

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА  
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**  
**ДЕПАРТАМЕНТ ОБРАЗОВАНИЯ, НАУКИ И КАДРОВ**  
**БЕЛОРУССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ  
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ**

---

**Кафедра мелиоративных и строительных машин**

# **РАСЧЁТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ МАШИН**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ  
КУРСОВОГО ПРОЕКТА ПО ДЕТАЛЯМ МАШИН И ОСНОВАМ  
КОНСТРУИРОВАНИЯ**

Для студентов специальностей 1-74 06 01 – техническое  
обеспечение процессов сельскохозяйственного производства,  
1-74 06 04 – техническое обеспечение мелиоративных  
и водохозяйственных работ,  
1- 74 06 06 – материально-техническое обеспечение АПК

**Горки 2003**

Одобрено методической комиссией факультета механизации сельского хозяйства  
22.11.2002.

Составили: В. М. ГОРЕЛЬКО, Е. И. МАЖУГИН, В. А. ДРЕМУК.  
Под редакцией В. М. ГОРЕЛЬКО.

УДК 621.81(076.5)

**Расчёт и конструирование элементов механических приводов машин: Методические указания к выполнению курсового проекта по деталям машин и основам конструирования / Белорусская государственная сельскохозяйственная академия; Сост. В. М. Горелько, Е. И. Мажугин, В. А. Дремук. Горки, 2003. 88 с.**

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

Таблиц 36. Рис.30. Библиогр. 27.

Рецензент канд. техн. наук, доцент М. П. ТРЕТЬЯК.

© Составление. В. М. Горелько, Е. И. Мажугин, В. А. Дремук, 2003  
© Белорусская государственная сельскохозяйственная академия, 2003

## **1. ЗАДАЧИ И ЗНАЧЕНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА ПО ДЕТАЛЯМ МАШИН И ОСНОВАМ КОНСТРУИРОВАНИЯ**

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

Курсовой проект по деталям машин призван способствовать закреплению, углублению и обобщению знаний, полученных студентами во время изучения данного курса и применению этих знаний к комплексному решению инженерной задачи по проектированию деталей, узлов и машин в целом. Курсовое проектирование по деталям машин является первой конструкторской работой студентов, при выполнении которой они применяют знания, полученные после изучения как самого курса «Детали машин и основы конструирования», так и предыдущих дисциплин: теоретической механики, теории механизмов и машин, технологии металлов, сопротивления материалов, основ взаимозаменяемости, машиностроительного черчения. 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 сельскохозяйственных, мелиоративных и строительных машин и их механизмов.

Курсовой проект состоит из расчетно-пояснительной записки объемом 40...50 страниц текста, графической части, которая должна выполняться на четырех листах формата А1. На первом листе выполняется чертеж общего вида приводной установки, на втором – сборочный

чертеж редуктора, на третьем – сборочный чертеж муфты или рамы (по заданию), на четвертом – рабочие чертежи нестандартных деталей (количество деталей и их перечень задаются руководителем проектирования). Кроме того, к чертежам общего вида и сборочным выполняются спецификации.

### 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 дисциплине “Детали машин и основы конструирования” изложены в стандарте СТП БГСХА 2.0.01 – 99 [20].

Пояснительная записка выполняется на листах формата А4(210×297) с рамкой и основной надписью на первом листе (форма 2), а на последующих – по форме 2а.

Общая структура пояснительной записки следующая: обложка; титульный лист; задание на проектирование; содержание; введение; кинематический и силовой расчёты привода; расчёты передач; расчёт и конструирования валов; расчёт шпоночных соединений; расчёт и конструирование подшипниковых узлов; конструирование зубчатых и червячных колёс, червяков, шкивов, звёздочек; конструирование корпусных деталей, стаканов и крышек; смазывание зубчатых и червячных передач; конструирование муфт; конструирование рамы (плиты); вы-

бор посадок; сборка и регулировка редуктора; техника безопасности; литература.

Приступая к конструированию привода (изделия), необходимо руководствоваться положениями, приведенными ниже.

1. Исходным документом является техническое задание, 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 надёжности, точности, жёсткости, 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. Наиболее существенное значение, исходя из требований работоспособности и взаимозаменяемости, эти вопросы имеют для поверхностей, по которым происходит контакт или сопряжение деталей. Например, посадочные места подшипников, участки вада в месте сопряжения контактных уплотнений, рабочие поверхности зубьев колёс и шлицев и т.п. На поверхности, по которым в процессе работы контакт с другими деталями отсутствует, предельные отклонения должны назначаться по пониженным квалитетам точности.

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 2.0.01– 99 [20]. Примеры оформления чертежей подробно показаны в работах [6, 8, 9, 13, 21, 22, 23, 25].

При оформлении чертежей должны соблюдаться следующие основные требования:

1. Выполнение правил существующих чертёжных 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 обязательна 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 чертёж выполняют на отдельном листе формата А1. Если все необходимые изображения не размещаются на одном листе, то допускается чертёж 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 чертёж.

## **6. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА**

**Введение.** Оно должно отражать состояние решаемых в проекте задач и содержать обоснование необходимости проектирования (до 1с.) [20].

Схема построения введения в курсовом проекте по деталям машин и основам конструирования 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 [4, 7, 8, 9, 11, 12, 13, 14, 17, 21, 22, 23, 24, 25, 27]

Дать кинематическую схему привода.

Определить общий к.п.д. привода, привести расчет потребной мощности, выбрать электродвигатель. Привести характеристику и эскиз выбранного электродвигателя.

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

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

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

Т а б л и ц а 1. Результаты расчётов параметров привода

Номер вала	P, кВт	n, мин <sup>-1</sup>	$\omega$ , с <sup>-1</sup>	T, Н·м

## 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 зубчатым ремнем, зубчатой или роликовой цепью) в последовательности, приведенной в последующих разделах.

### 6.2.1. Плоскоременная передача [4, 7, 11, 12, 14, 17, 22, 23, 25, 27]

1. Определить диаметр меньшего шкива, принять его по ГОСТ.
2. Найти диаметр большего шкива с учётом скольжения и принять его по ГОСТ.
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 ГОСТ.

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.

### 6.2.2. Клиноременная передача [4, 7, 11, 12, 14, 17, 22, 23, 24, 25, 27]

1. По заданной мощности выбрать соответствующий профиль ремня.

2. В зависимости от выбранного профиля ремня принять расчетный диаметр малого шкива согласно рекомендациям.

3. Определить диаметр большего шкива и принять его по ГОСТ.

4. Определить скорость ремня.

5. Определить окружную силу.

6. Принять рекомендуемое межосевое расстояние.

7. Определить расчетную длину ремня и принять ближайшую его длину по ГОСТ.

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.

### 6.2.3. Передача поликлиновым ремнем [4, 7, 12, 14, 17, 22, 23, 25, 27]

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 раздела 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. Исходная мощность для 10-реберного ремня.
10. Поправка к моменту на передаточное число [7, 14].
11. Поправка к мощности [4, 7].
12. Допускаемая 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.

### 6.2.4. Передача зубчатым ремнем [7, 12, 14, 23, 27]

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 в зацеплении с меньшим шкивом (должно быть  $z_{\text{с}} \geq 6$ ).
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 (должно быть  $b \leq d_1$ ).

14. Определить силу предварительного натяжения.
15. Определить силу давления на вал.
16. Проверить зубья ремня на прочность (смятие и сдвиг).
17. Определить ширину шкивов.

#### 6.2.5. Цепная передача роликовой цепью [4, 7, 12, 14, 17, 22, 23, 24, 25, 27]

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 ГОСТ.
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, желательного 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 звёздочек и их ступиц.

#### 6.2.6. Цепная передача зубчатой цепью [7, 12, 22, 27]

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 её 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. Вычислять 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 звёздочек и ступицы.

### 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

[4, 7, 11, 12, 14, 17, 21, 22, 23, 25, 27]

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

2. Принять технический уровень одноступенчатого редуктора высоким или средним [25].

3. Определить ориентировочную массу одноступенчатого редуктора (передачи) и границы главного параметра – межосевого расстояния [25].

4. Выбрать материал шестерни и колеса, назначить вид термообработки. Задаться сроком 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 ГОСТ.

11. Предварительно принять угол наклона зубьев.
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.

### 6.3.2. Зубчатая цилиндрическая прямозубая передача

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

### 6.3.3. Шевронная передача [7,21]

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].

### 6.3.4. Коническая прямозубая передача [4, 7, 11, 12, 14, 17, 21, 22, 23, 25, 27]

Расчет конических передач ведется 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 эквивалент-

ной цилиндрической передачи. Расчеты по пунктам 3.1.10 – 3.1.23 выполняются аналогично, только с учетом формул и коэффициентов для конических передач.

### **6.3.5. Червячная передача с цилиндрическим червяком [4, 7, 8, 11, 12, 14, 17, 22, 25, 27]**

1. Выписать исходные данные для расчета.
2. Выбрать материал червяка и червячного колеса в зависимости от скорости скольжения [8, 9, 25]. Задаться сроком службы передачи.
3. То же, что в пунктах 2, 3, 5, 6 раздела 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 ГОСТ. 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 к.п.д. 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.

### **6.3.6. Глобоидная червячная передача [4, 11, 17]**

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 [4, 11, 17].

### **6.3.7. Планетарная передача [11, 12, 13, 14, 17]**

#### **6.3.7.1. Кинематический расчет**

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 к. п. д. передачи и вращающих моментов**

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

#### **6.3.7.3. Расчет зацепления на прочность**

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**

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

2. Проверить межосевое расстояние (с одной стороны – как сумма 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 заодно 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, 7, 8, 9, 10, 13, 14, 17, 22, 23, 24, 25, 27]

### 6.4.1. Проектный расчет вала

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

Т а б л и ц а 2. Механическая характеристика материалов валов

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Твердость НВ (не менее)	Механические характеристики, МПа			
			$\sigma_a$	$\sigma_T$	$\sigma_{-1}$	$\tau_{-1}$
Ст 5 45	Любой	190	520	280	220	130
	Любой	200	560	280	250	150
	$\leq 120$	240	780	540	360	200
40X	$\leq 80$	270	900	650	410	230
	$\leq 200$	240	790	640	370	210
	Любой	200	730	500	320	200
40XН	$\leq 120$	270	900	750	410	240
	$\leq 200$	270	920	750	420	230
	Любой	240	820	650	360	210
20X	$\leq 120$	197	650	400	310	170
18XГТ	$\leq 60$	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):

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

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

$$d = (0,8 \dots 1,0) \cdot d_{де}$$

3. Выполнить эскиз вала, назначив и рассчитав диаметры и длины остальных участков валов, с учетом расположения зубчатых и червяч-

ных колес, шкивов, звездочек, полумуфт и подшипников [8, 9, 12, 23, 25, 27].

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

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

$$d_n \geq d + 2 \cdot t_{\text{цил}}(t_{\text{кон}}); d_{\text{бн}} \geq d_n + 3 \cdot r; d_{\text{ш}} \geq d_{\text{бн}};$$

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

$$d_y = d + 2 \cdot t \text{ (под уплотнение); } d_p > d_y \text{ (под резьбу);}$$

$$d_n \geq d_p + (2 \dots 4) \text{ мм,}$$

$$d_{\text{бн}} \geq d_n + 3 \cdot r \text{ либо } d \leq d_{\text{фел}};$$

для промежуточного вала (рис. 1, г)

$$d_{\text{вк}} \geq d_k + 3 \cdot f; d_n = d_k - 3 \cdot r \text{ (исп. I), } d_n \leq d_k \text{ (исп. II),}$$

$$d_{\text{бн}} \geq d_n + 3 \cdot r;$$

для тихоходного вала (рис. 1, д)

$$d_n \geq d + 2 \cdot t_{\text{цил}}(t_{\text{кон}}); d_{\text{бн}} \geq d_n + 3 \cdot r; d_k \geq d_{\text{бн}}.$$

При этом следует помнить, что диаметр под подшипник  $d_n$  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:

$$l_{\text{мб}} = (1,0 \dots 1,5) \cdot d; l_{\text{вт}} = (1,2 \dots 1,5) \cdot d; l_{\text{кб}} \approx 1,5 \cdot d_n \text{ (цил. и черв.);}$$

$$l_{\text{кб}} \approx 0,6 \cdot d_n \text{ (кон); } l_p \approx 0,4 \cdot d_n \text{ (под резьбу).}$$

Т а б л и ц а 3. Значения  $t_{\text{цил}}$ ,  $t_{\text{кон}}$ ,  $r$  и  $f$ ; мм

$d'$	17...	24...	32...	40...	45...	52...	60...	67...	80...	90...
	22	30	38	44	50	58	65	75	85	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.

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

Т а б л и ц а 4. Ориентировочные значения  $e, u, f, w$  для валов, мм

Передаваемый момент $T$ , Н 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 (рис.1, а, д) (ведущий вал)

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

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

цилиндрического двухступенчатого и коническо-цилиндрического редуктора (рис. 1, з) (промежуточный вал)

$$l \approx L_{\text{ст}2} + L_{\text{ст}3} + 3 \cdot x + W; \quad (3)$$

конического одноступенчатого редуктора (ведомый вал)

$$l \approx 2 \cdot (L_{\text{ст}2} + 2 \cdot x + W/2); \quad (4)$$

где  $L_{\text{ст}} \approx (1,2 \dots 2,2) \cdot b_2$ ;  $b_2$  – длина зуба конического колеса;

червячного редуктора – вала червяка (рис.1, б)

$$l \approx d_{\text{ам}2}; \quad (5)$$

опоры червячного колеса

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

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

4. Выписать (из расчетов передач) значения сил в зацеплении и нагрузок на вал от ременных и цепных передач. При этом следует учесть, что нагрузка на вал от цепной передачи раскладывается на две составляющие:

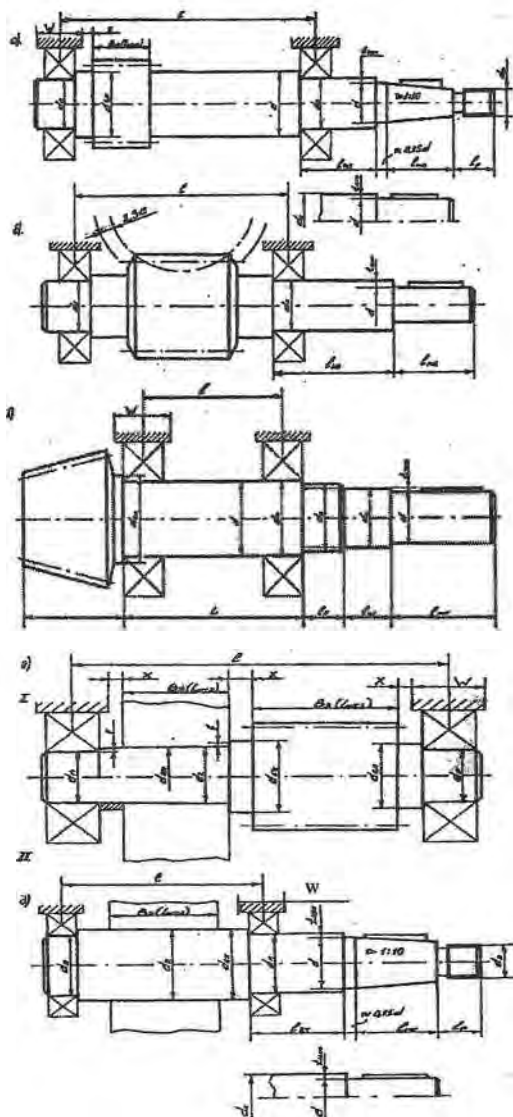


Рис. 1. Конструкции валов.

$$F_{\text{вх}} = F_{\text{кв}} \cdot \cos 30^\circ,$$

$$F_{\text{вы}} = F_{\text{кв}} \cdot \sin 30^\circ.$$

Нагрузку от муфты на вал принять:

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

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

на тихоходном валу  $F_{\text{м2}} = 125 \cdot \sqrt{T_7}$  – для зубчатых редукторов и

$$F_{\text{м2}} = 250 \cdot \sqrt{T_7} \text{ – для червячных редукторов.}$$

Значения крутящих моментов  $T$  принимают в Н·м.

