

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Основы проектирования машин»

# МЕХАНИКА

*Методические рекомендации к практическим занятиям  
для студентов направления подготовки  
13.03.02 «Электроэнергетика и электротехника»  
дневной формы обучения*



Могилев 2023

УДК 531  
ББК 34.41  
М55

Рекомендовано к изданию  
учебно-методическим отделом  
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Основы проектирования машин» «22» марта 2023 г.,  
протокол № 8

Составитель канд. техн. наук, доц. О. В. Пузанова

Рецензент канд. техн. наук, доц. М. Н. Миронова

Методические рекомендации к практическим занятиям для студентов  
направления подготовки 13.03.02 «Электроэнергетика и электротехника»  
дневной формы обучения. Изложены цель, содержание и порядок выполнения  
практических работ.

Учебное издание

МЕХАНИКА

Ответственный за выпуск	А. П. Прудников
Корректор	А. А. Подошевка
Компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.  
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 26 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:  
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования  
«Белорусско-Российский университет».  
Свидетельство о государственной регистрации издателя,  
изготовителя, распространителя печатных изданий  
№ 1/156 от 07.03.2019.  
Пр-т Мира, 43, 212022, г. Могилев.

© Белорусско-Российский  
университет, 2023

## Содержание

Введение.....	4
1 Практическая работа № 1. Расчет сварных соединений.....	5
2 Практическая работа № 2. Расчет резьбовых соединений.....	8
3 Практическая работа № 3. Расчет соединений «вал – ступица».....	11
4 Практическая работа № 4. Энергокинематический расчет привода	13
5 Практические работы № 5–7. Расчет на прочность цилиндрической конической и червячной передач.....	18
6 Практическая работа № 8. Проектный и проверочный расчет вала.	
Подбор и расчет подшипников качения .....	32
Список литературы.....	39
Приложение А. Справочные данные для выполнения энергокинематического расчета привода.....	40
Приложение Б. Справочные данные для выполнения расчета зубчатых и червячной передач.....	42
Приложение В. Справочные данные для выполнения проектного расчета вала.....	48

## Введение

Методические рекомендации составлены в соответствии с рабочей программой по курсу «Механика» для студентов направления подготовки 13.03.02 «Электроэнергетика и электротехника».

Целью изучения дисциплины «Механика» является формирование специалистов, умеющих проектировать соединения, механические передачи, их элементы, являющиеся составными частями электромеханических приводов.

Студент, изучивший дисциплину, будет

– **знать:**

а) устройство и конструкцию соединений, механизмов и механических приводов;

б) методики проектных и проверочных расчетов элементов механического привода;

– **уметь:**

а) пользоваться технической, справочной литературой и стандартами;

б) выполнять и оценивать результаты проектных и проверочных расчетов элементов электромеханического привода;

в) выполнять рабочие чертежи деталей соединений, механизмов, чертежи сборочных единиц и общих видов приводов;

– **владеть:**

а) методами создания рациональных электромеханических приводов, их моделирования;

б) методами анализа соединений, механизмов и приводов с целью оптимизации их характеристик.

Целью методических рекомендаций является помощь студентам при выполнении практических работ по дисциплине «Механика».

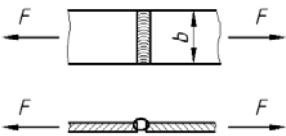
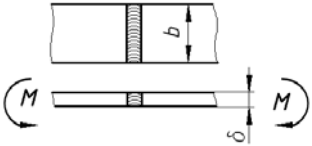
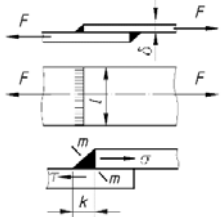
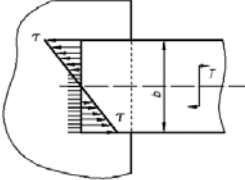
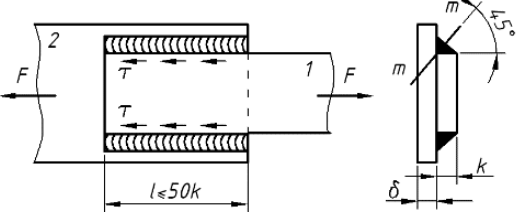
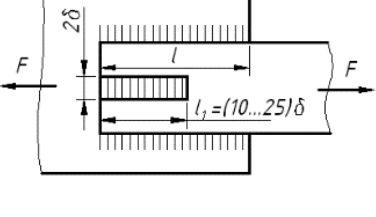
Отчет содержит условия и ход решения задач практического занятия. Все отчеты по практическим работам оформляются в отдельной тетради.

# 1 Практическая работа № 1. Расчет сварных соединений

**Цель:** получение практических навыков расчета сварных соединений.

Сварное соединение – неразъемное соединение, выполненное сваркой. Сварное соединение включает три характерные зоны, образующиеся во время сварки: зону сварного шва, зону сплавления и зону термического влияния, а также часть металла, прилегающую к зоне термического влияния. В таблице 1.1 приведены характерные варианты конструкций и расчет сварных соединений. В таблице 1.2 приведены допускаемые напряжения сварных соединений.

Таблица 1.1 – Расчет сварных соединений

Схема	Расчет
<i>Стыковые соединения (стыковой шов)</i>	
	$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F}{b \cdot \delta} \leq [\sigma]$
	$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{6 \cdot M}{b \cdot \delta^2} \leq [\sigma]$
<i>Нахлесточные соединения угловой шов</i>	
	<p style="text-align: center;">Лобовой</p> $\tau = \frac{F}{\beta \cdot k \cdot l} \leq [\tau]$
	$\tau = \frac{T}{W} = \frac{6 \cdot T}{\beta \cdot k \cdot b^2} \leq [\tau]$
	<p style="text-align: center;">Фланговый</p> $\tau = \frac{F}{2 \cdot \beta \cdot k \cdot l} \leq [\tau]$
	$\tau = \frac{F}{\beta \cdot k \cdot (2 \cdot l + l_1)} \leq [\tau]$

