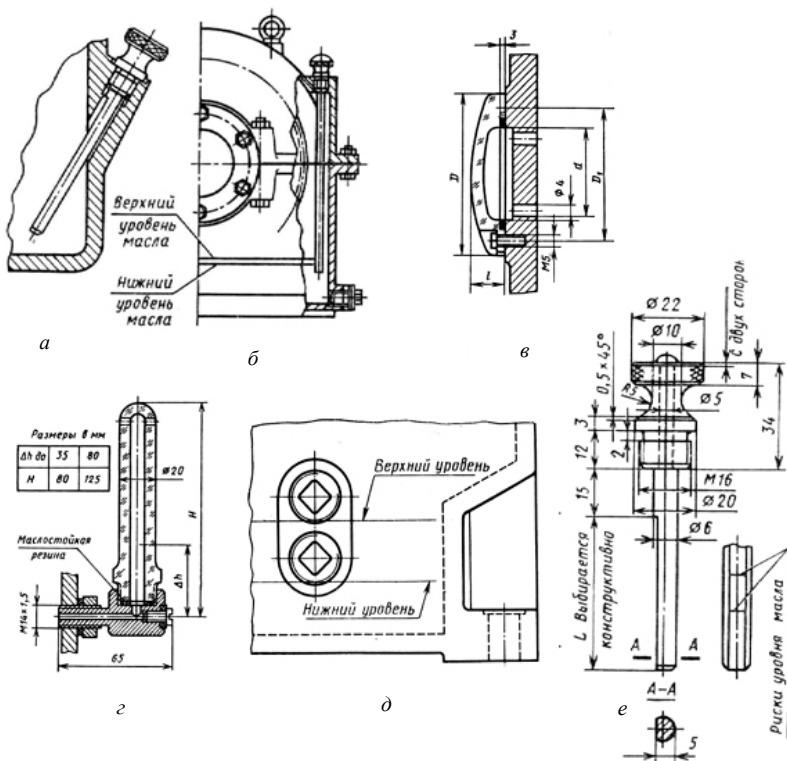


Рис. 34. Конструкции маслоуказателей:

a – железный (щуп) в основании корпуса; *б* – железный в крышке корпуса; *в* – круглый (фонарный); *г* – с трубкой из оргстекла; *д* – пробки (крановые маслоуказатели); *е* – примерные размеры маслоуказателя для небольших редукторов

6.9.6. Слив масла

При работе передач масло постепенно загрязняется продуктами износа деталей передач. С течением времени оно стареет, свойства его ухудшаются. Поэтому масло, налитое в корпус редуктора, периодически меняют. Для этой цели в корпусе предусматривают сливное отверстие, закрываемое пробкой с цилиндрической или конической резьбой (рис. 35). Размеры пробок (мм) с цилиндрической резьбой принимают по табл. 33, а с конической – по табл. 34.

Цилиндрическая резьба не создает надежного уплотнения (в отличие от конической резьбы), поэтому под пробку с цилиндрической резьбой ставят уплотняющие прокладки из фибры, алюминия, паронита или кольца из маслобензостойкой резины.

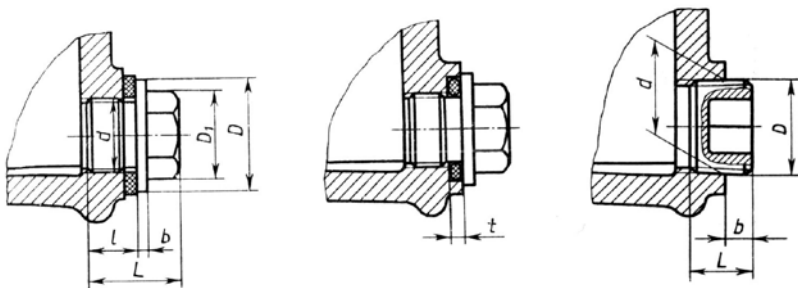


Рис. 35. Конструкции пробок для слива масла

Таблица 33. Размеры пробок с цилиндрической резьбой

d	l	L	b	D	D_1	t
M16×1,5	13	24	3	25	21,9	1,9
M20×1,5	15	28	4	30	25,4	2,2

Таблица 34. Размеры пробок с конической резьбой

d	D	L	b
K1/2"	20,9	15	7,5
K3/4"	26,4	17	7,5

Литература: [8, 9, 11, 13, 23, 24, 26, 27, 28, 29].

6.10. Конструирование муфт

Для соединения отдельных узлов и механизмов в единую кинематическую цепь используются муфты, различные типы которых могут также обеспечивать компенсацию смещения соединяемых валов (осевых, радиальных, угловых и комбинированных), улучшение динамических характеристик привода, ограничение передаваемого момента, включение и отключение отдельных частей привода и пр.

Наиболее распространенные муфты стандартизованы или нормализованы. Выбор муфт производится в зависимости от диаметра вала и передаваемого момента:

$$T_M = kT_{\text{ном}} \leq T_{\text{табл}}, \quad (52)$$

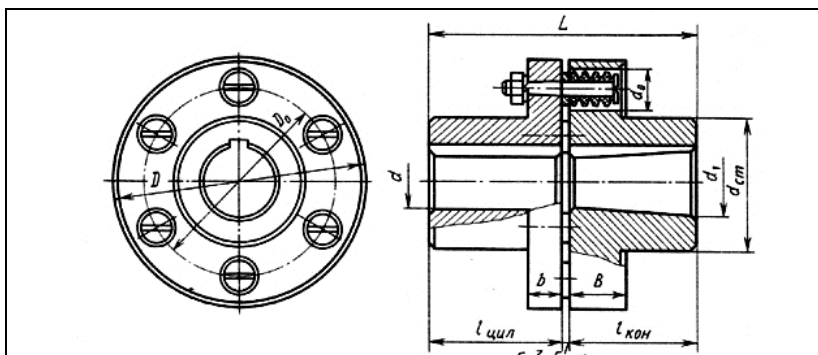
где $T_{\text{ном}}$ – номинальный длительно действующий момент;

k – коэффициент режима работы: 1,25...1,5 – транспортеры ленточные; 1,5...2,0 – транспортеры винтовые, цепные, скребковые; 1,25...1,5 – краны, лебедки, элеваторы [26].