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. 2...11.

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. 2):  
а) вертикальная плоскость:

$$\sum M_{AY} = 0; -R_{BY} \cdot l + F_{x_1} \cdot \frac{d_1}{2} + F_{\eta} \cdot \frac{l}{2} = 0;$$

$$R_{BY} = \frac{F_{x_1} \cdot \frac{d_1}{2} + F_{\eta} \cdot \frac{l}{2}}{l}; \quad (7)$$

$$\sum M_{BY} = 0; R_{AY} \cdot l + F_{x_1} \cdot \frac{d_1}{2} - F_{\eta} \cdot \frac{l}{2} = 0;$$

$$R_{AY} = \frac{F_{\eta} \cdot \frac{l}{2} - F_{x_1} \cdot \frac{d_1}{2}}{l}. \quad (8)$$

$$\text{Проверка: } \sum Y = 0; -R_{AY} + F_r - R_{BY} = 0; \quad (9)$$

б) горизонтальная плоскость:

$$\sum M_{xx} = 0; -R_{BX} \cdot l + F_M \cdot (f+l) - F_h \cdot \frac{l}{2} = 0;$$

$$R_{BX} = \frac{F_M \cdot (f+l) - F_h \cdot \frac{l}{2}}{l}; \quad (10)$$

$$\sum M_{yx} = 0; -R_{AX} \cdot l + F_h \cdot \frac{l}{2} + F_M \cdot f = 0;$$

$$R_{AX} = \frac{F_h \cdot \frac{l}{2} + F_M \cdot f}{l}. \quad (11)$$

$$\text{Проверка: } \sum X = 0; R_{AX} - F_h - R_{BX} + F_M = 0. \quad (12)$$

Аналогично определяются реакции и для других схем.

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

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

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  $F_X \cdot \frac{d}{2}$ ), 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 (рис 2):

в вертикальной плоскости

$$M_{YA} = 0; M_{YD}^n = -R_{AY} \cdot \frac{l}{2}; M_{YD}^II = -R_{BY} \cdot \frac{l}{2};$$

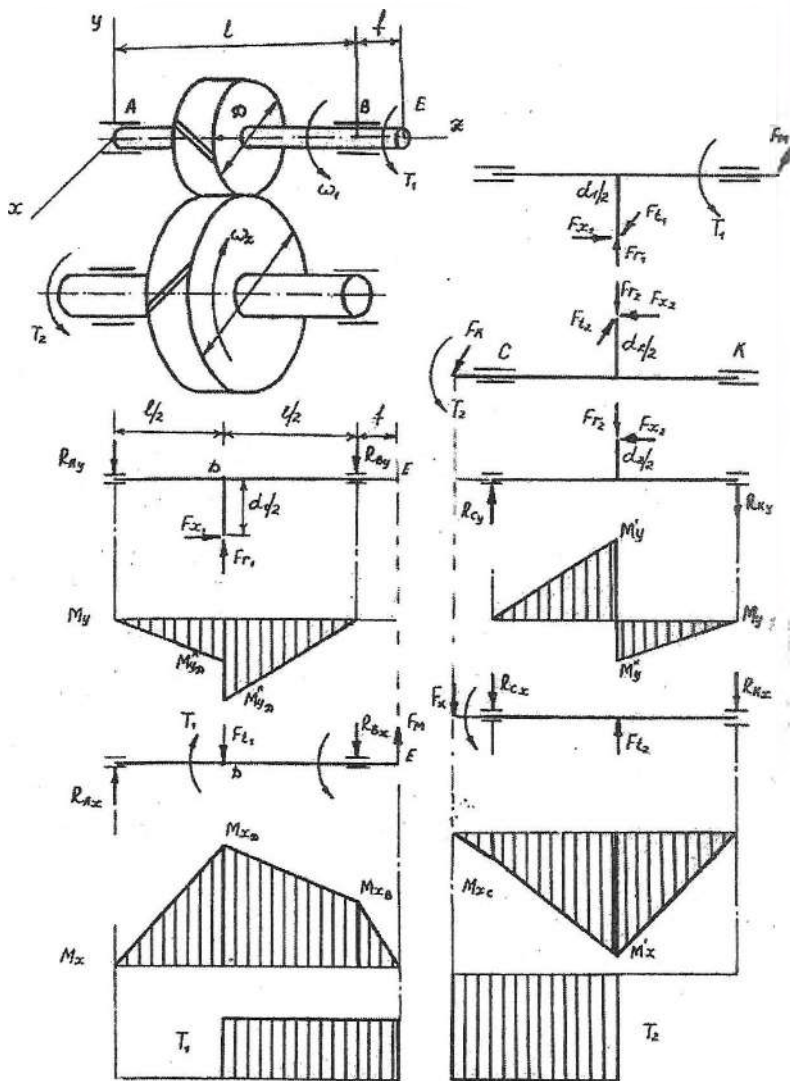


Рис. 2. Цилиндрическая косозубая одноступенчатая передача.

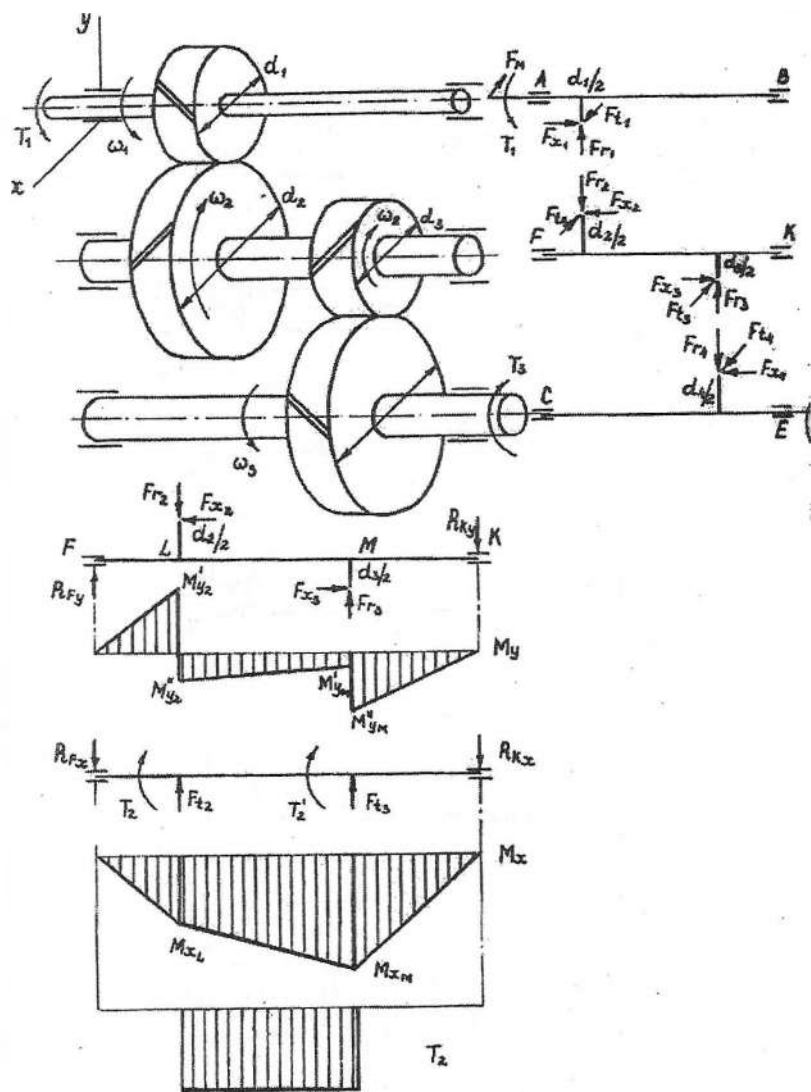


Рис. 3. Цилиндрическая косозубая двухступенчатая развёрнутая передача.

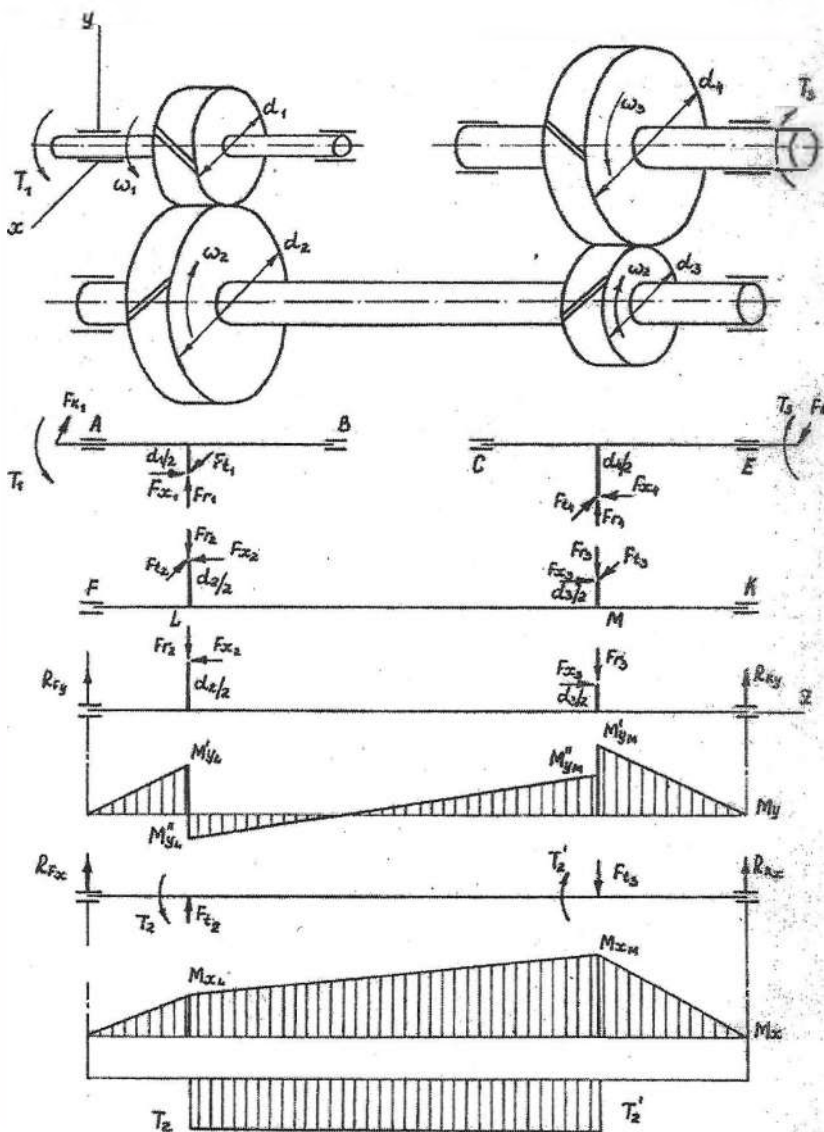


Рис. 4. Цилиндрическая косозубая двухступенчатая соосная передача.



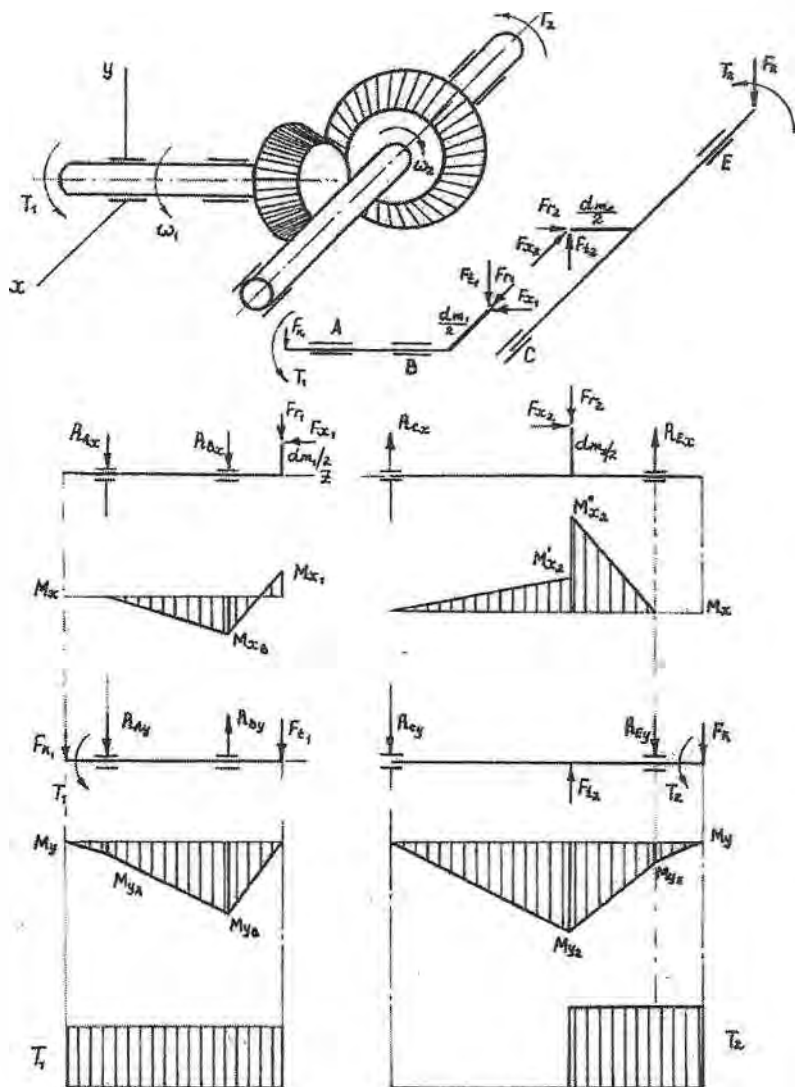


Рис. 6. Коническая прямозубая одноступенчатая передача.