## Окончание таблицы 1.1

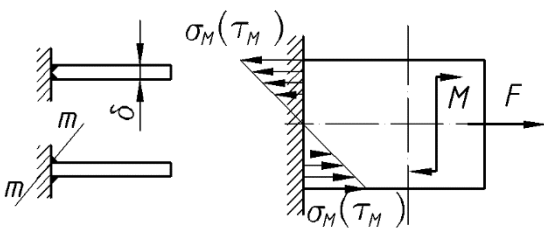
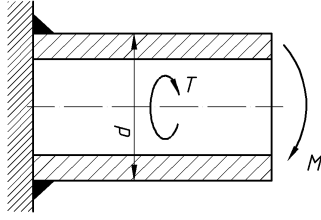
Схема	Расчет
<i>Тавровые соединения</i>	
	Стыковой $\sigma = \frac{6M}{\delta \cdot l^2} + \frac{F}{\delta \cdot l} \leq [\sigma]$
	Угловой $\tau = \frac{6M}{2l^2 \beta \cdot k} + \frac{F}{2l \beta \cdot k} \leq [\tau]$
	$\tau = \sqrt{\tau_T^2 + \tau_M^2} \leq [\tau]$ $\tau_T = \frac{T}{W_P} = \frac{2T}{\beta \cdot k \cdot \pi \cdot d^2}$ $\tau_M = \frac{M}{W} = \frac{4M}{\beta \cdot k \cdot \pi \cdot d^2}$

Таблица 1.2 – Допускаемые напряжения сварных соединений

Вид технологического процесса сварки	Допускаемое напряжение в швах при		
	растяжении $[\sigma]_P$	сжатию $[\sigma]_{СЖ}$	срезе $[\tau]$
Автоматическая под флюсом, ручная стыковая электродами Э42А и Э 50А, контактная стыковая	$[\sigma]_P$	$[\sigma]_P$	$0,65[\sigma]_P$
Ручная дуговая электродами Э42 и Э50, газовая	$0,9[\sigma]_P$	$[\sigma]_P$	$0,6[\sigma]_P$
Контактная точечная и шовная	–	–	$0,5[\sigma]_P$

Допускаемое напряжение на растяжение для материала соединяемых деталей при статических нагрузках:

$$[\sigma]_P = \frac{\sigma_T}{s}$$

Для металлических конструкций запас прочности  $s = 1,4 \dots 1,6$ .

**Пример** – Подобрать трубы для сварного соединения двух труб (рисунок 1.1) с наружным диаметром  $D = 110$  мм, толщиной  $\delta$ , находящемуся под действием осевой растягивающей нагрузки  $F = 200$  кН. Материал труб – сталь Ст3. Сварка ручная дуговая электродом Э42.

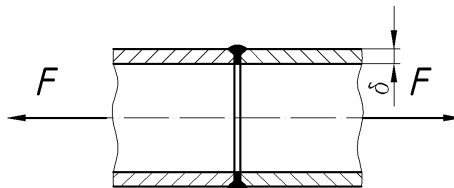


Рисунок 1.1 – Сварное соединение

Определяем допускаемые напряжения при растяжении материала труб:

$$[\sigma]_P = \frac{\sigma_T}{s} = \frac{220}{1,5} = 146,6 \text{ МПа.}$$

Определяем допускаемые напряжения при растяжении сварного шва:

$$[\sigma] = 0,9[\sigma]_P = 0,9 \cdot 146,6 = 132 \text{ МПа.}$$

Запишем условие прочности для трубы на растяжение и выразим необходимую площадь поперечного сечения трубы

$$\sigma = \frac{F}{A} \leq [\sigma]; \quad A = \frac{F}{[\sigma]};$$

$$A = \pi \cdot D^2 - \pi \cdot d^2 = \pi \cdot D^2 - \pi \cdot (D - \delta)^2.$$

Отсюда

$$\pi \cdot (D - \delta)^2 = \pi \cdot D^2 - A.$$

Выражаем необходимую толщину трубы  $\delta$ :

$$D - \delta = \sqrt{\frac{\pi \cdot D^2 - A}{\pi}} = \sqrt{D^2 - \frac{A}{\pi}} = \sqrt{D^2 - \frac{F}{[\sigma] \cdot \pi}};$$

$$\delta = D - \sqrt{D^2 - \frac{F}{[\sigma] \cdot \pi}} = 0,110 - \sqrt{0,110^2 - \frac{200 \cdot 10^3}{132 \cdot 10^6 \cdot 3,14}} = 0,00222 \text{ м.}$$

По ГОСТ 8734–75 принимаем трубу  $D = 110$  мм и  $\delta = 2,5$  мм.

Уточним площадь поперечного сечения трубы:

$$A = \pi \cdot D^2 - \pi \cdot (D - \delta)^2 = 3,14 \cdot 0,11^2 - 3,14 \cdot (0,11 - 0,0025)^2 = 0,001707 \text{ м}^2.$$

Проверяем соединение на прочность:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{200 \cdot 10^3}{0,001707} = 117 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 132 \text{ МПа.}$$

### **Задачи для самостоятельного решения**

1 Полоса сечением  $160 \times 10$  мм (ширина и толщина) из стали Ст 3, нагруженная растягивающей силой  $P = 1200$  Н, приварена к косынке двумя фланговыми швами (рисунок 1.2). Определить требуемую длину  $l_\phi$  фланговых швов, если сварка выполнена вручную электродами Э50.  $[\sigma_P] = 160$  МПа.

2 Решить задачу, аналогичную предыдущей задаче, при условии, что шов лобовой.