После подбора муфты необходимо выполнить проверочные расчеты наименее прочных элементов (резиновых втулок, звездочек, шпонок, болтов и т. д.).

Из большого числа разнообразных муфт ниже приводятся лишь широко применяемые в механических приводах (табл. 35–38).

Таблица 35. Муфты упругие втулочно-пальцевые

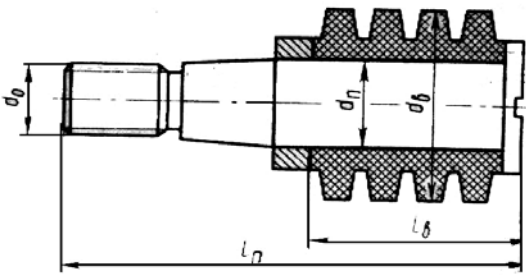


Момент T , Н · м	Угловая скорость ω , с ⁻¹ , не более	Отверстие			Габаритные размеры			Смещение осей валов, не более	
		d, d_1	$l_{\text{цил}}$	$l_{\text{кон}}$	L	D	d_0	радиальное Δr	угловое $\Delta \gamma$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
31,5	670	16; 18; 19	28	18	60	90	20	0,2	1°30'
63	600	20; 22; 24	36	24	76	100			
125	480	25; 28	42	26	89	120	28	0,3	
250	400	30	58	38	121	140			
		32; 35; 36; 38	58	38	121				
500	380	40; 42; 45	82	56	169	170			1°
		40; 42; 45	82	56	169				

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
710	315	45; 48; 50; 55; 56	82	56	170	190	36	0,4	1°
1000	300	50; 55; 56	82	56	170	220			
		60; 63; 65; 70	105	72	216				
2000	240	63; 65; 71; 75 80; 85; 90	105	72	218	250	46		
			130	95	268				

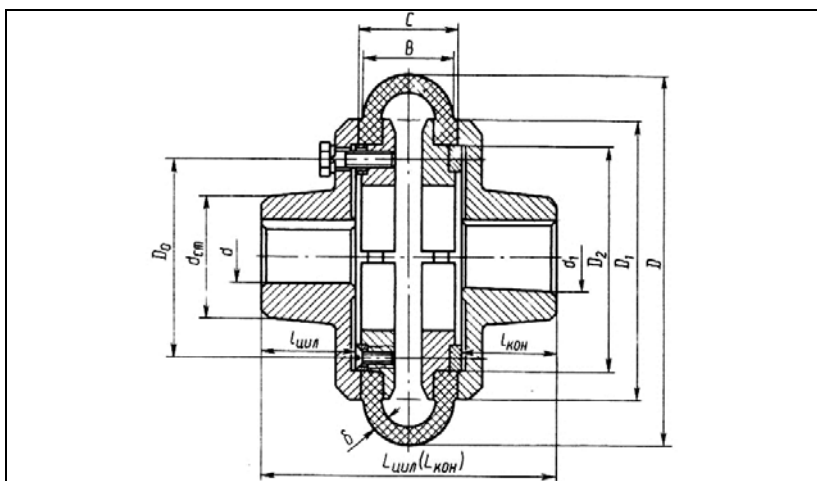
Примечание: 1. Ориентировочное соотношение некоторых размеров муфты: $B \approx 0,25D$; $b \approx 0,5B$; $D_0 = D - (1,5 \dots 1,6)d_0$, где d_0 – диаметр отверстия под упругую втулку; $d_{cr} = 1,6d_1$. 2. Пример условного обозначения муфты с номинальным вращающим моментом 250 Н·м; одна из полу муфт диаметром $d = 32$ мм, типа I, исполнения 1, другая – диаметром $d = 40$ мм, типа II, исполнения 2, климатического исполнения У, категории размещения 3: муфта упругая втулочно-пальцевая 250-32-I.1-40-II.2-У3 ГОСТ 21424-75.

Таблица 36. Муфты упругие втулочно-пальцевые. Втулки и пальцы



Момент $T, \text{Н} \cdot \text{м}$	Пальцы				Втулка упругая	
	d_n	l_n	d_0	Количество z	d_b	l_b
31,5	10	19	M8	4	19	15
63	10	19	M8	6	19	15
125	14	33	M10	4	27	28
250	14	33	M10	6	27	29
500	18	42	M12	6	35	36
710	18	42	M12	8	35	36
1000	18	42	M12	10	35	36
2000	24	52	M16	10	45	44