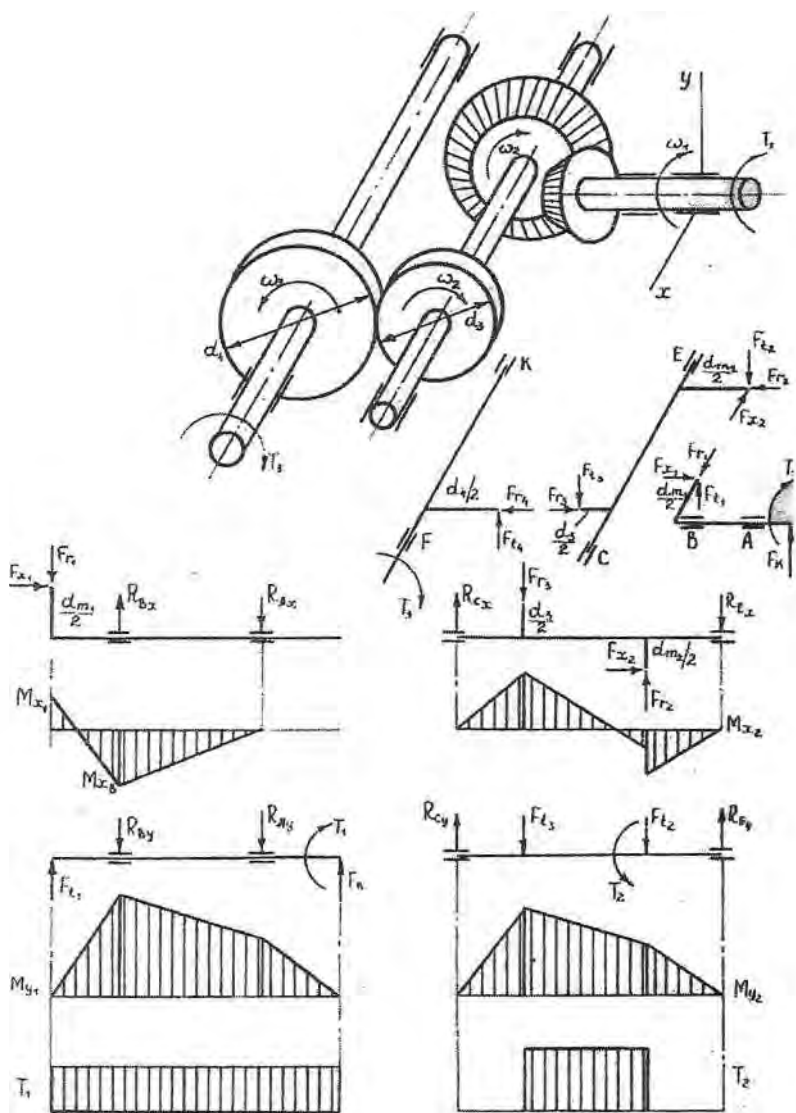


Рис. 7. Коническо-цилиндрическая передача.

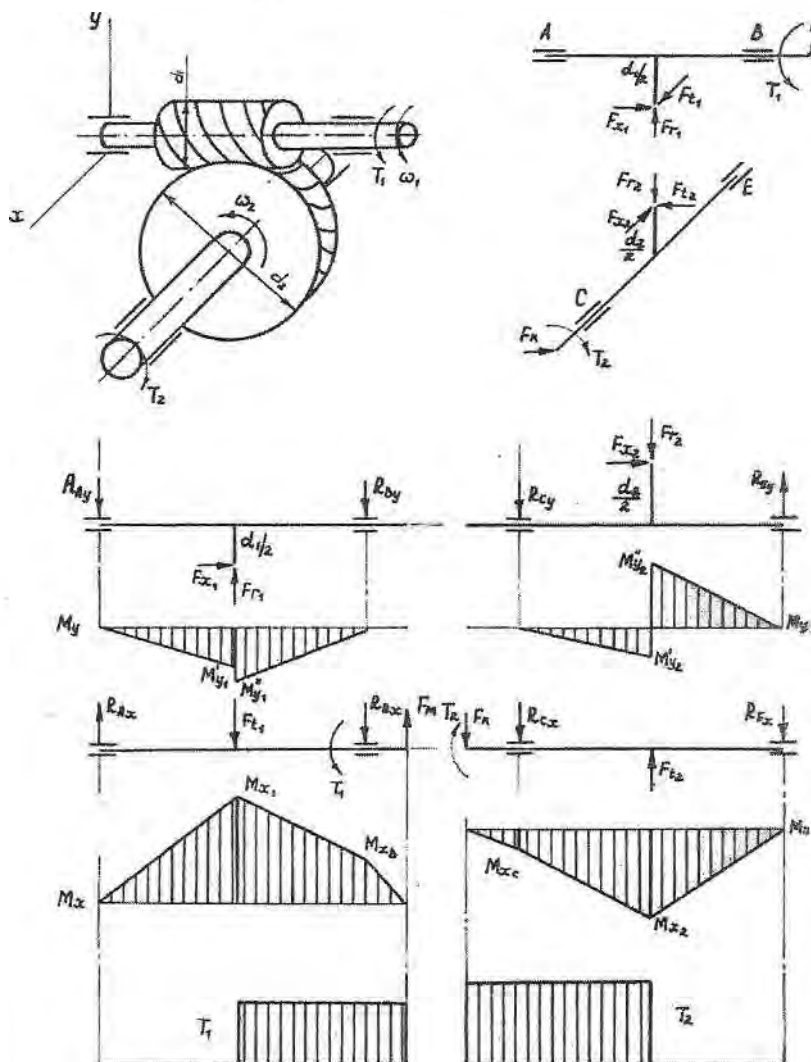


Рис. 8. Червячная одноступенчатая передача.

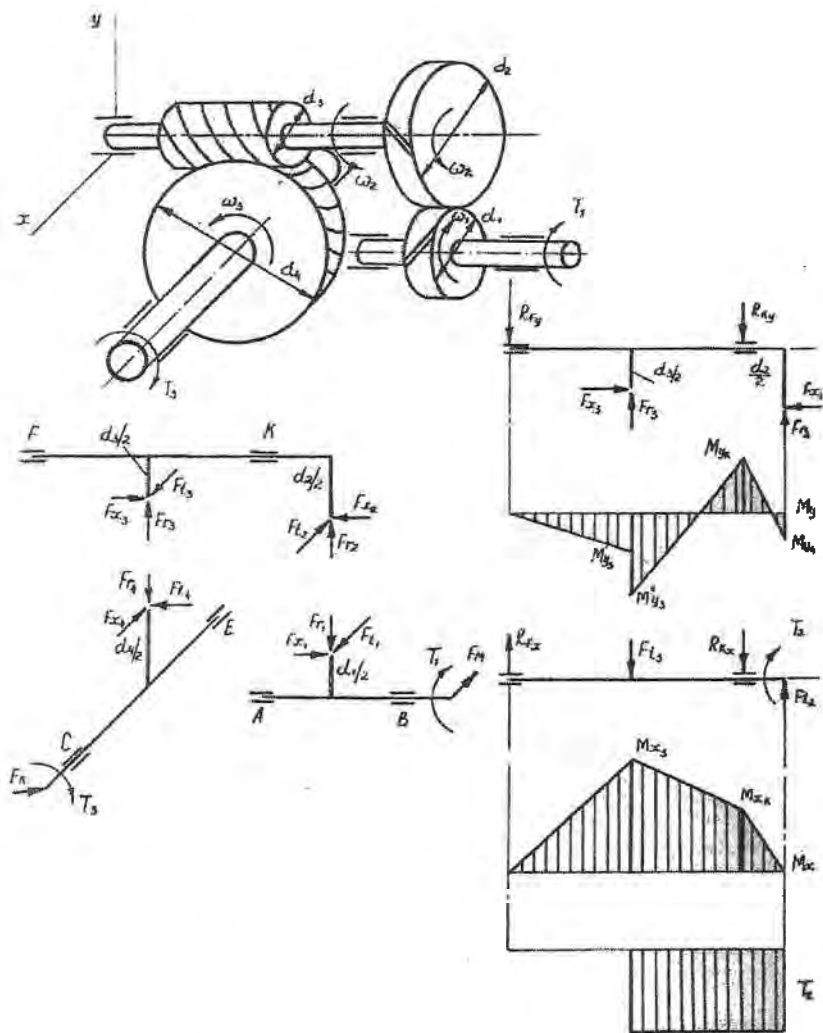


Рис. 9. Зубчато-червячная передача с первой цилиндрической косозубой ступенью.

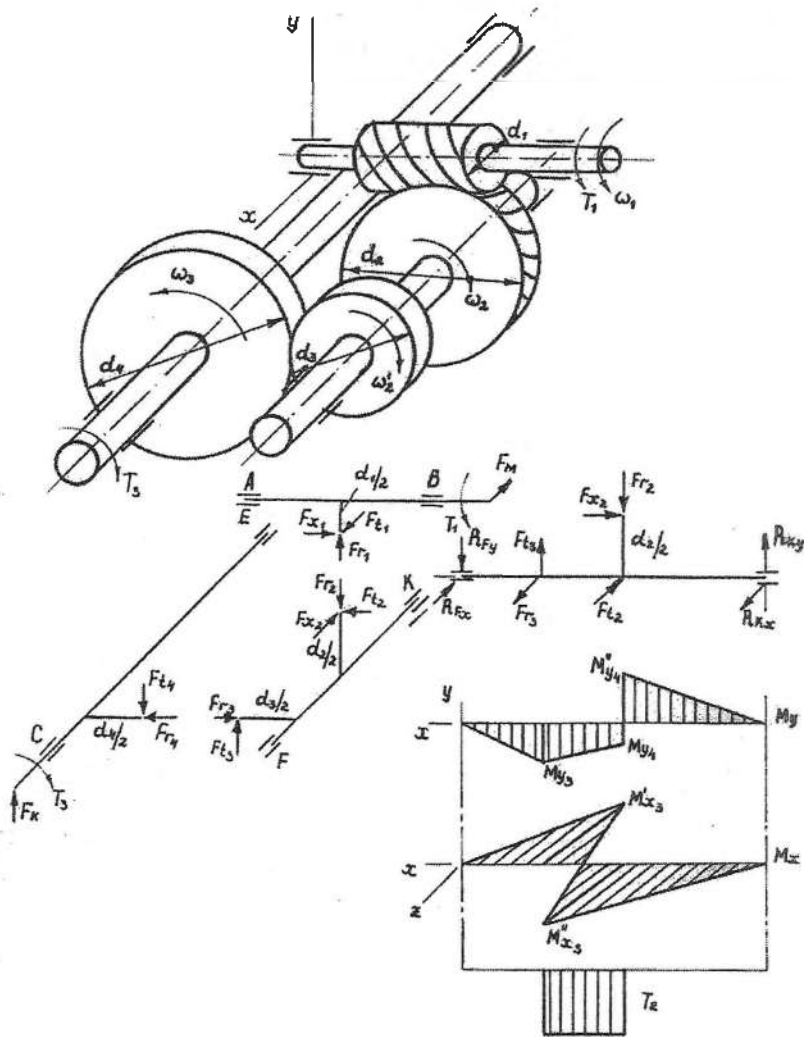


Рис. 10. Червячно-зубчатая передача со второй цилиндрической прямозубой ступенью.

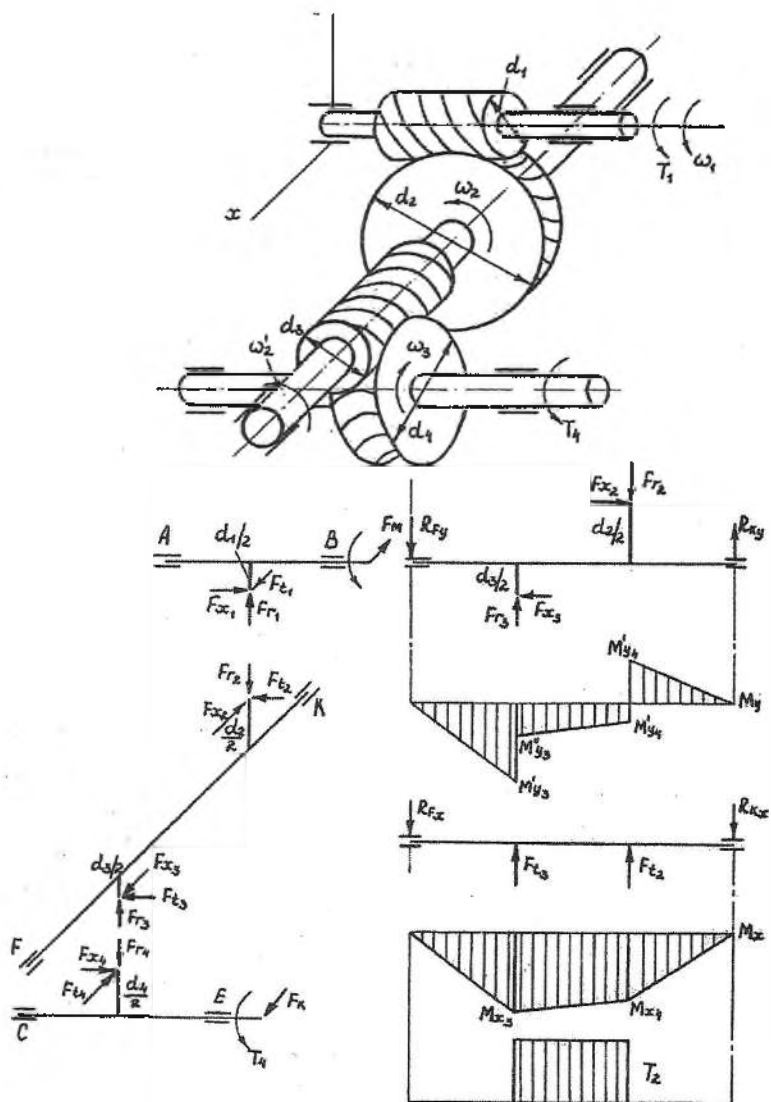


Рис. 11. Двухступенчатая червячная передача.

$$M_{YB} = 0; M_{YE} = 0;$$

в горизонтальной плоскости

$$M_{XA} = 0; M_{XD} = R_{AX} \cdot \frac{l}{2}; M_{XB} = F_M \cdot f; M_{XE} = 0.$$

Крутящий момент  $T_1$  (Н·м) передается от (\*) Е (место посадки ступицы полумуфты) до (\*) D. Эпюра момента  $T_1$  имеет прямоугольную форму (рис. 2).

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

Из рис. 2 видно, что наиболее нагруженным является сечение в (\*) 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):

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

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

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}} \cdot 10^3}{0.1 \cdot [\sigma_{-1}]_d}}, \quad (16)$$

где  $[\sigma_{-1}]_d = 50 \dots 60$  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  $d = d_{\text{ш}}$ , рис.1, а).

#### 6.4.2. Проверочный расчет на усталостную прочность

1. Подобрать шпонки для сечений вала.