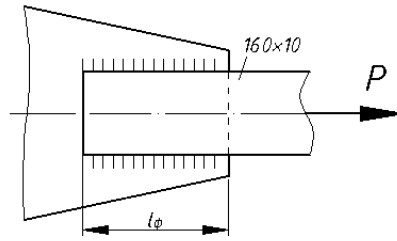


Рисунок 1.2 – Сварное соединение

## 2 Практическая работа № 2. Расчет резьбовых соединений

**Цель:** получение практических навыков расчета резьбовых соединений.

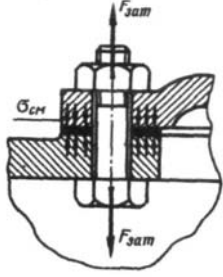
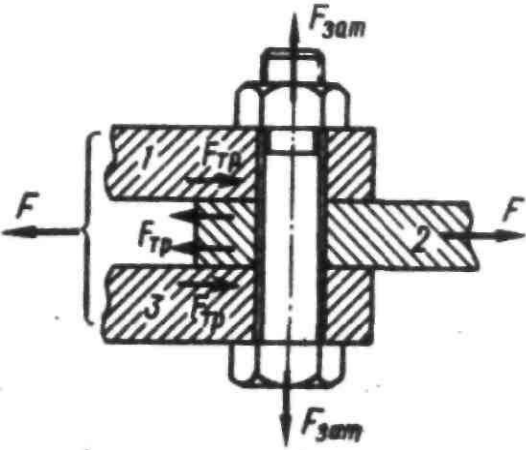
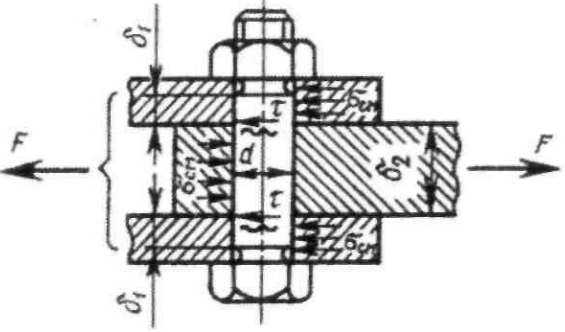
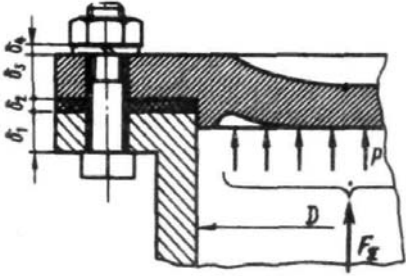
Резьбовое соединение – крепёжное соединение в виде резьбы. В таблице 2.1 приведены примеры расчета резьбы.

Таблица 2.1 – Расчет резьбовых соединений резьбы

Схема	Расчет
	<p>Условия прочности крепежной резьбы винта по напряжениям среза:</p> $\tau = \frac{F}{\pi d_1 H K K_m} \leq [\tau];$ $K = 0,87 ; K_m = 0,6 .$ <p>Условия износостойкости ходовой резьбы по напряжениям смятия:</p> $\sigma_{см} = \frac{F}{\pi d_2 h z} \leq [\sigma_{см}]; \quad z = \frac{H}{p}$
	<p>Стержень винта нагружен только внешней растягивающей силой:</p> $\sigma = \frac{F}{(\pi/4)d_1^2} \leq [\sigma]$



Окончание таблицы 2.1

Схема	Расчет
	<p>Болт затянут, внешняя нагрузка отсутствует:</p> $\sigma_{\text{ЭК}} = \frac{1,3F_{\text{зам}}}{(\pi/4)d_1^2} \leq [\sigma]$
	<p>Болтовое соединение нагружено силами, сдвигающими детали в стыке. Болт поставлен с зазором.</p> <p>Условие отсутствия сдвига детали:</p> $F_{\text{зам}} = \frac{KF}{f};$ $K = 1,3 \dots 1,5;$ $\sigma_{\text{ЭК}} = \frac{1,3F_{\text{зам}}}{(\pi/4)d_1^2} \leq [\sigma];$ $f = 0,15 \dots 0,20$
	<p>Болтовое соединение нагружено силами, сдвигающими детали в стыке. Болт поставлен без зазора.</p> <p>Расчет на смятие стержня болта:</p> $\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{d\delta} \leq [\sigma_{\text{см}}].$ <p>Расчет на срез стержня болта:</p> $\tau = \frac{F}{(\pi/4)d_1^2 \cdot i} \leq [\tau]$
	<p>Болт затянут, внешняя нагрузка раскрывает стык деталей:</p> $F_{\text{П}} = 1,3F_{\text{зам}} + \chi F;$ $F_{\text{СТ}} = F_{\text{зам}} - (1 - \chi)F;$ $\chi = \frac{\lambda_{\text{Д}}}{\lambda_{\text{Д}} + \lambda_{\text{б}}}$

**Пример** (расчетный случай: «Болт затянут, внешняя нагрузка присутствует») – Определить диаметр болта, крепящего расчалку (нагруженную силами  $F = 16$  кН) к основанию (рисунок 2.1). Материал болта – сталь 35 с пределом текучести  $\sigma_T = 300$  МПа. Нагрузка постоянная.

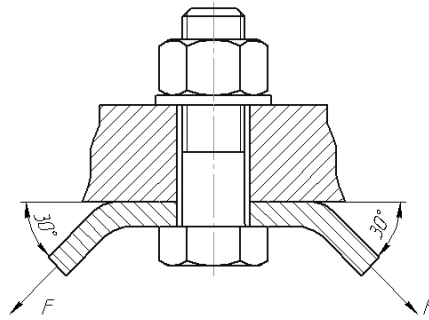


Рисунок 2.1 – Крепление расчалки

*Решение*

Для определения внешней нагрузки на болт, приведем силы, действующие на расчалку к оси болта:

$$F_{BH} = 2 \cdot F \cdot \sin 30^\circ; \quad F_{BH} = 2 \cdot 16 \cdot \sin 30^\circ = 16 \text{ кН.}$$

В данном соединении должна производиться затяжка для обеспечения отсутствия зазора в стыке расчалки и основания. Под действием силы затяжки  $F_{зам}$  стержень болта растягивается, а стык сжимается. Под действием внешней нагрузки стержень болта дополнительно растягивается, а усилие в стыке уменьшается на некоторую величину (часть внешней нагрузки идет на растяжение болта, а часть на раскрытие стыка).

Результирующую нагрузку, действующую на болт  $F_B$  и на стык деталей  $F_{СТ}$ , определяют по выражениям

$$F_B = 1,3 \cdot F_{зам} + \chi \cdot F_{BH}; \quad F_{СТ} = F_{зам} - (1 - \chi) \cdot F_{BH},$$

где  $\chi$  – коэффициент внешней нагрузки, показывающий какая часть внешней нагрузки приходится на растяжение болта (в соединениях без мягких прокладок  $\chi = 0,2 \dots 0,3$  [1]).