Таблица 37. Муфты упругие с торообразной оболочкой



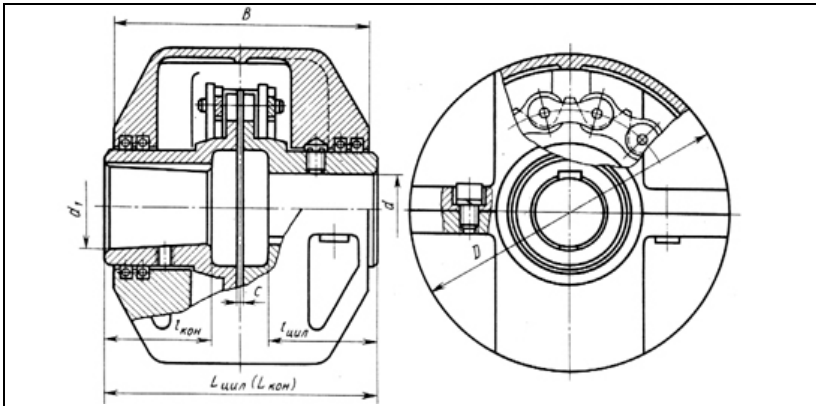
Момент T , Н · м	Угловая скорость ω , с ⁻¹ , не более	Отверстие			Габаритные размеры			Смещение осей валов, не более				
		d, d_1	$l_{\text{цил}}$	$l_{\text{кон}}$	$L_{\text{цил}}$	$L_{\text{кон}}$	D	Ради- альное Δr	Угло- вое $\Delta \gamma$	Осе- вое Δa		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11		
40	315	18; 19	30	20	115	100	125	1	1°	1		
		20; 22; 24	38	26	130	120						
		25	44	28	140	130						
80		22; 24	38	26	140	130	160	1,6		2		
		25; 28	44	28	150	140						
		30	60	40	185	170						
125	25; 28	44	28	155	145	180	2					
	30; 32; 35; 36	60	40	190	175							
200	260	30; 32; 35; 36; 38	60	40	200	185	200	2	2,5			
		40	84	60	250	235						
250	210	32; 35; 36; 38	60	40	205	185	220	2,5	1°30'	3		
		40; 42; 45	84	60	255	240						
315	210	35; 36; 38	60	40	215	195	250	2,5				
		40; 42; 45; 48	84	60	270	250						
500	170	40; 42; 45; 48; 50; 53; 55; 56	84	60	270	250	280	3			1°30'	3,6

800	170	48; 50; 53; 55; 56	84	60	280	270	320	3	1°30'	3,6
		60; 63	108	75	330	310				

Примечание: 1. Ориентировочное соотношение некоторых размеров муфты: $B \approx 0,25D$; $\delta = 0,05D$; $C = 0,06B$; $D_0 = (0,5 \dots 0,52)D$; $D_1 = 0,75D$; $D_2 = 0,6D$; $d_{ст} = 1,55d(d_1)$.

2. Пример условного обозначения муфты с номинальным вращающим моментом 250 Н · м, типа I, диаметром отверстия полумуфт $d = 40$ мм, с полумуфтами исполнения 1, климатического исполнения У, категории размещения 2: муфта 250-I-40-1-У2 ГОСТ 20884–82.

Таблица 38. Муфты цепные однорядные



Цепь ГОСТ 13568–75	Число зубьев полумуфты	Момент T , Н · м	Угловая скорость ω , с ⁻¹ , не более	Отверстие			Габаритные размеры			Смещение осей валов, не более		
				d , d_1	$l_{цил}$	$l_{кон}$	$L_{цил}$	$L_{кон}$	D	радиальное Δr	угловое $\Delta \gamma$	C
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
ПР-19,05-3180	12	63	170	20; 22; 24	36	25	102	80	110	0,15	1°	1,3
				25; 28	42	27	122	92				

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
ПП-25,4-6000	10	125	150	25; 28	42	27	122	92	125	0,2	1°	1,8
				30; 32; 35; 36	58	39	162	124	140	0,3		
12	250	126	32; 35; 36; 38	58	39	162	124	172				200
			40; 42; 45	82	57	222						
ПП-31,75-8850	14	500	105	40; 42; 45; 48; 50; 55; 56	82	57	222	172	200	0,4	3,5	
ПП-38,1-12700	12	1000	84	50; 55; 56	82	57	224	174	210	0,6		
				60; 63; 65; 70; 71	105	73	284	200				
ПП-50,8-22700	12	2000	75	63; 65; 70	105	73	284	220	280	0,6		
				71; 75; 80; 85; 90	130	94	344	272				

Примечание. Пример условного обозначения муфты, передающей номинальный вращающий момент $T = 1000 \text{ Н} \cdot \text{м}$, с диаметром посадочного отверстия полумуфт $d = 56 \text{ мм}$, с полумуфтами типа I, исполнение одной полумуфты 1, другой – 2, климатическое исполнение У, категории размещения 3: муфта цепная 1000-56-I.1×56-I.2-У3 ГОСТ 20884–82.

Полумуфты устанавливают на цилиндрические или конические концы валов. При постоянном направлении вращения и умеренно нагруженных валах полумуфты сажают на гладкие цилиндрические концы валов по переходным посадкам $H7/k6$; $H7/m6$. При реверсивной работе, а также при сильно нагруженных валах применяют посадку $H7/n6$. Для передачи вращающего момента используют шпоночное соединение.

Литература: [6, 8, 10, 23, 27, 32].

6.11. Конструирование рамы (плиты)

Установочные плиты и рамы предназначены для объединения механизмов привода в установку, монтируемую на фундамент.

Конфигурацию и размеры литой плиты или сварной рамы определяют при выполнении компоновочного чертежа привода. Можно рекомендовать следующую последовательность его выполнения (рис. 36).

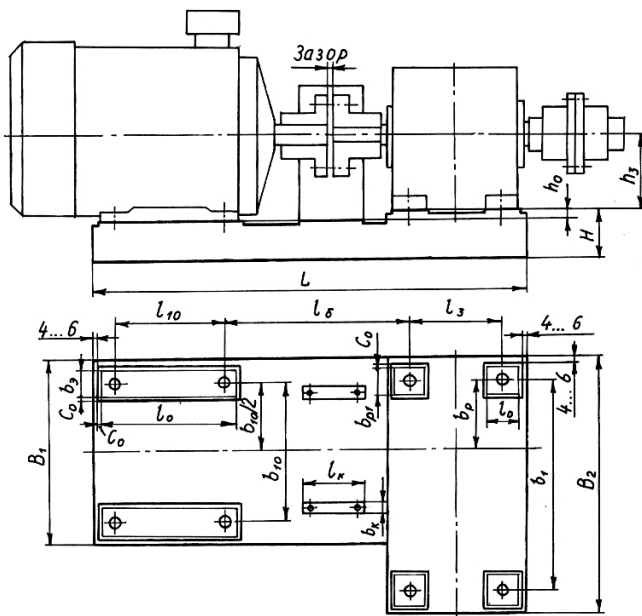


Рис. 36. Проектирование литой плиты и сварной рамы

В верхней части чертежа в масштабе вычерчивают контур электродвигателя.