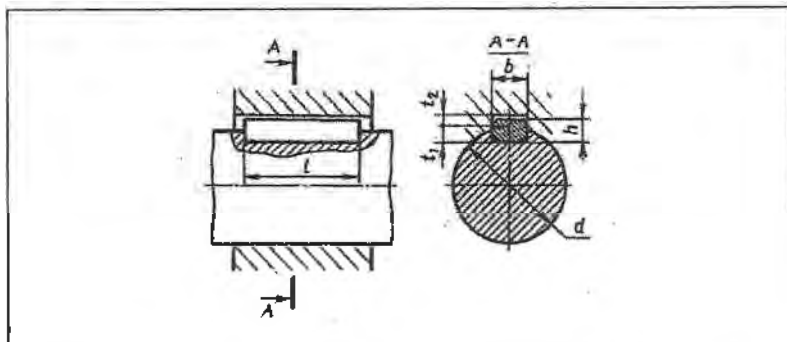
Для передачи вращающего момента в основном применяют призматические и сегментные шпонки. Для выходного конца вала преимущественное распространение приобретает коническая форма консольного участка вала, обеспечивающая точное и надежное соединение, возможность легкого монтажа устанавливаемых деталей. Для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

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

Т а б л и ц а 5. Концы валов конические (ГОСТ 12081-72), мм

Номи- наль- ный диа- метр d	Тип 1		$d_{cp}$	b	h	$t_1$	$t_2$	Тип 2		$l_3$	$l_4$
	$l_1$	$l_2$						$d_1$	$d_2$		
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								
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			

Т а б л и ц а 6. Шпонки призматические (ГОСТ 23360-78), мм



Диаметр вала $d$	Сечение шпонки		$s$	Глубина паза		Длина $l$
	$b$	$h$		вала $t_1$	ступицы $t_2$	
Св. 12 до 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		7	4,4	50...200
> 65 > 75	20	12	0.6...0.8	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...

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

Пример обозначения шпонки с размерами:

$b = 10$  мм,  $h = 8$  мм,  $l = 50$  мм. Шпонка 10×8×50 ГОСТ 23360-78.

2. Рассчитать коэффициент запаса усталостной прочности.

Условие прочности вала имеет вид

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

где  $S_\sigma$  — коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям,

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

здесь  $S_\tau$  — коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям,

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

$\sigma_{-1} \approx 0,43 \cdot \sigma_B$  — 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);

$\sigma_a$  — амплитуда нормальных напряжений (МПа),

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

где  $W$  — момент сопротивления при изгибе ( $\text{мм}^3$ );  
для сплошного круглого сечения диаметром  $d$

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

для вала с одним шпоночным пазом

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

$\sigma_m$  — среднее напряжение цикла нормальных напряжений (МПа);  
если осевая сила  $F_x$  на вал отсутствует или пренебрежимо мала, то  $\sigma_m = 0$ ; в противном случае

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

$\tau_a$  и  $\tau_m$  — амплитуда и среднее напряжение касательных напряжений (МПа),

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

где  $W_k$  – момент сопротивления при кручении ( $\text{мм}^3$ );  
для сплошного круглого сечения диаметром  $d$

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

для вала с одним шпоночным пазом

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d}, \quad (26)$$

для валов с прямобочными шлицами

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

где  $\zeta = 1,125$  – легкая серия;  $\zeta = 1,205$  – средняя серия;  $\zeta = 1,265$  – тяжелая серия;

для валов шестерен и эвольвентных шлицов

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

где  $d_w$  – диаметр делительной окружности;

для валов червяков

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

где  $d_{f1}$  – диаметр впадин витков червяка;

$k_\sigma$  и  $k_\tau$  – эффективные коэффициенты концентрации нормальных и касательных напряжений (табл. 7);

$\Psi_\sigma$  и  $\Psi_\tau$  – коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла нагружения;

$\Psi_\sigma = 0,2$  – для углеродистых сталей и  $\Psi_\sigma = 0,25 \dots 0,3$  – для легированных сталей;

$\Psi_\tau = 0,1$  – для всех сталей;

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

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

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

Т а б л и ц а 7. Значения коэффициентов  $k_{\sigma}$  и  $k_{\tau}$ 

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

$\varepsilon_{\sigma}$  и  $\varepsilon_{\tau}$  — масштабные факторы для нормальных и касательных напряжений (табл. 8).

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

Т а б л и ц а 8. Значения масштабных факторов  $\varepsilon_{\sigma}$  и  $\varepsilon_{\tau}$ 

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

Т а б л и ц а 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 $\sigma_{в}$ , МПа			$k_{\tau}/\varepsilon_{\tau}$ при $\sigma_{в}$ , 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  $k_{\tau}/\varepsilon_{\tau} = 0,6 \cdot k_{\sigma}/\varepsilon_{\sigma} + 0,4$ ;

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)

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

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

$F_{r1}$  и  $F_{t1}$  – окружное и радиальное усилие на червяке, Н;  $E = 2,1 \cdot 10^5$ ,

$E$  – модуль продольной упругости для стали, МПа;

$I_{np}$  – приведенный момент инерции сечения червяка (с учетом витков резьбы), мм<sup>4</sup>;

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

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

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

$m$  – модуль зацепления, мм.

### 6.5. Расчет шпоночных соединений

Наиболее распространены призматические шпонки, размеры которых выбирают в зависимости от диаметра вала (раздел 6.4.2). Материал шпонок – сталь 45 или Ст. 6. Шпоночное соединение проверяют на смятие:

$$\sigma_{см} \approx \frac{4,4 \cdot T}{d \cdot h \cdot l} \leq [\sigma]_{см} \quad \text{либо} \quad \sigma_{см} \approx \frac{2 \cdot T}{d \cdot t_2 \cdot l} \leq [\sigma]_{см}, \quad (32)$$

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

при стальной ступице  $[\sigma]_{см} = 100 \dots 120$  МПа; при чугунной ступице

$[\sigma]_{см} = 50 \dots 70$  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 [25].

Подбор подшипников валов редукторов, работающих с частотой вращения  $n \geq 1 \text{ мин}^{-1}$ , основан на расчете на долговечность по усталостному выкрашиванию.

### 6.6.1. Расчет роликовых конических радиально-упорных подшипников

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 работах [6, 7, 8, 9, 12, 13, 14, 15, 17, 22, 23, 25]).

3. Назначить в соответствии с табл. 10 схему установки (монтажа) подшипников в опорах вала "враспор" или "врастяжку" (рис. 12).

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"

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

для схемы "врастяжку"

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

где  $l$  – межопорное расстояние для вала,

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

где  $a$  – расстояние от точки приложения радиальной реакции подшипника до дальнего торца подшипника (рис. 12);

$e$  – коэффициент осевого нагружения подшипника (табл. 11; 12);

$T$  – наибольшая ширина подшипника (табл. 11; 12).

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

Т а б л и ц а 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
		При $\frac{F_x}{R_r} \leq 0,25$ — радиальные шариковые однорядные; При $\frac{F_x}{R_r} > 0,25$ — роликовые конические типа 7000 либо шариковые радиально-упорные	Легкая (средняя)	$\alpha = 11 \dots 16^\circ$ для типа 7000 $\alpha = 12^\circ$ для типа 36000	
Коническая	Т	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; $\alpha = 26^\circ$ для типа 46000
		Радиально-упорные шариковые типа 46000 при $n_1 \geq 1500$ об/мин			
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; $\alpha = 26^\circ$ для типа 46000	С одной фиксирующей опорой; вращяжку (рис. 10, а)
		Конические роликовые типа 7000 или радиально-упорные шариковые типа 36000 при $a_w \leq 160$ мм			
	Т	Роликовые конические типа 7000	Легкая		Вращяжку (рис. 10, а)

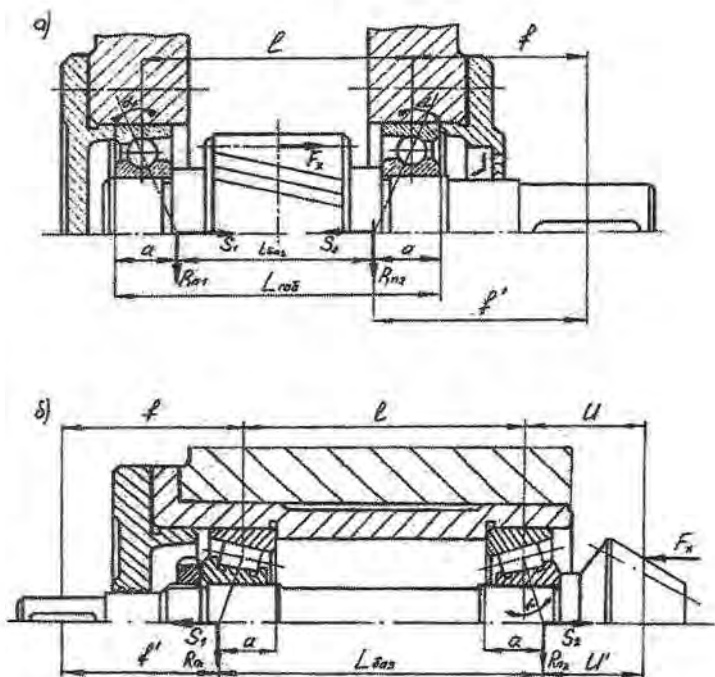


Рис. 12. Схемы установки радиально-упорных подшипников в узлах:  
 $a$  – враспор;  $b$  – вразтяжку.

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

$$S = 0,83 \cdot R_n \cdot e. \quad (36)$$

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 (+), 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, таким образом подшипник надо регулировать осевой силой, способной “закрыть” подшипник. Такой силой считают собственную для данного подшипника осевую реакцию. В этом случае  $F_a = S$ .

Для схем, приведенных на рис. 12, 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”

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

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

Схема “врастяжку” — 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  $e' = F_a / R_n \cdot K_n$ , характеризующее действительное осевое нагружение подшипника по сравнению с радиальным; где  $K_n$  — кинематический коэффициент (коэффициент вращения кольца).

При вращении внутреннего кольца  $K_n = 1$ , при вращении наружного  $K_n = 1,2$ .

Если на валу установлены два одинаковых подшипника, то  $e'$  подсчитывается для наиболее нагруженного, если установлены разные — то для обоих.

9. Определить приведенную или эквивалентную нагрузку на подшипник ( $H$ ;  $kH$ ). 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,

$$F_{mp} = R_n \cdot X \cdot K_n \cdot K_r \cdot K_b. \quad (45)$$

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

$$F_{np} = (R_n \cdot X \cdot K_t + Y \cdot F_d) K_t \cdot K_6, \quad (46)$$

где  $F_n$  – расчетная осевая сила на подшипник;

$K_6$  – коэффициент безопасности (табл. 13);

$K_t$  – температурный коэффициент (табл. 14).

10. Определить требуемую динамическую грузоподъемность подшипника ( $H$ ; кН):

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

где  $n$  – частота вращения кольца рассчитываемого подшипника,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$L_{h10}$  – 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;

$a_2$  – обобщенный коэффициент совместного влияния качества металла и условий эксплуатации (табл. 15).

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  $S = 0,9$ .

Сравнить  $C_{np}$  и  $C$ . Для обеспечения заданной долговечности подшипника должно соблюдаться условие  $C_{np} \leq C$ , 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):

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

Сделать вывод о работоспособности подшипника.

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

1. Назначить тип подшипника (табл. 10).

2. Выписать (табл. 16) основные параметры подшипников.
3. Назначить схему установки подшипников в опорах вала.
4. Определить  $L_{\text{баз}}$  между точками приложения радиальных реакций подшипников (см. раздел 6.6.1, п. 4). Учесть, что для шариковых радиально-упорных подшипников расстояние  $a$  определяется следующим образом:

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

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

6. По графику (рис. 13) в зависимости от отношения  $R_r/C_0$  определить предварительно коэффициенты осевого нагружения  $e_1$  и  $e_2$ .

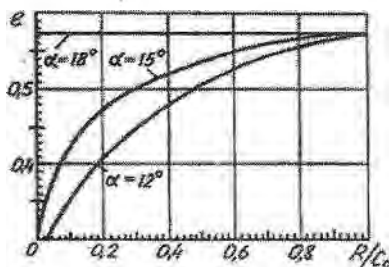


Рис. 13. График для определения  $e$  при углах контакта  $\alpha = 12 \dots 18^\circ$ .

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

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

8. То же, что в 6.6.1, п. 7.

9. По табл. 17 принять уточненные значения коэффициентов осевого нагружения  $e$  и осевой нагрузки в зависимости от отношения  $F_r/C_0$ .

10. То же, что в 6.6.1, п. 8.

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

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

13. То же, что в 6.6.1, п. 11.

### 6.6.3. Расчет шариковых радиальных подшипников

1. Назначить тип подшипника (табл. 10).

2. Выписать (табл. 18) основные параметры подшипников. При наличии осевой силы в зацеплении  $F_x$  по табл. 17 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

$$e' = \frac{F_x}{k_k \cdot R} \quad (51)$$

4. То же, что в 6.6.2, п. 12 (в формуле 46 значение  $X = 0,56$ ).
5. То же, что в 6.6.2, п. 13.
6. То же, что в 6.6.2, п. 14.

#### 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. 14.

Для шариковых подшипников рекомендуется применять поля допусков вала  $js6$ ,  $k6$ ; для роликовых –  $k5$ ,  $k6$ ,  $m6$ ,  $n6$  (по мере увеличения нагрузок), поля допусков отверстий в корпусах – рис. 14.

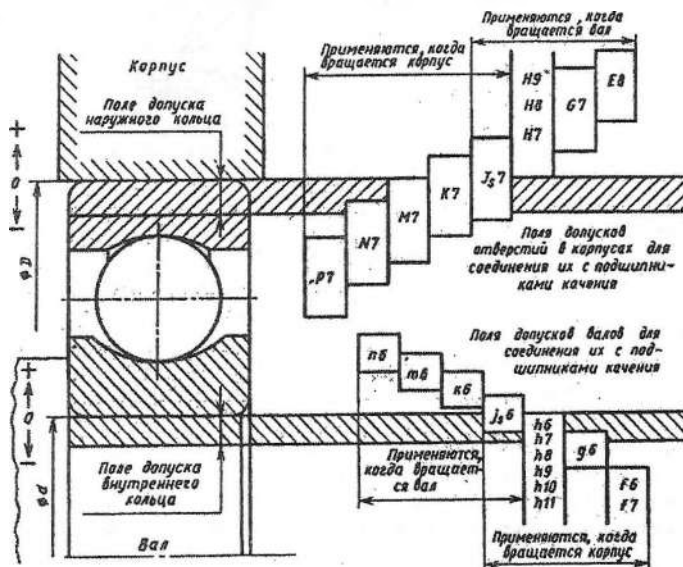


Рис. 14. Схема расположения полей допусков на внутренний и внешний диаметры подшипников качения (на вал и в корпус).