Силу затяжки определяют по выражению

$$F_{зам} = K_{зам} \cdot F_{BH},$$

где  $K_{зам}$  – коэффициент затяжки (для обеспечения нераскрытия стыка  $K_{зам} = 1,25 \dots 2$  при постоянной нагрузке и  $K_{зам} = 2,5 \dots 4$  при переменной нагрузке [1]).

Принимаем  $K_{зам} = 1,5$ ,  $\chi = 0,25$  и определяем силу затяжки и результирующее усилие, растягивающее стержень болта:

$$F_{зам} = 1,5 \cdot 16 = 24 \text{ кН}; \quad F_P = 1,3 \cdot 24 + 0,25 \cdot 16 = 35,2 \text{ кН.}$$

Определяем допускаемые напряжения для резьбы.

Предполагая, что резьба находится в диапазоне М16...М30, коэффициент запаса  $[s] = 4...2,5$ . Принимаем  $[s] = 3$ .

При затяжке болтов определяем допускаемые напряжения

$$[\sigma] = \frac{300}{3} = 100 \text{ МПа.}$$

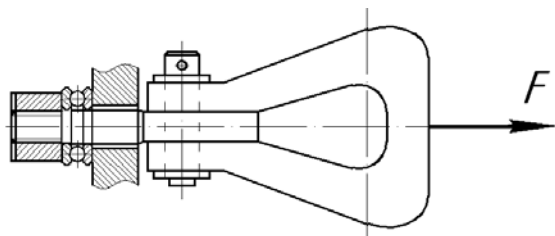
Затяжка учтена при определении расчетной силы, растягивающей болт  $F_p$ .  
Выражаем внутренний диаметр резьбы:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_p}{\pi \cdot [\sigma]}}; \quad d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 35,2 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 100 \cdot 10^6}} = 0,02118 \text{ м} = 21,18 \text{ мм.}$$

По ГОСТ подбираем резьбу М24×2 с  $d_1 = 21,84$  мм

### *Задачи для самостоятельного решения*

1 Определить допускаемую силу затяжки для болта М10, крепящего крышку подшипника, если материал болта – сталь 35 с пределом текучести  $\sigma_T = 400$  МПа. Осевой нагрузкой на подшипнике пренебречь.



2 Резьбовая часть грузовой скобы имеет резьбу М20. Определить, какую нагрузку она может выдержать, если материал скобы – сталь 45 с пределом текучести  $\sigma_T = 360$  МПа (рисунок 2.2).

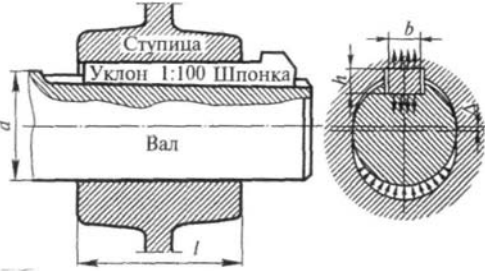
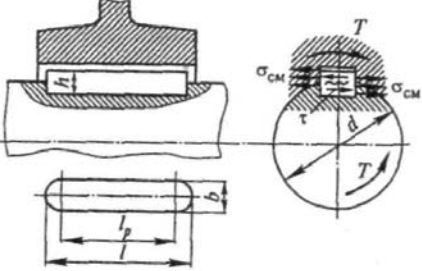
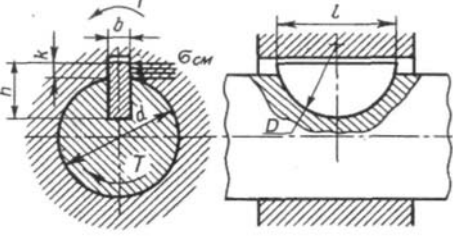
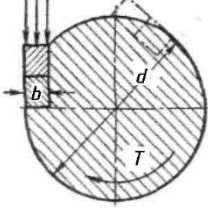
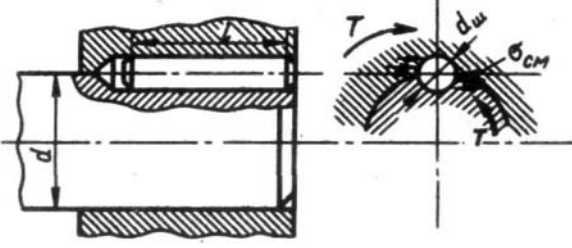
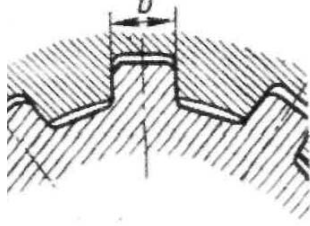
Рисунок 2.2 – Грузовая скоба

## **3 Практическая работа № 3. Расчет соединений «вал – ступица»**

**Цель:** получение практических навыков расчета соединений «вал – ступица».

Для передачи вращения от вала к ступице зубчатого колеса, шкива, звездочки и других соосных деталей широко используют различные жесткие соединения, основными видами из которых являются: штифтовые; шпоночные; шлицевые; фланцевые. В таблице 3.1 приведены варианты соединений и расчет.

Таблица 3.1 – Расчет соединений «вал – ступица»

Схема	Расчет
<i>Шпоночные соединения</i>	
	<p style="text-align: center;">Клиновная</p> $\sigma_{см} = \frac{12T}{bl_p(b+6/d)} \leq [\sigma_{см}]$
	<p style="text-align: center;">Призматическая</p> $\sigma_{см} = \frac{4T}{hl_p d} \leq [\sigma_{см}];$ $\tau = \frac{2T}{bl_p d} \leq [\tau]$
	<p style="text-align: center;">Сегментная</p> $\sigma_{см} = \frac{2T}{kld} \leq [\sigma_{см}]$
	<p style="text-align: center;">Тангенциальная</p> $\sigma_{см} = \frac{2T}{(b-c)l_p(d-b)} \leq [\sigma_{см}]$
	<p style="text-align: center;">Цилиндрическая</p> $\sigma_{см} = \frac{4T}{d_{ш}ld} \leq [\sigma_{см}]$
<i>Шлицевые соединения</i>	
	$\sigma_{см} = \frac{2T}{K_3 z h d_{ш} l} \leq [\sigma_{см}]$

**Пример** – Выбрать призматическую шпонку (ГОСТ 23360–78) для соединения шестерни с валом  $d = 35$  мм и проверить шпоночное соединение на прочность. Материал шестерни – сталь 40Х; материал шпонки – сталь 45, нормализованная. Передаваемый момент  $T = 150$  Н·м. Передача работает с небольшими толчками.