В соединении с валом электродвигателя вычерчивают муфту. Вал редуктора соединяют с другой полумуфтой и вычерчивают контур редуктора с указанием положения фундаментных лап. В результате выясняют разность высот центров осей электродвигателя и редуктора h_0 и расстояние между болтами их крепления к плите (раме) l_6 .

На главном виде вычерчивают контур плиты (рамы) и приступают к конструированию плиты (рамы) на виде сверху. Для этого в контурах электродвигателя и редуктора наносят центры и контуры опорных поверхностей (фундаментных лап). Опорные поверхности под лапы электродвигателя, редуктора и защитного кожуха для муфты (если он необходим по технике безопасности) на плите (раме) выделяют в виде приливов (платиков) и подвергают механической обработке. Ширину и длину приливов (платиков) назначают больше ширины b_3, b_{p1}, b_k и длины l_0, l_p, l_k опорных (присоединительных) поверхностей электродвигателя, редуктора и защитного кожуха на величину $2C_0 = 8 \dots 10$ мм.

Длину плиты (рамы) определяют следующим образом:

$$L = l_{10} + l_6 + l_3 + (l_0 - l_{10}) / 2 + l_p / 2 + 2C_0 + (8 \dots 12), \quad (53)$$

где l_{10}, l_3 – расстояния между болтами крепления электродвигателя и редуктора.

Высоту плиты (рамы) H , в значительной мере определяющую жесткость, назначают в зависимости от L :

$$H = (0,08 \dots 0,12)L. \quad (54)$$

По этому размеру принимается ближайший больший размер швеллера.

Ширину B_1 и B_2 рассчитывают по следующим зависимостям:

$$\begin{aligned} B_1 &= b_{10} + b_3 + 2C_0 + (8 \dots 10), \\ B_2 &= b_1 + b_{p1} + 2C_0 + (8 \dots 10). \end{aligned} \quad (55)$$

где b_{10} и b_1 – расстояние между болтами крепления электродвигателя и редуктора.

Для крепления рамы к полу цеха применяют фундаментные болты, их расположение определяют при проектировании рамы (рис. 37).

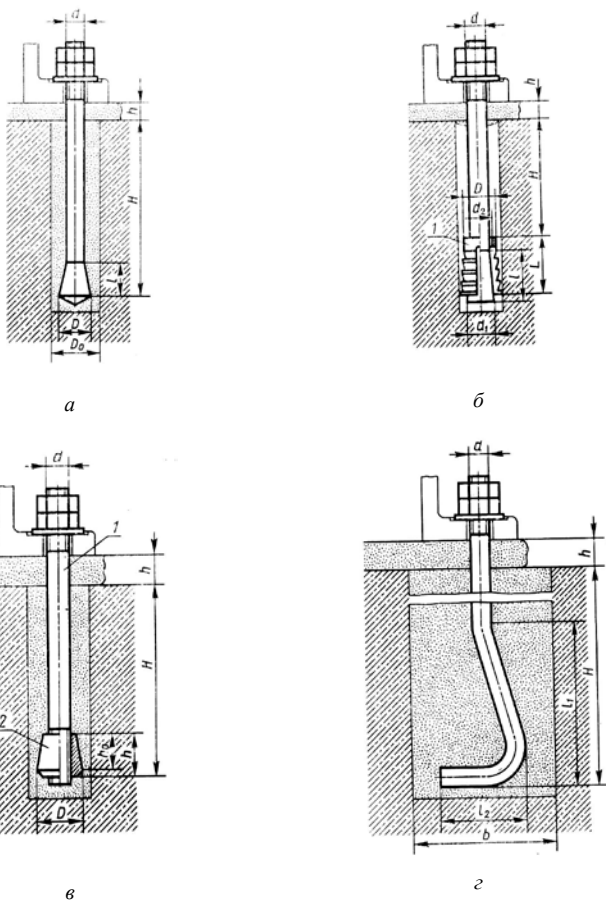


Рис. 37. Конструкция фундаментных болтов: *а* – с коническим концом; *б* – с коническим концом и цанговой распорной втулкой *1*; *в* – болт, состоящий из шпильки *1* и конической гайки *2*; *г* – с изогнутым концом

Диаметр и число фундаментных болтов принимают следующими.

Длина рамы L , мм	До 700	700...1000	1000...1500
Диаметр болтов, мм	16	18...20	22...24
Минимальное число болтов	4	6	8

Ориентировочное расстояние между болтами должно быть равно 300...500 мм. При сложной конфигурации рамы число болтов может быть увеличено.

Глубина заложения болта $H = 150 \dots 300$ мм, для болта с изогнутым концом $H \approx 20d$.

Литература: [8, 11, 13, 23, 26, 27, 28, 29].

6.12. Выбор посадок

На сборочном чертеже для основных сопряжений необходимо выбрать посадку, систему и квалитет. Пример выбора некоторых посадок дан в табл. 39.