### 6.6.5. Смазывание и уплотнение подшипниковых узлов

Подшипники чаще всего смазывают тем же маслом, что и детали передач. При смазывании колёс погружением на подшипники качения попадают брызги масла. При окружной скорости колёс  $v > 1$  м /с брызгами масла покрываются все детали передач и внутренние поверхности стенок корпуса. Стекающее с колёс, 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. 15).

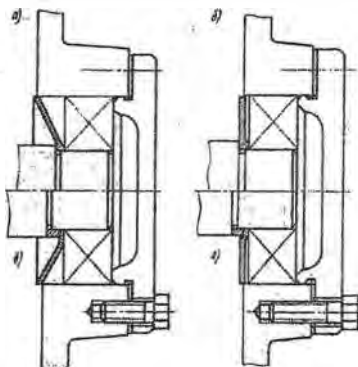


Рис. 15. Маслозащитные шайбы: а, б – со ступицей; в, г – с центрирующим кольцом.

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: солидол жировой УС-1; УС-2; ЦИАТИМ-221; ЦИАТИМ-202 и др. [8, 9, 14, 15, 17, 22, 25]. 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. 16).

Для защиты подшипниковых узлов от попадания извне пыли и влаги применяют наружные уплотнения. Основные типы их показаны на рис. 16, а параметры манжетных уплотнений – в табл. 19.

Манжетные уплотнения (рис. 16, 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.

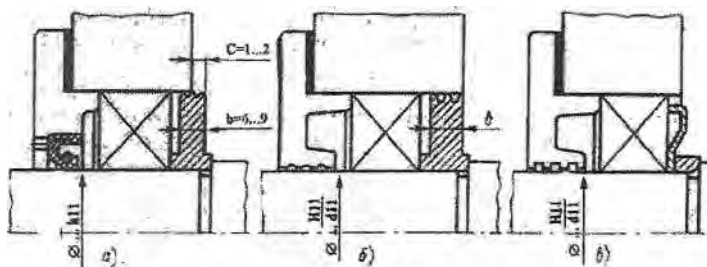


Рис. 16. Мазедерживающие кольца и шайбы:  
 а — магнитное уплотнение; б, в — щелевое уплотнение.

Щелевые уплотнения (рис. 16, 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 внутренне-го и наружного колец.

Схема установки подшипников "враспор": при установке торцовых крышек (рис. 17, 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. 17, б, в) регулировка осуществляется воздействием винта на самоустанавливающуюся шайбу.

Схема установки подшипников "врастяжку": регулирование подшипников производят осевым перемещением внутреннего кольца подшипника с помощью круглой шлицевой гайки (рис. 18). Ослаблять посадку под перемещаемым при регулировке внутренним кольцом подшипника не требуется. Для регулировки подшипников достаточно одной гайки (рис. 18, а, б). Если дополнительно требуется регулировать осевое положение вала, гайки предусматривают на обоих его концах (рис. 18, в).

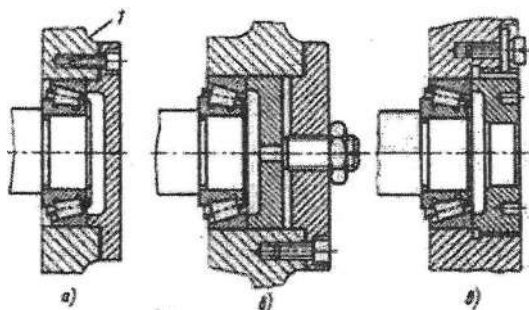


Рис. 17. Осевое регулирование наружных колец:  
а – регулировочными прокладками; б, в – регулирование винтом.

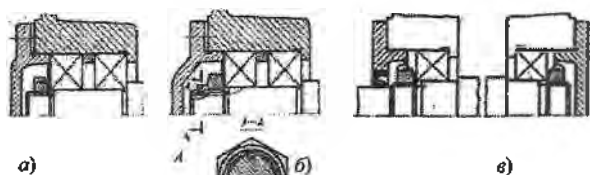


Рис. 18. Осевое регулирование внутренних колец.

Т а б л и ц а 11. Подшипники роликовые конические однорядные,  $\alpha=12...16^\circ$   
(из ГОСТ 27365 – 87)

Обозначение	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры		
	d	D	T	B	c	r	r <sub>1</sub>	C	C <sub>0</sub>	e	Y	Y <sub>0</sub>
Легкая серия												
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
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

## Продолжение табл.11

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,  $\alpha=26...30^\circ$  (из ГОСТ 27365 - 87)

Обозначение	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры		
	d	D	T	B	c	г	г <sub>1</sub>	C	C <sub>0</sub>	e	Y	Y <sub>0</sub>
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

Т а б л и ц а 13. Значения коэффициента безопасности  $K_B$  и требуемой долговечности подшипников  $L_{410}$

Машина, оборудование и характер нагрузки	$L_{410}$	$K_B$
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; машины для односменной работы, не всегда эксплуатируемые с полной нагрузкой, стационарные электродвигатели, редукторы	$(8...12) \cdot 10^3$	1,1...1,2
	$(10...25) \cdot 10^3$	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; шлифовальные, строгальные и долбежные станки, центрифуги и сепараторы, зубчатые приводы 8-й степени точности, винтовые конвейеры, краны электрические	$(20...30) \cdot 10^3$	1,3...1,4
	$(40...50) \cdot 10^3$	1,5...1,7
Значительные толчки и вибрации. Кратковременные перегрузки до 200% от расчетной нагрузки: ковачные машины, галтовочные барабаны, зубчатые приводы 9-й степени точности	$(60...100) \cdot 10^3$	1,7...2

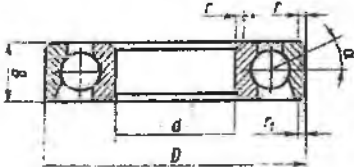
Т а б л и ц а 14. Значение температурного коэффициента  $K_T$

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

Т а б л и ц а 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

Т а б л и ц а 16. Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные  
(из 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

Т а б л и ц а 17. Значения коэффициентов X, Y и e для радиальных и радиально-упорных шариковых подшипников

Тип подшипника	$\alpha,^\circ$	$F_2/C_0$ $F_2/C_0$	Подшипники однорядные		Подшипники двухрядные				e	
			$F_2/(VF_1) > e$		$F_2/(VF_1) \leq e$		$F_2/(VF_1) > e$			
			X	Y	X	Y	X	Y		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Радиальный	0	0,014	0,56	2,30	1,0	0	0,56	2,30	0,19	
		0,028							1,99	0,22
		0,056							1,71	0,26
		0,084							1,55	0,28
		0,110							1,45	0,30
		0,170							1,31	0,34
		0,280							1,15	0,38
		0,420							1,04	0,42
		0,560							1,00	0,44

Продолжение табл. 17

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
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
		0,015		1,47		1,65		2,39	0,38
	0,029	1,40	1,57	2,28	0,40				
	0,058	1,30	1,46	2,11	0,43				
	0,087	1,23	1,38	2,00	0,46				
	0,114	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	—	0,37	0,66	1	0,66	0,60	1,07	0,95
	36	—	0,35	0,57	1	0,55	0,57	0,93	1,14
	40	—	0,35	0,57	1	0,55	0,57	0,93	1,14

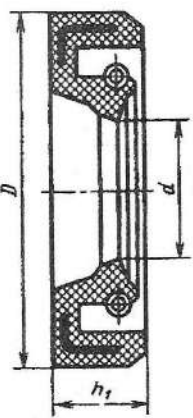
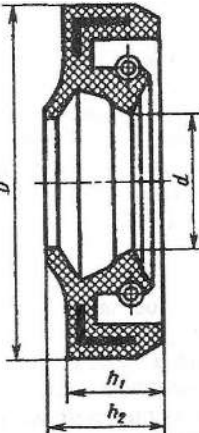
Таблица 18. Подшипники шариковые радиальные однорядные (из ГОСТ 8338 - 75)

Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность	
	d	D	B	r	C, кН	C <sub>0</sub> , кН
Легкая серия						
1	2	3	4	5	6	7
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

Продолжение табл. 18

1	2	3	4	5	6	7
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

Т а б л и ц а 19. Манжеты резиновые армированные (по ГОСТ 8752 - 79)

		Размеры, мм			
		<i>d</i>	<i>D</i>	<i>h</i> <sub>1</sub>	<i>h</i> <sub>2</sub>
Тип I  	Тип II с пыльник  	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 [3, 6, 8, 9, 13, 14, 17, 22, 25, 27]

Основные параметры зубчатых, червячных колес и червяков (диаметры ширина, модуль, число зубьев и пр.) определены при проектировании передач (см. раздел 6.6). 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  $d_2/d \leq 2,5$  (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  $d_{ac} \leq 500 \dots 700$  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 (рис. 19).

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  $d_B$  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.

Т а б л и ц а 20. Конструкция цилиндрических зубчатых колес, мм

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

П р и м е ч а н и е. Размеры  $b_1, b_2, m, d$  принять из расчета передач и валов.

Т а б л и ц а 21. Конструкция конических зубчатых колес, мм

Элемент	Параметр	Способ получения заготовки		
		а – круглый прокат, б – ковка	а – ковка, б – штамповка	а – литье, б – составные
Обод	Диаметр	$d_{ac} \leq 120$ мм	$d_{ac} > 120$ мм	$d_{ac} > 180$ мм
	Толщина	$S = 2,5 \cdot m_{ac}(m_e); S_0 \geq 1,2 \cdot m_{ac}(m_e)$		
	Ширина	—	$b_0 = S$	$b_0 = 0,5 \cdot b$
Ступица	Диаметр внутренний	$d = d_k$		
	Диаметр наружный	$d_{cr} = 1,55 \cdot d$ при соединении шпоночном и с натягом		
	Толщина	$\delta_{cr} \approx 0,3 \cdot d$		
	Длина	$l_{cr} = (1,2 \dots 1,5) \cdot d$		
Диск	Толщина	С определяется графически	$C = 0,5 \cdot (S + \delta_{cr}) \geq 0,25 \cdot b$	
	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	—	—	$d_0 \geq 25$

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

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

Т а б л и ц а 22. Конструирование червячных колес, мм

Элемент колеса	Параметр	Значения
Обод	Диаметр наибольший	$d_{am2}$
	Диаметр внутренний	$d_a = 0,9 \cdot d_2 + 2,5 \text{ м}$
	Толщина	$S = 0,05 \cdot d_2$ ; $S_0 \approx 1,2 \cdot S$ ; $h = 0,15 \cdot b_2$ ; $t = 0,8 \cdot h$
	Ширина	$b_2$
Ступица	Диаметр внутренний	$d = d_k$
	Диаметр наружный	Стальная $d_{ст} = 1,55 \cdot d$ Чугунная $d_{ст} = 1,6 \cdot d$ при соединении шпоночном и с натягом
	Толщина	$\delta_{ст} \approx 0,3 \cdot d$
	Длина	$l_{ст} = (1,2 \dots 1,5) \cdot d$
Диск	Толщина	$C = 0,5 \cdot (S + \delta_{ст}) \geq 0,25 \cdot b_2$
	Радиусы закруглений и уклоны	$R \geq 10$ ; $\gamma \geq 7^\circ$
	Отверстия	$d_0 \geq 25 \text{ мм}$ ; $n_0 = 4 \dots 6$

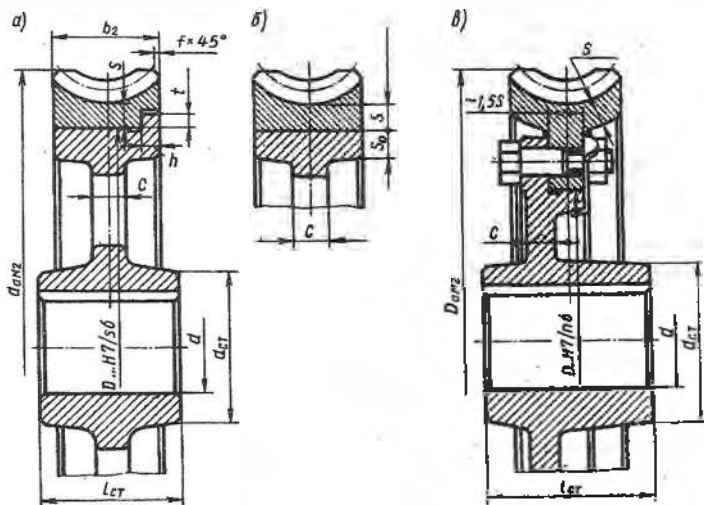
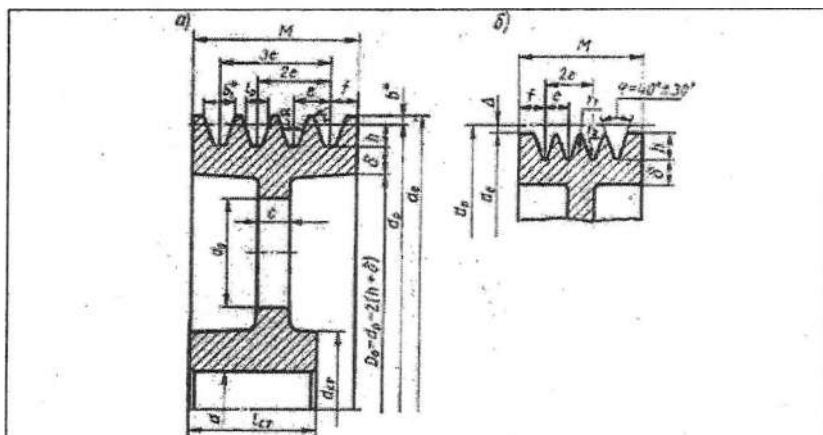


Рис. 19. Конструкции червячных колёс:  
а и б – с напрессованным венцом,  
в – крепление венца болтами, поставленными без зазора.

Т а б л и ц а 23. Размеры шкивов для приводных клиновых ремней, мм



Сече- ние ремня	$l_p$	b	h	e	f	$\alpha=(34\pm 1)^\circ$		$\alpha=(36\pm 1)^\circ$		$\alpha=(38\pm 1)^\circ$	
						$d_p$	$b_1$	$d_p$	$b_1$	$d_p$	$b_1$
O(Z)	8,5	2,5	7,5	12,0	8,0	63...71	10	80...100	10,1	112...160	102
A(A)	11	3,3	9,0	15,0	10,0	75...112	13,1	125...160	13,3	180...400	134
Б(B)	14	4,2	11,0	19,0	12,5	125...160	17,0	180...224	17,2	250...500	174
В(C)	19	5,7	14,5	25,5	17,0	—	—	200...315	22,7	355...630	229
Г(D)	27	8,1	20,0	37,0	24,0	—	—	315...450	32,3	500...900	326
Д(E)	32	9,6	23,5	41,5	29,0	—	—	500...560	38,2	630...1120	386
Е	42	12,5	30,5	58,0	38,0	—	—	—	—	800...1400	506
УО(SPZ)	8,5	2,5	10	12,0	8,0	63...80	10,0	—	—	>80	102
УА(SPA)	11	3,3	13	15,0	10,0	90...112	12,8	—	—	>112	131
УБ(SPB)	14	4,2	17	19,0	12,5	125...160	16,4	—	—	>180	167
УВ(SPC)	19	5,7	22	25,5	17,0	180...200	21,8	—	—	>200	220

Определяются следующие геометрические размеры.