По диаметру вала выбираем шпонку призматическую  $10 \times 8$ .

Допускаемые напряжения смятия при посадках с натягом  $[\sigma_{см}] = 110 \dots 200$  МПа.

$$\text{Напряжение смятия } \sigma_{см} = \frac{4T}{hl_p d} \leq [\sigma_{см}].$$

$$\text{Длина шпонки } l_p = \frac{4 \cdot T}{h \cdot [\sigma_{см}] \cdot d} = \frac{4 \cdot 150}{8 \cdot 10^{-3} \cdot 200 \cdot 10^6 \cdot 35 \cdot 10^{-3}} = 0,0107 \text{ м.}$$

$$\text{Действительная длина шпонки } l = l_p + b = 10,7 + 10 = 20,7 \text{ мм.}$$

Принимаем по ГОСТ 23360–78 длину шпонки  $l = 22$  мм.

### **Задачи для самостоятельного решения**

1 Проверить зубчатое (шлицевое) прямобочное соединение блока шестерен с валом коробки передач токарного станка по следующим данным: передаваемый момент  $T = 100$  Н·м. материал вала – сталь 45; число зубьев (шлицев)  $z = 6$ . Условия эксплуатации средние. Блок шестерен из стали 40 переключается не под нагрузкой. Рабочие поверхности шлицев термически обработаны и отшлифованы.

2 Подобрать посадку, обеспечивающую соединение червячного колеса с валом, по следующим данным. Передаваемый крутящий момент  $T = 980$  Н·м; осевая сила в зацеплении  $F_a = 1450$  Н. Посадочный диаметр вала  $d_e = 45$  мм. Диаметр ступицы  $d_{см} = 80$  мм. Делительный диаметр колеса  $d_k = 200$  мм. Длина ступицы  $l_{см} = 80$  мм. Материал ступицы – сталь 35Л ( $\sigma_T = 280$  МПа). Материал вала – сталь 45 ( $\sigma_T = 340$  МПа). Шероховатость посадочной поверхности ступицы и вала  $R_{ZB} = R_{Zсм} = 3,2$  мкм. Сборка прессованием.

## **4 Практическая работа № 4. Энергокинематический расчет привода**

**Цель:** получение навыков энергокинематического расчета привода.

### **Общие сведения**

Целью энергокинематического расчета привода является обеспечение требуемых характеристик рабочего органа привода.

Для достижения этой цели необходимо решить следующие задачи: подобрать электродвигатель, способный преодолеть нагрузки, возникающие на рабочем органе; подобрать передаточные отношения для передач привода таким образом, чтобы обеспечить требуемые скорости и частоты вращения рабочего органа; определить энергокинематические параметры на валах привода, которые будут являться исходными данными к проектированию передач, составляющих привод.

В каждой передаче различают два основных вала: входной и выходной, или ведущий и ведомый (рисунок 4.1).

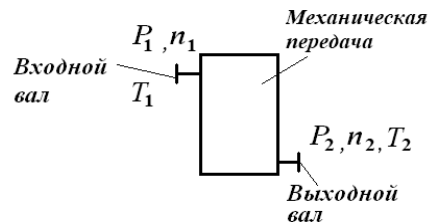


Рисунок 4.1 – Основные параметры механических передач

Основными характеристиками передач являются мощность  $P_1$  (на входе) и  $P_2$  (на выходе), Вт; быстроходность, которая выражается частотой вращения  $n_1$  и  $n_2$ , мин<sup>-1</sup>, или соответствующими угловыми скоростями  $\omega_1$  и  $\omega_2$ , с<sup>-1</sup>; вращающий момент  $T_1$  и  $T_2$ , Н·м.

Основные характеристики передач связаны между собой зависимостью

$$T_i = \frac{P_i}{\omega_i}. \quad (4.1)$$

Эти характеристики минимально необходимы и достаточны для проведения проектного расчета любой передачи.

Кроме основных, различают производные характеристики:

– коэффициент полезного действия (КПД), который выражает потери мощности в передаче на трение,

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}; \quad (4.2)$$

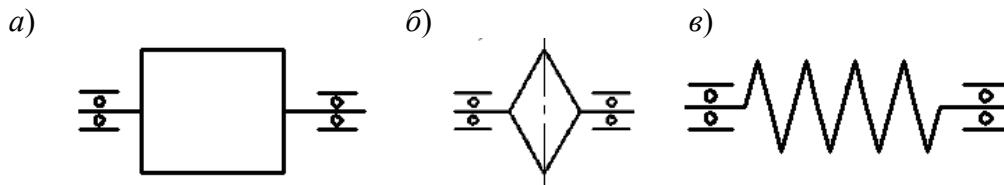
– передаточное отношение

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}. \quad (4.3)$$

Производные характеристики часто используют взамен основных. Например, передачу можно определять с помощью  $P_1$ ,  $n_1$ ,  $i$ ,  $\eta$ .

При  $i > 1$ ,  $n_1 > n_2$  передача понижающая (редуцирующая), при  $i < 1$ ,  $n_1 < n_2$  передача повышающая (мультиплицирующая). Наибольшее распространение имеют понижающие передачи.

Привод предназначен для приведения в действие рабочего органа. В качестве рабочего органа могут выступать барабаны грузоподъемных механизмов и ленточных конвейеров (рисунок 4.2, а), звездочки тяговых цепей цепных и скребковых конвейеров (рисунок 4.2, б), шнек винтовых конвейеров (рисунок 4.2, в) и др.



а – барабан; б – звездочка; в – шнек

Рисунок 4.2 – Виды рабочих органов

При работе механизмов, для приведения в действие которых необходим рабочий орган, на нем возникают нагрузки, которые привод должен преодолеть. В качестве таких нагрузок могут служить окружное усилие  $F_t$ , Н, или вращающий момент  $T$ . Кроме того, рабочий орган должен обеспечивать движение тяговых канатов, лент, тросов, цепей исполнительного механизма с определенной линейной скоростью  $v$  или вращаться с определенной угловой скоростью  $\omega$ . Поэтому данные параметры рабочего органа будут являться исходными данными для энергокинематического расчета привода.