Таблица 39. Рекомендуемые виды посадок

Сопряжение	Условное обозначение по ГОСТу
Внутреннее кольцо подшипника на вал	$js5, k6, m6, n6$
Наружное кольцо подшипника в корпус (или в стакан)	$H7, N7, K7$
Зубчатые колеса на валах	$H7 / p6, H7 / r6, H7 / s6,$ $H7 / k6, K7 / h6$
Шкивы и звездочки	$H7 / js6, H7 / h6$
Стаканы под подшипник качения в корпус редуктора	$H7 / h6, H7 / k6, H7 / js6$
Крышки подшипников в корпус (или в стакан)	$H7 / h8, H7 / f9, H7 / d11$
Распорные втулки на валах	$F9 / k6, D11 / k6, D9 / h9,$ $D9 / k6, H7 / js6$
Распорные кольца	$H8 / h8$
Полумуфты на валах	$H7 / k6, H7 / r6, H7 / m6, H7 / n6$
Шпоночная канавка в ступице по ширине	$D10, Js9, P9$
Шпоночная канавка в ступице по глубине	$H12$
Шпоночная канавка на валу по ширине	$P9, N9, H9$
Шпоночная канавка на валу по глубине	$H12$
Шпонка по ширине	$h9$
Шпонка по длине	$h14$
Шпонка в сборе в ступице (по ширине)	$D10 / h9, Js9 / h9, P9 / h9$
Шпонка в сборе на валу (по ширине)	$H9 / h9, N9 / h9, P9 / h9$
Шпонка в сборе на валу (по длине)	$H8 / h14$
Венец червячного колеса на ободке колеса	$H7 / r6, H7 / s6, H9 / x8$
Шпонка цилиндрическая	$H7 / x8$
Штифт стопорный на валу (неподвижный)	$H7 / m6$
Штифт центровочный (крышка корпуса – основание корпуса)	$H7 / h6, Js7 / h6$

Сопряжение	Условное обозначение по ГОСТу
Отверстие в крышке подшипника под манжету	$H8$
Участок вала под уплотнение (манжету)	$h11$
Щелевое уплотнение	$H11 / d11$
Шлицевое соединение в сборе с центрированием по d	$d - 8 \times 36 H7 / f7 \times 40 \times 7 D9 / f8$
Шлицевое соединение в сборе с центрированием по D	$D - 8 \times 36 \times 40 H7 / js6 \times 7 D9 / js7$
Шлицевое соединение в сборе с центрированием по b	$b - 8 \times 36 \times 40 \times 7 F8 / f8$

6.13. Сборка и регулировка редуктора

Рассмотрим пример сборки двухступенчатого цилиндрического редуктора с вертикальными валами. Перед сборкой внутренние части корпусных деталей очищают и покрывают маслостойкой краской. Перед общей сборкой собираются валы с насаженными деталями. На тихоходный вал последовательно надеваются мазеудерживающее кольцо, верхний подшипник, втулка, нижний подшипник, кольцо. Все детали фиксируются в осевом направлении пружинной шайбой. Собранный вал вставляется в отверстие корпуса. Подшипники перед сборкой нагреваются в масле. К корпусу крепится маслозащитный стакан. Далее на вал надевается зубчатое колесо внутреннего зацепления. Затем на вал надевается подшипниковая крышка, которая крепится к корпусу. На промежуточный вал надевается косозубое колесо, мазеудерживающее кольцо и нижний подшипник. На быстроходный вал-шестерню надеваются предварительно нагретые в масле подшипники качения и мазеудерживающее кольцо. Из-за размеров колес быстроходной ступени собранные быстроходный вал-шестерня и промежуточный вал вставляются в отверстия корпуса редуктора строго одновременно. Снизу на промежуточный вал надевается прямозубая шестерня, которая фиксируется в осевом направлении крышкой. Корпус редуктора вместе с установленными промежуточным и быстроходным валами устанавливается на основание и фиксируется болтами. Сверху на промежуточный вал надевается подшипник. Сверху на корпус редуктора надевается крышка корпуса и фиксируется болтами. На быстроходный и промежуточный валы сверху надеваются подшипниковые крышки, которые винтами крепятся к корпусу. Перед установкой в проточки

подшипниковых крышек закладываются манжетные уплотнения, предварительно пропитанные маслом. Затем на подшипниковые крышки надеваются регулировочные прокладки (комплект). Собранные крышки вставляются в гнезда корпуса и крепятся к нему. После сборки производится регулировка редуктора. Чтобы не регулировать зубчатые зацепления, ширина шестерен делается больше ширины колес. Регулировка подшипников производится набором регулировочных прокладок, устанавливаемых между корпусом и подшипниковыми крышками. Регулировка подшипников тихоходного вала (на валу установлены радиальные подшипники) заключается в создании зазора между торцом наружного кольца подшипника и торцом подшипниковой крышки. Требуемый зазор получается за счет подбора толщины регулировочных прокладок. Регулировка подшипников быстроходного и промежуточного валов (подшипники радиально-упорные) заключается в создании предварительного натяга в подшипниках (смещение наружного кольца подшипника относительно внутреннего) за счет изменения толщины регулировочных прокладок. В собранном редукторе быстроходный вал должен свободно проворачиваться. Закручивается пробка маслоспускного отверстия, и устанавливается маслоуказатель. Заливается масло. Собранный редуктор обкатывается.

6.14. Техника безопасности

При освещении вопросов техники безопасности во время монтажа и в период эксплуатации редукторной установки необходимо руководствоваться приведенными ниже правилами.

Предусмотреть надежное крепление электродвигателя и редуктора к раме и рамы к фундаменту.

Вращающиеся детали (входные и выходные концы валов, муфты) должны иметь защитный кожух.

Ременные, цепные, открытые зубчатые и червячные передачи должны быть ограждены (кожухом из листового металла или мелкой металлической сеткой).

Электрические провода должны иметь защитный экран (пропущены через трубку).

Концы проводов (подвод к электродвигателю) должны быть изолированы и закрыты крышкой.

Установка должна быть заземлена.

Рама после слесарной обработки и сварки не должна иметь заусенцев.

Проводить осмотр зацепления, регулировки, устранение неисправностей и сборочно-разборочные работы необходимо только при выключенном электродвигателе.