Внешний диаметр шкива для передачи:

клиновыми ремнями  $d_c = d_p + 2 \cdot b$ ;

поликлиновыми ремнями  $d_c = d_p - 2 \cdot b$ .

Ширина шкива  $M = (z-1) \cdot e + 2 \cdot f$ ,

где  $z$  — число канавок на шкиве.

Толщина обода шкивов:

клиноременных  $\delta_{к.у.р} = (1,1 \dots 1,3) \cdot h$ ;

поликлиновым ремнем  $\delta_{к.у.р} = 1,6 \cdot h$ .

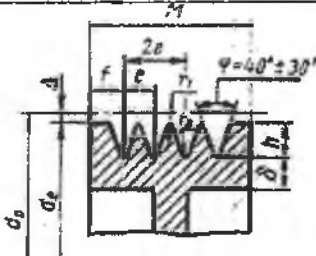
Толщина обода стальных шкивов:

$\delta_{ст} \approx 0,8 \cdot \delta_{чуг}$

Размер  $C$  принять равным 8...14 мм. Диаметр ступицы

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

Т а б л и ц а 24. Размеры шкивов для приводных поликлиновых ремней, мм



Сечение ремня	$h$	$\Delta$	$e$	$f$
К	2,15	0,95	2,4	3,5
Л	4,7	2,4	4,8	5,5
М	9,6	3,55	9,5	10,0

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

Основные геометрические параметры шкива, мм

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  $d = m \cdot z$ ;

окружности выступов  $d_o = d - 2 \cdot \delta_p + k$ ;

окружности впадин  $d_f = d_o - 1,8 \cdot m$ .

Угол впадины:

при  $m \leq 2,0$  мм  $2 \cdot \gamma = 50 \pm 1^\circ$ ;

при  $m \geq 3,0$  мм  $2 \cdot \gamma = 40 \pm 1^\circ$ .

Расстояние от впадины зуба ремня до средней линии металлического троса:

$\delta_p = 0,6$  мм при  $m = 2,0$  и  $3,0$  мм и

$\delta_p = 0,8$  мм при  $m = 4,0 \dots 10,0$  мм.

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

$d_2$ , 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

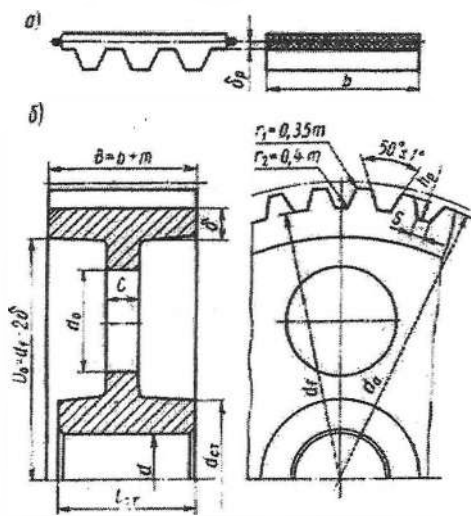
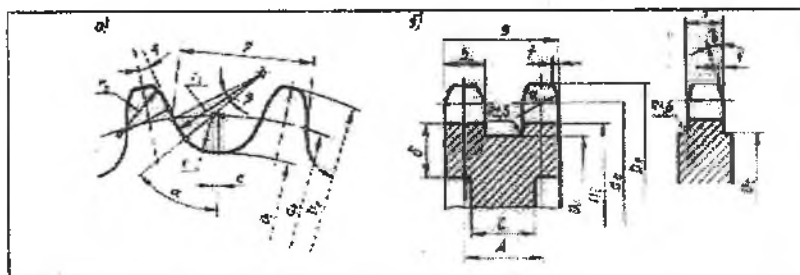


Рис. 20. Шкив зубчатременной передачи.

Т а б л и ц а 25. Конструкция звездочек роликовых и втулочных цепей



Шаг P, мм	Параметры, мм			
	ВВМ	A	$d_1$	h
12,7	7,75	13,92	8,51	11,8
15,875	9,65	16,59	10,16	14,8
19,05	12,7	25,5	11,91	18,2
25,4	15,88	29,29	15,88	24,2
31,75	19,05	35,76	19,05	30,2

Числа зубьев  $z_1$  и  $z_2$ , ширина ремня  $b$  принимаются из расчета зубчаторемненной передачи.

Звездочки роликовых и втулочных цепей во многом подобны зубчатым колесам.

Размеры венца звездочек определяют по следующим соотношениям:

делительный диаметр  $d_d = p / \sin(180^\circ/z)$ ;

диаметр окружности выступов  $D_e = p \cdot [0,6 + \text{ctg}(180^\circ/z)]$ ;

диаметр проточки  $D_c = p \cdot \text{ctg}(180^\circ/z) - 1,3 \cdot h$ ;

ширина зуба цепи однорядной  $b = 0,93 \cdot B_{\text{вн}} - 0,15$  мм;

двух- и трехрядной  $b = 0,9 \cdot B_{\text{вн}} - 0,15$  мм;

ширина венца  $B = (n-1) \cdot A + b$ ;

радиус закругления зуба  $R = 1,7 \cdot d_1$ ;

толщина обода  $\delta = 1,5 \cdot (D_e - d_d)$ ;

толщина диска  $c = (1,2 \dots 1,3) \cdot \delta$ ;

угол скоса  $\gamma \approx 20^\circ$ ;

радиус впадины  $r = 0,5025 \cdot d_1 + 0,05$  мм.

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

Т а б л и ц а 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	—	—

Определяются следующие геометрические размеры:  
 делительный диаметр  $d_d = p / \sin(180^\circ/z)$ ;  
 диаметр окружности выступов  $D_e = p / \operatorname{tg}(180^\circ/z)$ ;  
 диаметр окружности впадин  $D_i = d_d - 2 \cdot h_f / \cos(180^\circ/z)$ ;  
 диаметр проточки  $D_c = D_e - 1,5 \cdot p$ ;  
 ширина венца  $b = B + 2 \cdot S$ ;  
 ширина направляющей канавки  $a = 2 \cdot S$ ;  
 толщина обода  $\delta = h_2$ ;  
 толщина диска  $c = (1,2 \dots 1,3) \cdot \delta$ .  
 Диаметр и длину ступицы звездочек выполняют по соотношениям для зубчатых колес.

## 6.8. Конструирование корпусных деталей, стаканов и крышек [8, 9, 11, 13, 21, 22, 23, 25, 27]

### 6.8.1. 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. 21, табл.27).

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.

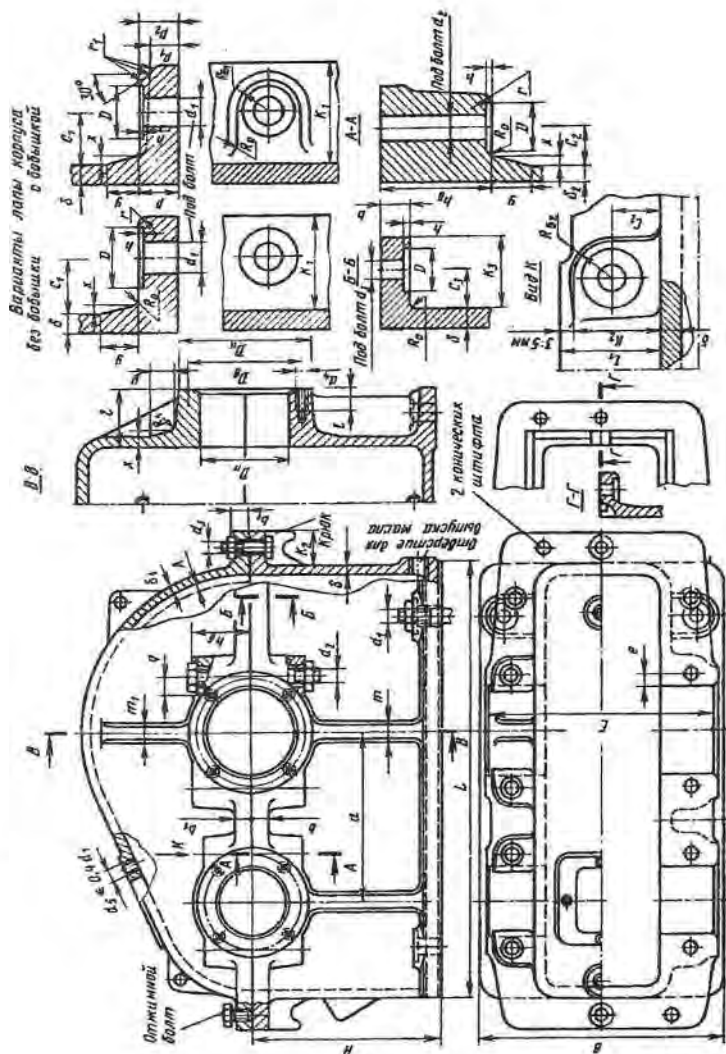


Рис 21. Конструктивные элементы корпуса редуктора.

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

### 6.8.2. Конструирование стаканов

Стаканы применяют для создания самостоятельного сборочного комплекта вала с фиксирующими опорами (рис. 22). 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.

Варианты конструкций стаканов, наиболее часто встречающиеся на практике, представлены на рис. 23.

Толщину  $\delta$  стенки,  $\delta_k$  крышки подшипника, диаметр  $d$  и число  $z$  винтов крепления стакана и крышки к корпусу назначают в зависимости от диаметра  $D$  наружного кольца подшипника (табл. 28).

Наружный диаметр стакана  $D_2 \approx D + 2 \cdot \delta$  округляют до ближайшего стандартного числа из ряда.

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

Высоту  $t$  упорного запечника согласуют с размером фаски наружного кольца подшипника.

Принимая  $C = d(d_1)$ ,  $h = (1,0 \dots 1,2) \cdot d$ , получаем минимальный диаметр фланца стакана  $D_f = D_2 + (4 \dots 4,4) \cdot d$ .

Т а б л и ц а 27. Основные элементы корпуса из чугуна (рис. 21)

Параметры корпусных деталей	Формулы (ориентировочные соотношения)
1	2
Толщина стенки корпуса	$\delta \approx 1,12 \sqrt{T_{max}} \geq 8$
Толщина стенки крышки	$\delta_1 \approx 0,9 \cdot \delta$
Толщина ребра: в сопряжении со стенкой корпуса в сопряжении со стенкой крышки	$m = (0,8 \dots 1,0) \cdot \delta$ $m_1 = (0,8 \dots 1,0) \cdot \delta_1$
Толщина фланца корпуса	$b = 1,5 \cdot \delta$
Толщина фланца крышки	$b_1 = 1,5 \cdot \delta_1$
Толщина подъемных ушей: корпуса крышки	$\delta_2 = 2,5 \cdot \delta$ $\delta_3 = 2,5 \cdot \delta_1$
Толщина нижнего пояса корпуса (фундаментных лап): без бобышки при наличии бобышки	$p = 2,35 \cdot \delta$ (или $p \approx 1,5 \cdot d_1$ ) $p_1 = 1,5 \cdot \delta$ ; $p_2 = (2,25 \dots 2,75) \cdot \delta$

Продолжение табл. 27

1	2
Диаметр фундаментных болтов (их число $\geq 4$ )	$d_1 = \sqrt[3]{4 \cdot T_{\text{max}}} \geq 12$ , или $d_1 = (0,03 \dots 0,036) a_T + 12$ ; $d_1 = 0,072 R_0 + 12$
Диаметр болтов (винтов) соединения крышки с корпусом редуктора: у подшипников соединяющих основание корпуса с крышкой	$d_2 = (0,7 \dots 0,75) \cdot d_1$ $d_3 = (0,5 \dots 0,6) \cdot d_1$
Диаметр болтов (винтов) крепления торцовых крышек подшипников и крышки смотрового отверстия	$d_4 = d_3 = 0,5 \cdot d_1 \geq 6$
Диаметр отжимных болтов (большие для тяжелых редукторов)	8...16 мм
Диаметр резьбы пробки для выпуска масла	$d_{\text{пр}} \geq (1,6 \dots 2,2) \cdot \delta$
Диаметр прилива подшипникового гнезда	$D_{\text{пр}} \approx 1,25 \cdot D_{\text{пр}} + 10$
Расстояние от стенки корпуса до края фланца фундаментных лап	$K_1 = (2,2 \dots 2,5) \cdot d_1$
Расстояние от стенки до края фланца по разьему корпуса и крышки у подшипников; у основания	$K_2 = (2,2 \dots 2,5) \cdot d_2$ $K_3 = (2,2 \dots 2,5) \cdot d_3$
Расстояние от стенки корпуса до оси болтов (винтов)	$C_1 \approx 0,5 \cdot K_1$ $C_2 \approx 0,5 \cdot K_2$ $C_3 \approx 0,5 \cdot K_3$
Размеры, определяющие положение болтов $d_2$	$l \approx (1 \dots 1,2) \cdot d_2$ ; $q \geq 0,5 \cdot d_2 + d_4$
Расстояние между осями болтов (винтов) для крепления: крышки редуктора к корпусу; крышки редуктора к корпусу в месте приливов подшипниковых гнезд	$l_3 \approx (10 \dots 15) \cdot d_3$ $l_2 \approx D_{\text{пр}} + (1,8 \dots 2) \cdot d_2$
Наименьший зазор между наружной поверхностью колеса и стенкой корпуса: по диаметру по торцам	$A \approx (1 \dots 1,2) \cdot \delta$ $A_1 \approx A$

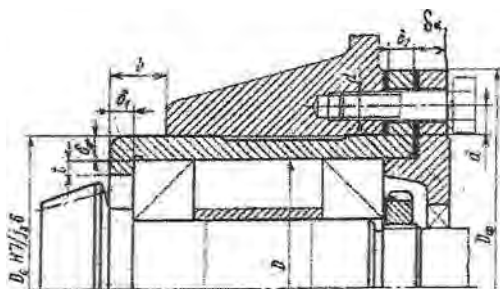


Рис. 22. Конструкция стакана для фиксирующих опор или опор конических зубчатых колес.