### Выбор электродвигателя.

Исходными данными для энергокинематического расчета привода являются: окружное усилие  $F_{tPO}$ , Н, или вращающий момент  $T_{PO}$ , Н·м, которые должен реализовать привод на рабочем органе; окружная скорость  $v_{PO}$ , м/с, или угловая скорость  $\omega_{PO}$ , с<sup>-1</sup>; геометрические параметры рабочего органа. Электродвигатель для привода подбирается по двум параметрам: требуемой мощности  $P_{дтр}$ , Вт, и требуемой частоте вращения  $n_{дтр}$ , мин<sup>-1</sup>. Порядок подбора электродвигателя для привода представим в виде таблицы 4.1.

### Назначение передаточных отношений передач.

Для передач привода были выбраны ориентировочные значения передаточных отношений для передач привода. После того как выбран электродвигатель с частотой вращения  $n_d$ , кинематический параметр рабочего органа (его частота вращения  $n_{PO}$ ) должен соответствовать заданному по условию. Это обеспечивается правильным подбором передаточных отношений привода.

Таблица 4.1 – Порядок подбора электродвигателя для привода

Параметр	Обозначение	Определение параметра
Мощность на рабочем органе	$P_{PO}$	$P_{PO} = k \cdot F_{tPO} \cdot v_{PO}$ или $P_{PO} = k \cdot T_{PO} \cdot \omega_{PO}$ , где $k$ – количество рабочих органов на приводном валу
Общий КПД привода	$\eta_o$	$\eta_o = \prod_{i=1}^n \eta_i$ , где $\eta_i$ – КПД элементов, составляющих привод (таблица А.1)
Требуемая мощность электродвигателя	$P_{дТР}$	$P_{дТР} = \frac{P_{PO}}{\eta_o}$
Расчетный диаметр рабочего органа	$D_{PO}$	Если рабочим органом является барабан или диск, то его диаметр задан в исходных данных. Если рабочим органом является звездочка цепной передачи, то ее диаметр рассчитывается по формуле $D_{PO} = \frac{p_{ц}}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)},$ где $p_{ц}$ – шаг цепи; $z$ – число зубьев звездочки
Угловая скорость рабочего органа	$\omega_{PO}$	$\omega_{PO} = \frac{2 \cdot v_{PO}}{D_{PO}}$
Частота вращения рабочего органа	$n_{PO}$	$n_{PO} = \frac{30 \cdot \omega_{PO}}{\pi}$
Требуемая частота вращения двигателя	$n_{дТР}$	$n_{дТР} = n_{PO} \cdot \prod_{j=1}^m u_j$ , где $u_j$ – ориентировочное значение передаточного отношения передач, из которых состоит привод (см. таблицу А.1)
Выбор электродвигателя		По таблице А.3 выбирается электродвигатель с ближайшей большей мощностью ( $P_d > P_{дТР}$ ) и ближайшей частотой вращения ( $n_d > n_{дТР}$ ) или ( $n_d < n_{дТР}$ )

Вначале необходимо определить общее передаточное отношение привода по формуле

$$i_0 = \frac{n_d}{n_{PO}}. \quad (4.4)$$

В общем виде привод может включать закрытые передачи, входящие в состав редуктора, и открытые передачи.

Если привод содержит открытые и закрытые передачи, то вначале назначаются передаточные отношения открытых передач из рекомендуемых диапазонов, приведенных в таблице А.1. После этого определяется требуемое передаточное отношение редуктора по формуле





Определяются частоты вращения валов:

$$n_I = n_{II} = 1450 \text{ мин}^{-1}; n_{III} = n_I = 1450 \text{ мин}^{-1}; n_{III} = \frac{n_{II}}{i_1} = \frac{1450}{4,19} = 346,06 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{IV} = \frac{n_{III}}{i_2} = \frac{346,06}{3,39} = 102,08 \text{ мин}^{-1}; n_V = \frac{n_{IV}}{i_3} = \frac{102,08}{3} = 34,02 \text{ мин}^{-1}.$$

Рассчитываются угловые скорости валов:

$$\omega_I = \omega_{II} = \frac{\pi \cdot n_I}{30} = \frac{3,14 \cdot 1450}{30} = 151,76 \text{ с}^{-1}; \omega_{III} = \frac{\pi \cdot n_{III}}{30} = \frac{3,14 \cdot 346,06}{30} = 36,22 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{IV} = \frac{\pi \cdot n_{IV}}{30} = \frac{3,14 \cdot 102,08}{30} = 10,68 \text{ с}^{-1}; \omega_V = \frac{\pi \cdot n_V}{30} = \frac{3,14 \cdot 34,02}{30} = 3,56 \text{ с}^{-1}.$$

Находятся мощности на валах:

$$P_I = P_{дтр} = 2,82 \text{ кВт}; P_{II} = P_I \cdot \eta_M \cdot \eta_{III} = 2,82 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 2,735 \text{ кВт};$$

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{III} \cdot \eta_{III} = 2,735 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 2,627 \text{ кВт};$$

$$P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_{III} \cdot \eta_{III} = 2,627 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 2,523 \text{ кВт};$$

$$P_V = P_{IV} \cdot \eta_{III} \cdot \eta_{III} = 2,523 \cdot 0,91 \cdot 0,99 = 2,273 \text{ кВт}.$$

Вычисляются вращающие моменты на валах:

$$T_I = \frac{P_I}{\omega_I} = \frac{2,82 \cdot 10^3}{151,76} = 18,58 \text{ Н}\cdot\text{м}; T_{II} = \frac{P_{II}}{\omega_{II}} = \frac{2,735 \cdot 10^3}{151,76} = 18,02 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_{III} = \frac{P_{III}}{\omega_{III}} = \frac{2,627 \cdot 10^3}{36,22} = 72,53 \text{ Н}\cdot\text{м}; T_{IV} = \frac{P_{IV}}{\omega_{IV}} = \frac{2,523 \cdot 10^3}{10,68} = 236,24 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_V = \frac{P_V}{\omega_V} = \frac{2,273 \cdot 10^3}{3,56} = 638,48 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

## 5 Практические работы № 5–7. Расчет на прочность цилиндрической, конической и червячной передач

**Цель:** получение навыков расчета на прочность цилиндрической, конической и червячной передач.

Расчёт передач можно условно разделить на три этапа.