При работе не прикасаться к вращающимся деталям. Техническое обслуживание производить при полной остановке электродвигателя.

Регулярно контролировать уровень масла в редукторе и следить за наличием смазки в подшипниках.

Не допускать к работе лиц, которые не прошли инструктаж по технике безопасности и обслуживанию редукторной установки.

При обслуживании, монтаже и демонтаже пользоваться только исправными инструментами.

Не допускать грубых ударов по деталям во избежание их порчи.

При хранении все открытые детали должны иметь антикоррозийную окраску или смазку. Нельзя хранить детали в сырых помещениях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Детали машин и подъемно-транспортные механизмы. Учебная программа учреждения высшего образования для специальности 1-74 06 01 Техническое обеспечение процессов сельскохозяйственного производства / В. М. Горелько, А. В. Пашкевич, Н. С. Сентюрков. – Горки: БГСХА, 2019.
2. Детали машин и основы конструирования. Учебная программа учреждения высшего образования для специальности 1-74 06 04 Техническое обеспечение мелиоративных и водохозяйственных работ / В. М. Горелько, А. В. Пашкевич, Н. С. Сентюрков. – Горки: БГСХА, 2020.
3. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. / под ред. И. Н. Жестковой. – Москва: Машиностроение, 2006. – Т. 2. – 960 с.
4. Гузенков, П. Г. Детали машин: учебник / П. Г. Гузенков. – Москва: Высш. шк., 1986. – 359 с.
5. Гжиров, Р. И. Краткий справочник конструктора / Р. И. Гжиров. – Ленинград: Машиностроение, 1983. – 464 с.
6. Детали машин: Атлас конструкций: учеб. пособие / В. Н. Беляев [и др.]; под ред. Д. Н. Решетова. – Москва: Машиностроение, 1979. – 367 с.
7. Детали машин в примерах и задачах: учеб. пособие / С. Н. Ничипорчик [и др.]; под общ. ред. С. Н. Ничипорчика. – Минск: Выш. шк., 1981. – 432 с.
8. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – Москва: Высш. шк., 1985. – 416 с.
9. Дунаев, П. Ф. Детали машин. Курсовое проектирование: учеб. пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – Москва: Высш. шк., 1984. – 336 с.
10. Иванов, М. Н. Детали машин: учебник / М. Н. Иванов, В. А. Финогонов. – Москва: Высш. шк., 2003. – 408 с.
11. Иванов, М. Н. Детали машин. Курсовое проектирование: учеб. пособие / М. Н. Иванов, В. Н. Иванов. – Москва: Высш. шк., 1975. – 551 с.
12. Расчеты деталей машин: справ. пособие / А. В. Кузьмин [и др.]. – Минск: Выш. шк., 1986. – 400 с.
13. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие / В. Н. Кудрявцев [и др.]; под ред. В. Н. Кудрявцева. – Ленинград: Машиностроение, 1984. – 400 с.
14. Курсовое проектирование деталей машин: справ. Пособие: в 2 ч. / А. В. Кузьмин [и др.]. – Минск: Выш. шк., 1982. – Ч. 1. – 208 с.
15. Курсовое проектирование деталей машин: справ. Пособие: в 2 ч. / А. В. Кузьмин [и др.]. – Минск: Выш. шк., 1982. – Ч. 2. – 334 с.
16. Перель, Л. Я. Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор: справочник / Л. Я. Перель. – Москва: Машиностроение, 1983. – 543 с.
17. Попова, Г. Н. Машиностроительное черчение: справочник / Г. Н. Попова, С. Ю. Алексеев. – Санкт-Петербург: Политехника, 2006. – 456 с.
18. Лустенков, М. Е. Детали машин: учеб. пособие / М. Е. Лустенков. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2018. – 240 с.
19. Скойбеда, А. Т. Детали машин. Теория и расчет: учеб.-метод. пособие / А. Т. Скойбеда, В. А. Агейчик, И. Н. Кононович. – Минск: БГАТУ, 2014. – 372 с.
20. Решетов, Д. Н. Детали машин: учебник / Д. Н. Решетов. – Москва: Машиностроение, 1989. – 496 с.
21. Стандарт предприятия. Проекты (работы) курсовые и дипломные. Общие требования к оформлению. СТП БГСХА 2.001–2011. – Горки, 2011. – 243 с.

22. Устюгов, И. И. Детали машин: учеб. пособие / И. И. Устюгов. – Москва: Высш. шк., 1981. – 399 с.
23. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие / С. А. Чернавский [и др.]. – Москва: Машиностроение, 1987. – 416 с.
24. Чернилевский, Д. В. Курсовое проектирование деталей машин и механизмов: учеб. пособие / Д. В. Чернилевский. – Москва: Высш. шк., 1980. – 238 с.
25. Чернин, И. М. Расчеты деталей машин: справ. пособие / И. М. Чернин, А. В. Кузьмин, Г. М. Ицкович. – Минск: Высш. шк., 1978. – 472 с.
26. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие / А. Е. Шейнблит. – Москва: Высш. шк., 1991. – 432 с.
27. Курмаз, Л. В. Детали машин. Проектирование: учеб. пособие / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. – Минск: УП «Технопринт», 2002. – 290 с.
28. Атлас конструкций узлов и деталей машин: учеб. пособие / под ред. О. А. Ряховского. – Москва: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. – 384 с.
29. Детали машин и основы конструирования: учеб. пособие / под ред. М. Н. Ерохина. – Москва: КолосС, 2005. – 462 с.
30. Скойбеда, А. Т. Детали машин и основы конструирования: учебник / А. Т. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик; под общ. ред. А. Т. Скойбеда. – 2-е изд. – Минск: Высш. шк., 2006. – 560 с.
31. Дремук, В. А. Расчет валов: учеб.-метод. пособие / В. А. Дремук, В. М. Горелько. – Барановичи: РИО БарГУ, 2007. – 71 с.
32. Муфты механических приводов. Расчет и проектирование: учеб.-метод. пособие / А. Т. Скойбеда [и др.]; под общ. ред. А. Т. Скойбеда. – Минск: ИВЦ Минфина, 2019. – 268 с.
33. Расчет открытых зубчатых передач: методические указания к выполнению курсового проекта / А. В. Пашкевич [и др.]. – Горки: БГСХА, 2017. – 35 с.
34. Детали машин и основы конструирования. Расчет ременных передач: метод. указания / А. В. Пашкевич [и др.]. – Горки: БГСХА, 2018. – 48 с.
35. Детали машин и основы конструирования. Расчет цепных передач: метод. указания / А. В. Пашкевич [и др.]. – Горки: БГСХА, 2019. – 36 с.
36. Детали машин и основы конструирования. Подшипники качения. Конструкции и система условных обозначений: метод. указания / В. М. Горелько [и др.]. – Горки: БГСХА, 2020. – 30 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Механические характеристики сталей и чугунов