Т а б л и ц а 28. Основные размеры стаканов (рис. 23)

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 <sub>1</sub> , мм	5	5	6	7	8
d(δ <sub>4</sub> ), мм	6	6	8	10	12
z	4	4	4	6	6

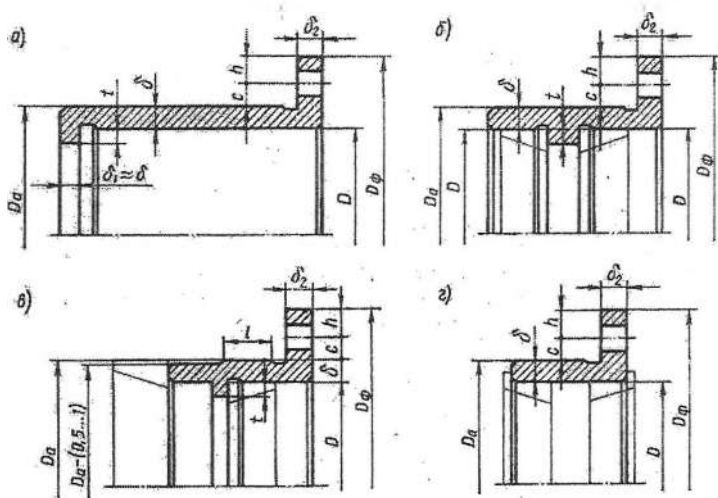


Рис. 23. Конструкции стаканов.

Для снижения массы корпуса (рис. 22) допускается свисание стакана на,  $b = (1,5 \dots 2,0) \cdot \delta$ .

Проточка, выполненная на наружной поверхности стакана (рис. 22), облегчает сборку и уменьшает длину шлифуемой поверхности.

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<sub>6</sub> или H7/h<sub>6</sub>, для неподвижных – после установки в корпус стаканов применяют посадки H7/k<sub>6</sub> или H7/m<sub>6</sub>.

### 6.8.3. Конструирование крышек подшипников

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

Конструкция привертных крышек показана на рис. 24, закладных – на рис. 25.

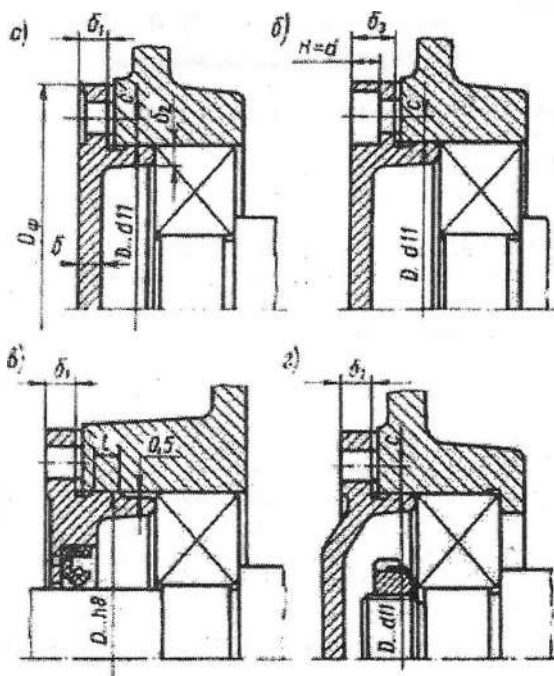


Рис. 24. Конструкция привертных крышек.

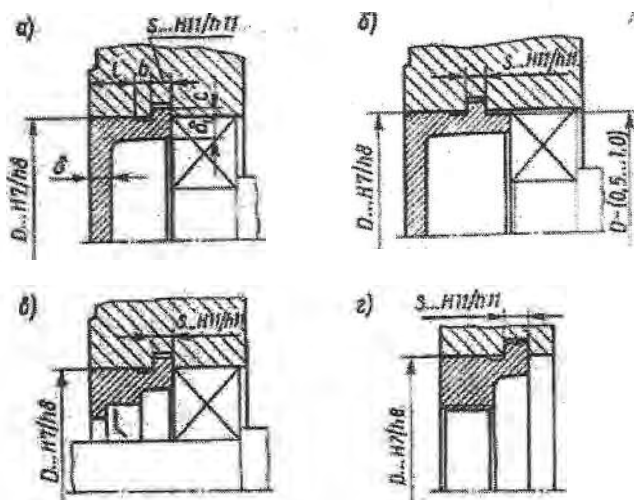


Рис. 25. Конструкция закладных крышек.

Толщина стенки привертной крышки ( $\delta_x$  или  $\delta_1$ ), диаметр  $d$  и число  $z$  винтов принимаются по табл. 28.

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

При установке в крышке подшипников манжетного уплотнения (рис. 24, в) выполняют рашечку 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  $1 \dots 2$  мм.

Закладные крышки (рис. 25) широко применяют в редукторах, имеющих плоскость разреза по осям валов.

Толщину стенки  $\delta$  принимают по табл. 28. Размеры других элементов крышки следующие:  $\delta_1 = (0,9 \dots 1) \cdot \delta$ ;  $S = (0,9 \dots 1) \cdot \delta$ ;  $c \approx 0,5 \cdot S$ ;  $b \approx 5 \dots 8$  мм;  $l \geq b$ .

Обычно крышки изготавливают из чугуна. Однако с целью повышения прочности резьбы закладную крышку с резьбовым отверстием под нажимной винт (рис. 25, з) изготавливают из стали.

## 6.9. Смазывание зубчатых и червячных передач [8, 9, 11, 13, 22, 23, 25, 27]

Для уменьшения потерь мощности на трение, снижение 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].

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

### 6.9.2. Выбор сорта масла

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

Сорт масла выбирается по табл. 29, 30 и 31 [8, 19, 22, 25].

Т а б л и ц а 2 9. Рекомендуемая кинематическая вязкость масла, мм<sup>2</sup>/с·сСт

Контактные напряжения $\sigma_H$ , МПа	Рекомендуемая кинематическая вязкость (сСт) при окружной скорости, м/с; скорости скольжения, м/с		
	До 2	2...5	Св. 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

Т а б л и ц а 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

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 тяжело нагруженных узлов); третий – принадлежность к подгруппе по эксплуатационным свойствам (А – масло без присадок, С – масло с антиокислительными, антикоррозионными и противозносными присадками, Д – масло с антиокислительными, антикоррозионными противозносными и противозадирными присадками, П – глубокоочищенное легированное); четвертый (число) – класс кинематической вязкости.

Т а б л и ц а 31. Рекомендуемые сорта смазочных масел для червячных передач

Контактные напряжения $\sigma_{\text{в}}$ , МПа	Скорость скольжения червячных передач $v_{\text{с}}$ , м/с		
	До 2	2...5	Св. 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)
Св. 250	И-Т-Д-680 (ИТД-680)	И-Т-Д-460 (ИТД-460)	И-Т-Д-220 (ИТД-220)

П р и м е ч а н и е . Класс кинематической вязкости дан для 50° С.

### 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 (рис. 26):

$$h_{\text{в}} \approx (2 \cdot m \dots 0,25 \cdot d_{2T}), \text{ где } m - \text{модуль зацепления.}$$

Считают, что в двухступенчатой передаче при окружной скорости  $v \geq 1$  м/с достаточно погружать в масло только колеса тихоходной передачи (рис. 26,а). При  $v < 1$  м/с в масло должны быть погружены колеса обеих ступеней передачи (рис. 26,б).

В соосных редукторах при расположении валов в горизонтальной плоскости в масло погружают колеса быстроходной и тихоходной ступеней (рис. 26,в). При расположении валов в вертикальной плоскости погружают в масло шестерню и колесо, расположенные в нижней части корпуса (рис. 26,г). Если глубина погружения колеса окажется чрезмерной, то снижают уровень масла и устанавливают специальное смазывающее колесо 1 (рис. 26,д).

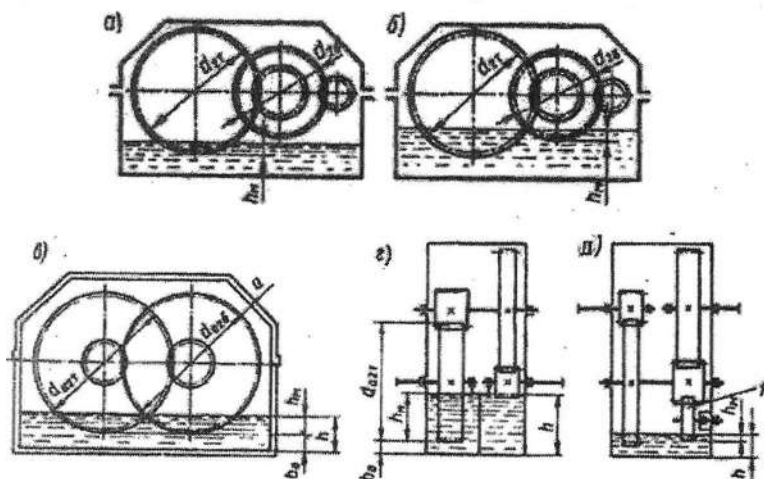


Рис. 26. Глубина погружения в масло деталей цилиндрического редуктора.

В конических или в коническо-цилиндрических редукторах в масляную ванну должно быть погружено коническое колесо на всю ширину  $b$  венца.

Глубину погружения в масло деталей червячного редуктора принимают: при нижнем расположении червяка (рис. 27,а)  $h_m \approx (0,1 \dots 0,5) \cdot d_{a1}$ , при верхнем (рис. 27,б)  $h_m \approx 2 \cdot m \dots 0,25 \cdot d_2$ .

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. 27, в). Масло заливают в этом случае до центра нижнего тела качения подшипника.

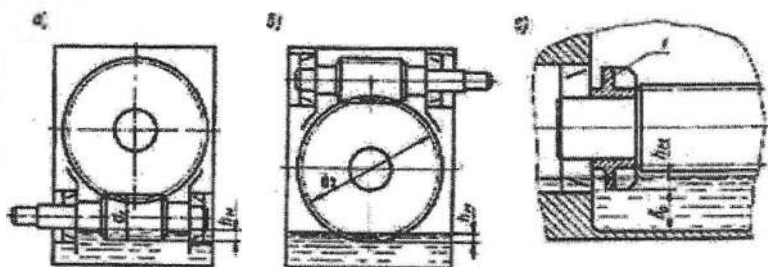


Рис. 27. Глубина погружения в масло деталей червячного редуктора.

### 6.9.5. Контроль уровня масла

Уровень масла, находящегося в корпусе редуктора, контролируют с помощью маслоуказателей (рис. 28).

### 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 (рис. 28, б), закрываемое пробкой с цилиндрической или конической резьбой.

### 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.

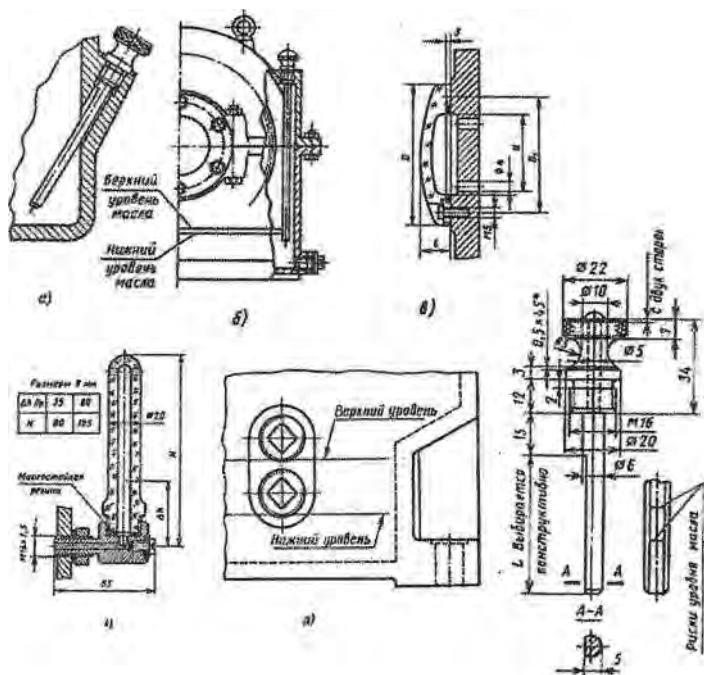


Рис. 28. Конструкции маслоуказателей: а) жезловый в основании корпуса; б) жезловый в крышке корпуса; в) фонарный; г) с трубкой из оргстекла; д) пробки (крановые маслоуказатели); е) жезловый маслоуказатель.

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

$$T_m = k \cdot T_{\text{ном}} \leq T_{\text{табл}} \quad (52)$$

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

$k$  – коэффициент режима работы [25];

$k = 1,25 \dots 1,5$  – транспортеры ленточные;

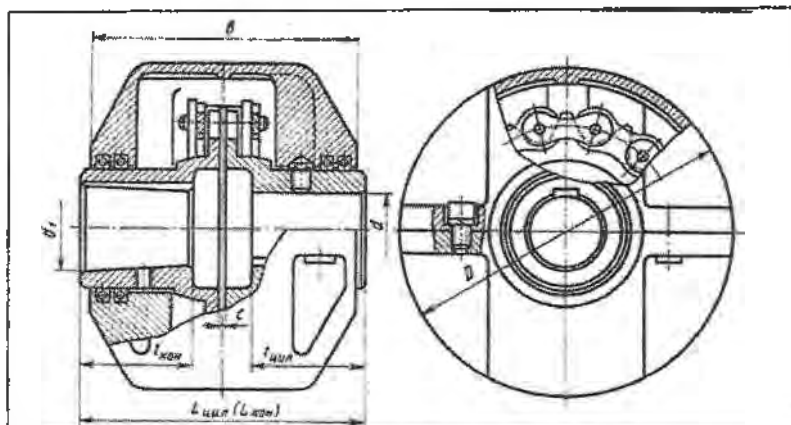
$k = 1,5 \dots 2,0$  – транспортеры винтовые, цепные, скребковые;

$k = 1,25 \dots 1,5$  – краны, лебедки, элеваторы.

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.

Т а б л и ц а 32. Муфты цепные однорядные



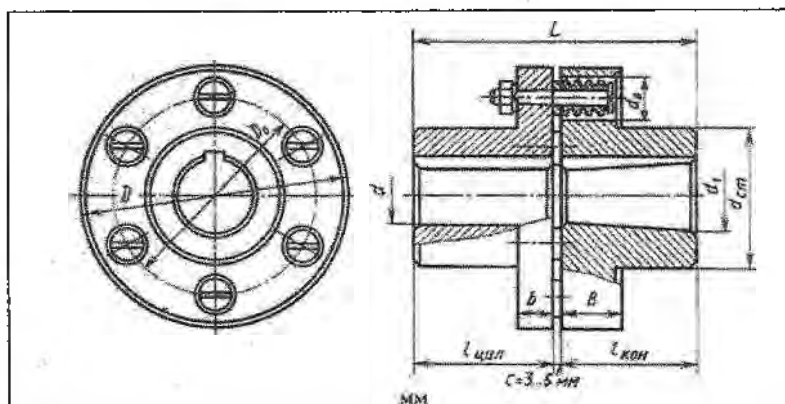
Цепь ГОСТ 13568-75	Число зубьев полушарфты	Момент T, Н·м	Угловая скорость $\omega, c^{-1}$ , не более	Отверстие			Габаритные размеры			Смещение осей валов, не более		
				d, d <sub>1</sub>	l <sub>цеп</sub>	l <sub>кон</sub>	L <sub>шп</sub>	L <sub>лок</sub>	D	радиальное $\Delta r$	угловое $\Delta \theta$	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				
ПР-25,4- 6000	10	125	150	25; 28	42	27	122	92	125	0,2		1,8
				30; 32; 35; 36	58	39	162	124				

Продолжение табл.32.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	В
	12	250	126	32; 35; 36; 38	58	39	162	124	140			
				40; 42; 45	82	57	222	172				
ПР-31.75-8850	14	500	105	40; 42; 45; 48; 50; 55; 56	82	57	222	172	200			2
			84	50; 55; 56	82	57	224	174				
ПР-38.1-12700	12	1000		60; 63; 65; 70; 71	105	73	284	200	210	0,4		
				63; 65; 70	105	73	284	220				
ПР-50.8-22700	12	2000	75	71; 75; 80; 85; 90	130	94	344	272	280	0,6		3,5

Примечание. Пример условного обозначения муфты, передающей номинальный вращающий момент  $T=1000$  Н·м, с диаметром посадочного отверстия полу-муфт  $d=56$  мм, с полу-муфтами типа 1, исполнение одной полу-муфты 1, другой - 2, климатическое исполнение У, категории размещения 3: муфта цепная 1000-56-1.1×56-1.2-УЗ ГОСТ 20884 - 82.