1 *Выбор материалов и определение допускаемых напряжений.* В рамках этого этапа назначаются материалы, из которых выполняются элементы передачи, термообработка элементов передач (для улучшения функциональных

свойств материалов) и рассчитываются допускаемые контактные напряжения  $[\sigma_H]$  и допускаемые напряжения изгиба  $[\sigma_F]$  (при превышении которых работоспособность передачи будет нарушена).

2 *Проектный расчёт передачи.* В рамках этого этапа определяются все геометрические параметры элементов передачи.

3 *Проверочный расчёт передачи.* В рамках этого этапа определяются действительные напряжения в передаче (контактные  $\sigma_H$  и изгиба  $\sigma_F$ ) и сравниваются с их допускаемыми значениями  $[\sigma_H]$  и  $[\sigma_F]$ .

### Расчет зубчатых передач.

*Выбор материалов и определение допускаемых напряжений для зубчатых передач.*

Исходными данными для расчета допускаемых напряжений зубчатых передач служат: частоты вращения шестерни  $n_1$ , мин<sup>-1</sup>, и колеса  $n_2$ , мин<sup>-1</sup>; срок службы  $t$ , лет; режим работы.

Порядок определения допускаемых напряжений для зубчатых передач представим в виде таблицы 5.1.

Таблица 5.1 – Порядок определения допускаемых напряжений для зубчатых передач

Параметр	Обозначение	Определение параметра
<i>Допускаемые контактные напряжения</i>		
Выбор материала и термообработка зубьев зубчатых колес	–	Материал и термообработка зубьев зубчатых колес назначается в зависимости от вида зубчатой передачи по таблице Б.1 [1, таблица 8.7]. Для прямозубых передач рекомендуется твердость колеса и шестерни меньше 350 НВ, причём твердость шестерни на 20...40 ед. по шкале НВ больше, чем для колеса. Термообработка – улучшение, нормализация. Для косозубых передач рекомендуется твердость колеса меньше 350 НВ, а шестерни больше 350 НВ, следовательно, для колеса термообработка – улучшение, нормализация, для шестерни – закалка, азотирование и т. д.
Предел контактной выносливости для шестерни и колеса	$\sigma_{H1 \text{ lim}}$ , $\sigma_{H2 \text{ lim}}$	Рассчитываем по формулам из таблицы Б.2 [1, таблица 8.8] в зависимости от назначенной термообработки
Циклическая долговечность для шестерни и колеса	$N_{HG1}$ , $N_{HG2}$	$N_{HG} = 30 \cdot \text{HB}^{2,4}$ , где НВ – назначенная твердость поверхности зуба (если твердость дана по шкале HRC или HV, то переводим в НВ по графику на рисунке Б.1 [1, рисунок 8.40])

Продолжение таблицы 5.1

Параметр	Обозначение	Определение параметра
Расчётный срок службы, ч	$t_{\Sigma}$	$t_{\Sigma} = N_{\Gamma} \cdot N_{H} \cdot N_{дн} \cdot N_{см} \cdot t_{см},$ <p>где <math>N_{\Gamma}</math> – количество лет службы привода; <math>N_{H}</math> – количество недель в году; <math>N_{дн}</math> – количество рабочих дней в неделю; <math>N_{см}</math> – количество рабочих смен в день; <math>t_{см}</math> – количество часов в смену. Задаётся по рекомендации преподавателя</p>
Коэффициент режима работы	$\mu_H$	Определяем по таблице Б.3 [1, таблица 8.9] в зависимости от заданного режима работы
Число зацеплений зуба за один оборот колеса	$c$	Количество входов в зацепление зуба за его один оборот ( $c = 1$ за исключением случая, когда одна шестерня приводит в движение несколько колес)
Эквивалентное число циклов напряжений для шестерни и колеса	$N_{HE1},$ $N_{HE2}$	$N_{HEi} = \mu_H \cdot 60 \cdot c \cdot n_i \cdot t_{\Sigma}$
Коэффициент долговечности для шестерни и колеса	$Z_{N1},$ $Z_{N2}$	$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{HG_i}}{N_{HE_i}}}.$ <p>Если <math>Z_N &lt; 1</math>, то принимаем <math>Z_N = 1</math>; если <math>Z_N &gt; 1</math>, то оставляем рассчитанное значение</p>
Коэффициент безопасности для шестерни и колеса	$S_{H1},$ $S_{H2}$	$S_{Hi}$ выбираем по таблице Б.2 [1, таблица 8.8] в зависимости от назначенной термообработки
Допускаемое контактное напряжение для шестерни и колеса	$[\sigma_H]_1,$ $[\sigma_H]_2$	$[\sigma_H]_i = \frac{\sigma_{Hi \lim}}{S_{Hi}} Z_{Ni}$
Допускаемое контактное напряжение для передачи	$[\sigma_H]$	Для прямозубых цилиндрических передач $[\sigma_H] = \min([\sigma_H]_1, [\sigma_H]_2);$ <p>для косозубых цилиндрических передач <math display="block">[\sigma_H] = \frac{[\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2}{2} \leq 1,25 \cdot \min([\sigma_H]_1, [\sigma_H]_2);</math> <p>для конических передач <math display="block">[\sigma_H] = \frac{[\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2}{2} \leq 1,15 \cdot \min([\sigma_H]_1, [\sigma_H]_2)</math></p></p>
<i>Допускаемые напряжения изгиба</i>		
Предел изгибной выносливости для шестерни и колеса	$\sigma_{F1 \lim},$ $\sigma_{F2 \lim}$	Рассчитываем по формуле из таблицы Б.2 [1, таблица 8.8] в зависимости от термообработки
Циклическая долговечность для шестерни и колеса	$N_{FG1},$ $N_{FG2}$	Для всех сталей $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$
Коэффициент режима работы	$\mu_F$	Определяем по таблице Б.3 [1, таблица 8.9] в зависимости от заданного режима работы
Эквивалентное число циклов перемены напряжений изгиба	$N_{FE1},$ $N_{FE2}$	$N_{FEi} = \mu_F \cdot 60 \cdot c \cdot n_i \cdot t_{\Sigma}$