Механические характеристики сталей

Материал	Термо- обработка	$\sigma_{вр}$	$\sigma_{т}$	$[\sigma]_p$	$\sigma_{-1и}$	$\sigma_{0и}$	$\tau_{-1и}$	$\tau_{0и}$
		МПа						
Ст0	–	280...570	165...195	100...110	–	–	–	–
Ст3		340...520	185...235	120...150	170	300	100	200
Ст4		400...580	215...275	140...165	180	330	110	220
Ст5		460...670	255...295	150...180	240	420	130	280
Ст6		550...770	295...335	165...200	280	480	150	320
Ст7		650...870	325...365	180...220	320	530	190	380
20		Н, У	490...640	245...295	140...160	200	360	120
25	Н, У	490...640	275...305	155...185	200	370	130	250
30	Н, У	540...690	295...335	165...200	240	390	140	280
35	Н, У	580...730	315...365	175...210	250	420	150	300
40	Н, У	620...760	335...390	190...220	260	440	160	320
45	Н, У	660...800	355...410	200...240	280	480	170	340
55	Н, У	740...880	380...460	210...250	300	500	200	400
60	Н, У	780...930	400...490	220...260	300	500	200	400
40Х, 40ХН	У	>980	>780	270...370	600	800	320	650
45Х	У	>1030	>830	300...400	610	800	280	660
50Х	У	>1080	>930	330...430	620	800	330	680
45ХН	У, 3	>1030	>830	300...400	450	660	240	500
35ХМ, 40ХН2МА	У, 3	>980	>780	270...380	500	700	260	550
20Х	Ц + 3	>780	>640	310...350	340	560	210	400
25ХГМ		>980	>830					
18ХГТ		>980	>830					
12ХН3А		>950	>700					
20ХН2МА		>1300	>1100					
20Х2Н4А		>1300	>1100					
18Х2Н4ВА		>1050	>800					
20Л	–	400...550	200	70...90	130	200	90	140
30Л		450...600	230	85...105	150	260	100	160
40Л		480...630	270	95...125	180	320	120	200
50Л		550...700	340	120...155	230	400	150	260

Примечание. Условное обозначение видов термообработки: Н – нормализация; У – улучшение; 3 – закалка; Ц – цементация.

Формулы для определения допускаемых напряжений сталей при других видах статического нагружения представлены в следующей таблице [12].

Вид деформации	Допускаемые напряжения и характер нагружения
Растяжение	$[\sigma]_p = [\sigma]_T / [s] \approx (0,5 \dots 0,6)\sigma_T$
Сжатие	$[\sigma]_{сж} = [\sigma]_p$
Смятие	$[\sigma]_{см} \leq 0,8\sigma_T$ – сталь $[\sigma]_{см} \leq (0,4 \dots 0,5)\sigma_B$ – чугун $[\sigma]_{см} \approx \leq (1,5 \dots 2,0)[\sigma]_p$ – заклепочные соединения
Изгиб	$[\sigma]_и = (1 \dots 1,2)[\sigma]_p$
Срез	$[\tau]_{ср} = 0,4\sigma_T$ – статическое нагружение $[\tau]_{ср} = (0,2 \dots 0,3)\sigma_T$ – переменная нагрузка
Кручение	$[\tau]_{кр} = (0,35 \dots 0,45)\sigma_T$ $[\tau]_{кр} = (0,5 \dots 0,7)[\sigma]_p$

Механические характеристики чугунов

Марка чугуна	Предел прочности, МПа				Твердость по Бринеллю НВ	Предел выносливости, МПа	
	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_{сж}$	$[\sigma]_и$	$[\tau]_{кр}$		$\sigma_{-1и}$	$\tau_{-1кр}$
СЧ12	120	500	280	–	143...229	–	–
СЧ15	150	650	320	240	163...229	70	50
СЧ18	180	700	360	–	170...229	–	–
СЧ21	210	750	400	280	171...241	100	80
СЧ24	240	850	440	300	187...217	120	100
СЧ28	280	1000	480	350	170...241	140	110
СЧ32	320	1100	520	390	187...255	140	110
СЧ35	350	1200	560	400	197...269	150	115
СЧ38	380	1400	600	460	207...269	150	115
ВЧ40-10	400	1600...1700	–	480...510	156...197	150...170	198
ВЧ50-1,5	500	1860...2000	–	740...790	187...255	230...270	170...210
ВЧ60-2	600	2040...2290	–	660...810	197...269	170...230	150...160