Т а б л и ц а 33. Муфты упругие втулочно-пальцевые



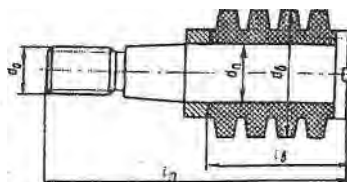
Момент T, Н·м	Угловая скорость $\omega$ , с <sup>-1</sup> , не более	Отверстие			Габаритные размеры			Смещение осей валов, не более	
		d, d <sub>1</sub>	l <sub>цпл</sub>	l <sub>кон</sub>	L	D	d <sub>0</sub>	радиальное $\Delta r$	угловое $\Delta \gamma$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
31,5	670	16; 18; 19	28	18	60	90	20	0,2	1°30'
63	600	20; 22; 24	36	24	76	100			
125	480	25; 28 30	42 58	26 38	89 121	120			
250	400	32; 35; 36; 38 40; 42; 45	58 82	38 56	121 169	140	28	0,3	1°
		40; 42; 45							
500	380	45; 48; 50; 55; 56	82	56	170	190	36	0,4	
710	315								

Продолжение табл.33

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

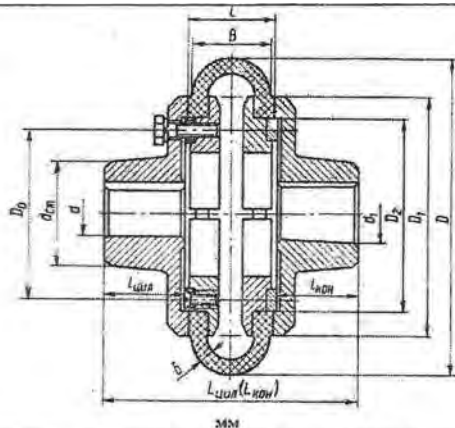
Примечание: 1. Ориентировочное соотношение некоторых размеров муфты:  $B \approx 0,25 \cdot D$ ;  $b \approx 0,5 \cdot B$ ;  $D_0 = D \cdot (1,5 \dots 1,6) \cdot d_0$ , где  $d_0$  – диаметр отверстия под упругую втулку;  $d_{\text{ст}} = 1,6 \cdot d(d_1)$ . 2. Пример условного обозначения муфты с номинальным вращающим моментом 250 Н·м; одна из полумуфт 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 34. Муфты упругие втулочно-пальцевые. Втулки и пальцы



Момент Т, Н·м	Пальцы				Втулка упругая	
	$d_n$	$l_n$	$d_0$	Количество z	$d_e$	$l_n$
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

Т а б л и ц а 35. Муфты упругие с торообразной оболочкой



Момент T, Н·м	Угловая скорость $\omega$ , с <sup>-1</sup> , не более	Отверстие			Габаритные размеры			Смещение осей валов, не более		
		d, d <sub>1</sub>	l <sub>шп</sub>	l <sub>кон</sub>	L <sub>шп</sub>	L <sub>кон</sub>	D	радиальное $\Delta r$	угловое $\Delta \gamma$	осевое $\Delta a$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
40	315	18; 19	30	20	115	100	12 5	1	1°	1
		20; 22; 24	38	26	130	120				
		25	44	28	140	130				
80	315	22; 24	38	26	140	130	16 0	1,6	1°	2
		25; 28	44	28	150	140				
		30	60	40	185	170				
125	260	25; 28	44	28	155	145	18 0	1,6	1°	2
		30; 32; 35; 36	60	40	190	175				

Продолжение табл.35

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
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			3
		40; 42; 45	84	60	255	240					
315	210	35; 36; 38	60	40	215	195	250				
		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
		48; 50; 53; 55; 56	84	60	280	270	320				
800	170	60; 63	108	75	330	310					

Примечание: 1. Ориентировочное соотношение некоторых размеров муфты:  $B \approx 0,25 \cdot D$ ;  $\delta = 0,05 \cdot D$ ;  $C = 0,06 \cdot B$ ;  $D_0 = (0,5 \dots 0,52) \cdot D$ ;  $D_1 = 0,75 \cdot D$ ;  $D_2 = 0,6 \cdot D$ ;  $d_{cr} = 1,55 \cdot d(d_1)$ . 2. Пример условного обозначения муфты с номинальным вращающим моментом 250 Н·м; типа 1, диаметром отверстия полумуфт  $d=40$  мм, с полумуфтами исполнения 1, климатического исполнения У, категории размещения 2: муфта 250-1-40-1-У2 ГОСТ 20884 - 82.

Полумуфты устанавливают на цилиндрические или конические концы валов. При постоянном направлении вращения и умеренно на-



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  $b_0$ ,  $b_{p1}$ ,  $b_k$  и длины  $l_0$ ,  $l_p$ ,  $l_k$  опорных (присоединительных) поверхностей электродвигателя, редуктора и защитного кожуха на величину  $2 \cdot C_0 = 8 \dots 10$  мм.

Длину плиты (рамы) определяют следующим образом:

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

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:

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

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

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

Конструкция фундаментных болтов приведена на рис. 30.

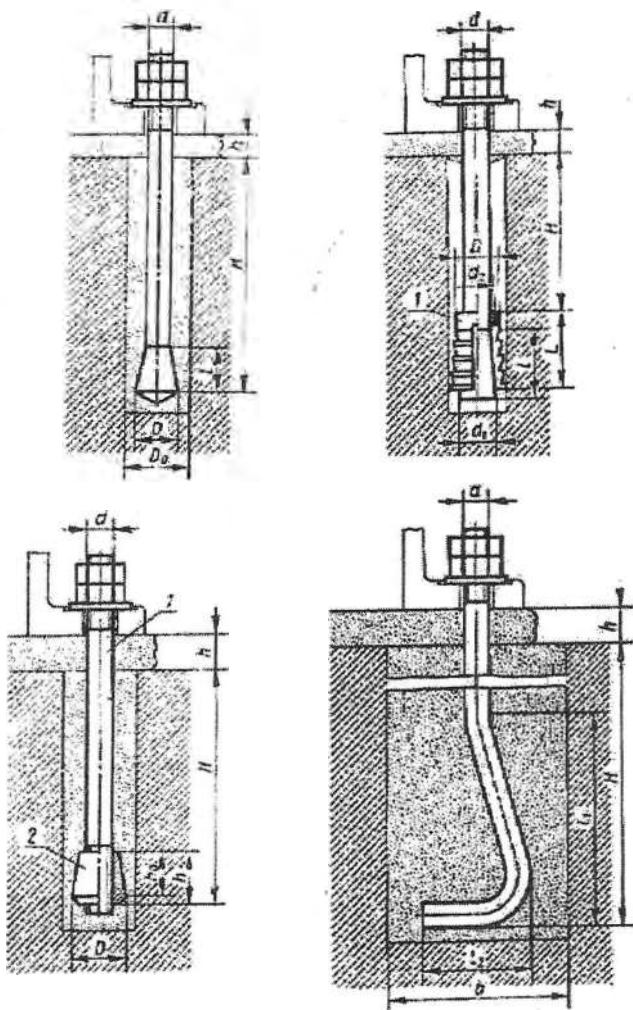


Рис. 30. Конструкция фундаментных болтов.

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

## 6.12. Выбор посадок

На сборочном чертеже для основных сопряжений необходимо выбрать посадку, систему и квалитет. Пример выбора некоторых посадок дан в табл. 36.

Т а б л и ц а 36. Рекомендуемые виды посадок

Сопряжение	Условное обозначение по ГОСТ
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 корпусе редуктора	H7/h6, H7/k6, H7/js6
Крышки подшипников в корпус (или в стакан)	H7/h8, H7/e9, 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 ободе 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
Отверстие в крышке подшипника под манжету	H8
Участок вала под уплотнение (манжету)	h11
Целевое уплотнение	H11/d11
Шлицевое соединение в сборе с центрированием по d	d - 8x36 H7/f7x40x7 D9/f8
Шлицевое соединение в сборе с центрированием по D	D - 8x36x40 H7/js6x7 D9/js7
Шлицевое соединение в сборе с центрированием по b	b - 8x36x40x7 F8/f8

### 6.13. Сборка и регулировка редуктора

Приведен пример сборки двухступенчатого цилиндрического редуктора с вертикальными валами. Перед сборкой внутренние части корпусных деталей очищают и покрывают маслястойкой 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 обратить внимание на следующие мероприятия.

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.

## 6.15. Структура курсового проекта

Введение.

1. Кинематический и силовой расчёт привода.
2. Расчёт передач (в соответствии со схемой привода).
3. Расчёт и конструирование валов.
4. Расчёт шпоночных соединений.
5. Расчёт и конструирование подшипниковых узлов.
6. Конструирование зубчатых и червячных колес, червяков, шкивов и звездочек.
7. Конструирование корпусных деталей, стаканов и крышек.
8. Смазывание зацеплений.
9. Выбор и проверочный расчёт муфт.
10. Конструирование рамы (плиты).
11. Выбор посадок.
12. Сборка и регулировка редуктора.
13. Техника безопасности.

Литература.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Детали машин и основы конструирования. Программа для высших сельскохозяйственных учебных заведений/ В. М. Горелько, А. В. Кузьмицкий, К. В. Сашко, Н. С. Приймаков. Минск, 1998.
2. Единая система конструкторской документации: Справочное пособие / С. С. Борусек, А. А. Волков, М. М. Ефимова и др. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Изд-во стандартов, 1989.
3. А н у р ь е в В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. М.: Машиностроение, 1979.
4. Гузенков П. Г. Детали машин. М.: Высшая школа, 1986.
5. Г ж и р о в Р. И. Краткий справочник конструктора. Л.: Машиностроение, 1983.
6. Детали машин. Атлас конструкций/ Под ред. Д. Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1979.
7. Детали машин в примерах и задачах /Под общ. ред. С. Н. Ничиюрчика. Мн.: Вышэйш. шк., 1981.
8. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин. М.: Высшая школа, 1998.
9. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Детали машин. Курсовое проектирование. М.: Высшая школа, 1990.
10. Иванов М. Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 1998.
11. Иванов М. Н., Иванов В. М. Детали машин. Курсовое проектирование. М.: Высшая школа, 1975.
12. Кузьмин А. В. и др. Расчеты деталей машин: Справочное пособие. Мн.: Вышэйш. шк., 1986.
13. Курсовое проектирование деталей машин /Под ред. В. Н. Кудрявцева. Л.: Машиностроение, 1983.
14. Курсовое проектирование деталей машин: Справочное пособие. В 2 т. Мн.: Вышэйш. шк., 1982.
15. Перель Л. Я. Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник. М.: Машиностроение, 1983.
16. Полова Г. Н., Алексеев С. Ю. Машиностроительное черчение: Справочник. Л.: Машиностроение, 1986.
17. Проектирование механических передач. М.: Машиностроение, 1984.
18. Расчет деталей машин на ЭВМ / Под ред. Д. Н. Решетова и С. А. Шувалова. М.: Высшая школа, 1985.
19. Решетов Д. Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1989.
20. Стандарт предприятия. Проекты (работы) курсовые и дипломные. Общие требования к оформлению. СТП БГСХА 2.0.01-99. Горки, 2000.
21. Устюгов И. И. Детали машин. М.: Высшая школа, 1981.
22. Чернавский С. А. и др. Курсовое проектирование деталей машин. М.: Машиностроение, 1979.
23. Чернилевский Д. В. Курсовое проектирование деталей машин и механизмов. М.: Высшая школа, 1980.
24. Чернин И. М. и др. Расчет деталей машин. Мн.: Вышэйш. шк., 1978.
25. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для техникумов. М.: Высшая школа, 1991.
26. Ряховский О. А., Иванов С. С. Справочник по муфтам. Л.: Политехника, 1991.
27. Курмаз Л. В., Скойбеда А. Т. Детали машин. Проектирование. Мн.: УП "Технопринт", 2001.

## СОДЕРЖАНИЕ

1. Задачи и значение курсового проекта по деталям машин и основам 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
6.3. Расчет зубчатых и червячных передач.....	11
6.4. Расчет и конструирование валов.....	16
6.5. Расчет шпоночных соединений.....	38
6.6. Расчет и конструирование подшипниковых узлов.....	39
6.7. Конструирование зубчатых и червячных колес, червяков, шкивов и звездочек.....	54
6.8. Конструирование корпусных деталей, ступеней и крышек.....	62
6.9. Смазывание зубчатых и червячных передач.....	69
6.10. Конструирование муфт.....	72
6.11. Конструирование рамы (плиты).....	80
6.12. Выбор посадок.....	83
6.13. Сборка и регулировка редуктора.....	84
6.14. Техника безопасности.....	85
6.15. Структура курсового проекта.....	86
Литература.....	87

Учебно-методическое издание

Владимир Михайлович Горелько  
Евгений Иванович Мажугин  
Владимир Алексеевич Дремук

**РАСЧЁТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ  
МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ МАШИН**

Методические указания к выполнению курсового  
проекта по деталям машин и основам конструирования

Редактор Е. Г. Бутова  
Техн. редактор Н. К. Шапрунова  
Корректор Е. А. Юрченко

Подписано в печать 1.04.2003.

Формат 60×84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага для множительных аппаратов.

Печать ризографическая. Гарнитура "Таймс".

Уч. печ. л. 5,11. Уч.-изд. л. 4,97.

Тираж 150 экз. Заказ № 39. Цена 6115 руб.

---

Редакционно-издательский отдел БГСХА

213410, г. Горький Московской области, ул. Студенческая, 2

Отпечатано на ризографической множительных аппаратов БГСХА

г. Горький ул. Мичурина, 5