Перечень стандартов на основные материалы деталей

Материал	Марка	ГОСТ
1	2	3
Сталь углеродистая обыкновенного качества	Ст0, Ст3, Ст4, Ст5, Ст6, Ст7	380–94
Сталь углеродистая качественная	10, 15, 20, 30, 35, 40, 45, 50	1050–88
Сталь рессорно-пружинная углеродистая и легированная	65, 70 60Г, 65Г, 60С2, 50ХФА	14959–79
Сталь легированная конструкционная	20Х, 35Х, 40Х, 18ХГТ, 35ХГФ, 20ХН, 40ХН, 12ХНЗА, 20Х2Н4А, 30ХГСА, 38Х2МЮА	4543–1
Сталь высоколегированная	20Х13, 12Х18Н9Т	5632–72
Сталь литейная конструкционная	25Л, 30Л, 35Л, 40Л, 35ГЛ, 40ХЛ, 20ХМА	977–88
Чугун	СЧ15, СЧ20, СЧ25	1412–85

Окончание

1	2	3
Сплав алюминиевый	АК9ч(АЛ4), АК5М(АЛ5), АК7(АЛ7), АК7ч(АЛ9), АК12(АЛ2)	1583–93
Бронза оловянная	Бр010Ф1, Бр05Ц5С5, Бр06Ц6С3	613–79
Бронза безоловянная	БрА9Ж3Л, БрА10Ж3Мц2, БрА10Ж4НЛ	493–79
Латунь	ЛЦ23А6Ж3Мц2, ЛЦ40Мц3Ж	17711–93
Резина техническая атмосферомаслостойкая и маслбензостойкая	АМС, МБС	7338–90
Картон прокладочный	А	9347–74
Текстолит конструкционный	ПТК, ПТ	5–78

СОДЕРЖАНИЕ

1. Задачи и значение курсового проекта по дисциплинам «Детали машин и подъемно-транспортные механизмы» и «Детали машин и основы конструирования».....	3
2. Объект проектирования и состав проекта	3
3. Защита проекта	4
4. Требования, предъявляемые к оформлению пояснительной записки	4
5. Требования, предъявляемые к оформлению чертежей.....	6
6. Последовательность выполнения курсового проекта	6
6.1. Кинематический и силовой расчеты привода	7
6.2. Расчет ременных и цепных передач	7
6.2.1. Плоскоременная передача.....	8
6.2.2. Клиноременная передача	8
6.2.3. Передача поликлиновым ремнем	9
6.2.4. Передача зубчатым ремнем.....	10
6.2.5. Цепная передача роликовой цепью.....	11
6.2.6. Цепная передача зубчатой цепью.....	11
6.3. Расчет зубчатых и червячных передач.....	12
6.3.1. Зубчатая цилиндрическая косозубая передача.....	12
6.3.2. Зубчатая цилиндрическая прямозубая передача	13
6.3.3. Шевронная передача	13
6.3.4. Коническая прямозубая передача.....	14
6.3.5. Червячная передача с цилиндрическим червяком	14
6.3.6. Глобоидная червячная передача.....	15
6.3.7. Планетарная передача	15
6.3.7.1. Кинематический расчет	15
6.3.7.2. Определение КПД передачи и вращающих моментов	16
6.3.7.3. Расчет зацепления на прочность	16
6.3.7.4. Геометрический расчет передачи	16
6.3.7.5. Определение сил в зацеплении	17
6.3.7.6. Конструктивная схема планетарного редуктора.....	17
6.4. Расчет и конструирование валов	17
6.4.1. Проектный расчет вала.....	17
6.4.2. Проверочный расчет на усталостную прочность	36
6.4.3. Расчет вала на жесткость	41
6.5. Расчет шпоночных соединений	42
6.6. Расчет и конструирование подшипниковых узлов	42
6.6.1. Расчет роликовых конических радиально-упорных подшипников	43
6.6.2. Расчет шариковых радиально-упорных подшипников с малым углом контакта (типа 36000, 46000).....	47
6.6.3. Расчет шариковых радиальных подшипников	49
6.6.4. Выбор посадок подшипников.....	49
6.6.5. Смазывание и уплотнение подшипниковых узлов.....	50
6.6.6. Регулирование подшипников.....	51
6.7. Конструирование зубчатых и червячных колес, червяков, шкивов и звездочек	58
6.8. Компоновка редуктора и конструирование корпусных деталей, стаканов и крышек подшипников	67

6.8.1. Компоновка редуктора	67
6.8.2. Конструирование корпусных деталей.....	72
6.8.3. Конструирование стаканов	78
6.8.4. Конструирование крышек подшипников	80
6.9. Смазывание зубчатых и червячных передач	82
6.9.1. Способы смазывания.....	82
6.9.2. Выбор сорта масла.....	82
6.9.3. Определение объема масла	83
6.9.4. Определение уровня масла.....	84
6.9.5. Контроль уровня масла	85
6.9.6. Слив масла.....	86
6.10. Конструирование муфт.....	87
6.11. Конструирование рамы (плиты)	93
6.12. Выбор посадок	96
6.13. Сборка и регулировка редуктора.....	97
6.14. Техника безопасности	98
Библиографический список	100
Приложение.....	102

Учебное издание

Горелько Владимир Михайлович
Мажугин Евгений Иванович
Пашкевич Александр Викторович и др.

ДЕТАЛИ МАШИН И ПОДЪЕМНО-
ТРАНСПОРТНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ
МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ МАШИН

Методические указания
к выполнению курсового проекта

Редактор *О. Н. Минакова*
Технический редактор *Н. Л. Якубовская*
Корректор *А. С. Зайцева*

Подписано в печать 11.03.2021. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная.
Ризография. Гарнитура «Таймс». Усл. печ. л. 6,24. Уч.-изд. л. 4,85.
Тираж 70 экз. Заказ .

УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия».
Свидетельство о ГРИИРПИ № 1/52 от 09.10.2013.
Ул. Мичурина, 13, 213407, г. Горки.

Отпечатано в УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия».
Ул. Мичурина, 5, 213407, г. Горки.