Окончание таблицы 5.1

Параметр	Обозначение	Определение параметра
Коэффициент долговечности для шестерни и колеса	$Y_{N1}$ , $Y_{N2}$	$Y_N = \sqrt[6]{\frac{N_{FGi}}{N_{FEi}}}$ Если $Y_N < 1$ , то принимаем $Y_N = 1$ ; если $Y_N > 1$ , то оставляем рассчитанное значение
Коэффициент двустороннего приложения нагрузки	$Y_A$	$Y_A = 1$ – односторонняя нагрузка; $Y_A = 0,7 \dots 0,8$ – реверсивная нагрузка
Коэффициент безопасности для шестерни и колеса	$S_{F1}$ , $S_{F2}$	$S_{Fi}$ выбираем по таблице Б.2 [1, таблица 8.8] в зависимости от назначенной термообработки
Допускаемое напряжение изгиба для шестерни и колеса	$[\sigma_F]_1$ , $[\sigma_F]_2$	$[\sigma_F]_i = \frac{\sigma_{Fi \text{ lim}}}{S_{Fi}} Y_A \cdot Y_{Ni}$

### Проектные расчёты зубчатых передач.

#### Проектный расчёт цилиндрических передач.

Исходными данными для проектного расчета цилиндрических зубчатых передач служат: передаточное число  $u$  (равное передаточному отношению  $i$  рассчитываемой передачи); вращающий момент на валу шестерни  $T_1$ , Н·м; допускаемые контактные напряжения  $[\sigma_H]$ , МПа.

Порядок проектного расчета для цилиндрических зубчатых передач представим в виде таблицы 5.2.

Таблица 5.2 – Порядок проектного расчета для цилиндрических зубчатых передач

Параметр	Обозначение	Определение параметра
Коэффициент ширины относительно межосевого расстояния	$\psi_{ba}$	Выбирается по таблице Б.4 [1, таблица 8.4] в зависимости от расположения колёс относительно опор редуктора и от твердости поверхности зубьев
Коэффициент ширины относительно делительного диаметра	$\psi_{bd}$	$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} (u + 1)$
Степень точности	$n_{CT}$	Выбирается по таблице Б.5 [1, таблица 8.2]
Коэффициент распределения нагрузки между зубьями	$K_{H\alpha}$	Для прямозубой передачи $K_{H\alpha} = 1 + 0,06(n_{CT} - 5);$ для косозубой передачи $K_{H\alpha} = 1 + 0,25 \cdot (n_{CT} - 5).$ По [1] $K_{H\alpha} \leq 1,6$
Коэффициент концентрации нагрузки	$K_{H\beta}$	Выбираем по графикам, представленным на рисунке Б.2 [1, рисунок 8.15], в зависимости от твердости поверхности зубьев, вида редуктора и коэффициента $\psi_{bd}$

Окончание таблицы 5.2

Параметр	Обозначение	Определение параметра
Модуль упругости	$E_{np}$	Для стали $E_{np} = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па
Делительный диаметр шестерни	$d_1$	Для прямозубой передачи $d_1 = 1,35 \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot (u \pm 1)}{[\sigma_H]^2 \cdot \Psi_{bd}}}$ ; для косозубой передачи $d_1 = 1,2 \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot (u \pm 1)}{[\sigma_H]^2 \cdot \Psi_{bd}}}$ («плюс» при внешнем зацеплении; а «минус» при внутреннем)
Ширина шестерни	$b_{w1}$	$b_{w1} = d_1 \cdot \Psi_{bd}$
Ширина колеса	$b_{w2}$	$b_{w2} = b_{w1} - (3...5)$
Коэффициент модуля	$\Psi_m$	Выбираем по таблице Б.6 [1, таблица 8.5] в зависимости от твердости поверхности зубьев
Модуль передачи	$m$	$m = \frac{b_{w1}}{\Psi_m}$ После расчёта из ГОСТ 9563–80 по таблице Б.8 [1, таблица 8.1] выбираем ближайший стандартный модуль
Коэффициент осевого перекрытия (только для косозубой передачи)	$\varepsilon_\beta$	$\varepsilon_\beta \geq 1,1$
Угол наклона зубьев (только для косозубой передачи)		$\beta = \arcsin \frac{\varepsilon_\beta \cdot \pi \cdot m}{b_{w1}}$ $8 < \beta < 22^\circ$ , если значение $\beta$ выходит из пределов изменяем $\varepsilon_\beta$
Число зубьев шестерни	$z_1$	Для прямозубой передачи $z_1 = \frac{d_1}{m}$ ; для косозубой передачи $z_1 = \frac{d_1 \cdot \cos \beta}{m}$
Число зубьев колеса	$z_2$	$z_2 = z_1 \cdot u$
Межосевое расстояние	$a_w$	Для прямозубой передачи $a_w = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2}$ ; для косозубой передачи $a_w = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta}$
Делительные диаметры шестерни и колеса	$d_1$ , $d_2$	Для прямозубой передачи $d_i = m \cdot z_i$ ; для косозубой передачи $d_i = \frac{m \cdot z_i}{\cos \beta}$
Диаметры вершин зубьев шестерни и колеса	$d_{a1}$ , $d_{a2}$	$d_{ai} = d_i + 2 \cdot m$
Диаметры впадин зубьев шестерни и колеса	$d_{f1}$ , $d_{f2}$	$d_{fi} = d_i - 2,5 \cdot m$

*Проектный расчёт прямозубой конической передачи.*

Исходными данными для проектного расчета прямозубых конических зубчатых передач служат: передаточное число  $u$  (равное передаточному отношению  $i$  рассчитываемой передачи); вращающий момент на валу колеса  $T_2$ , Н·м; допускаяемые контактные напряжения  $[\sigma_H]$ , МПа.

Порядок проектного расчета для прямозубых конических зубчатых передач представим в виде таблицы 5.3.

Таблица 5.3 – Порядок проектного расчета для конических зубчатых передач

Параметр	Обозначение	Определение параметра
Коэффициент ширины относительно внешнего конусного расстояния	$K_{be}$	$K_{be} < 0,3$ . Наиболее распространено $K_{be} = 0,285$
Коэффициент концентрации нагрузки	$K_{H\beta}$	Выбираем по графикам на рисунке Б.4 [1, рисунок 8.33] в зависимости от твердости поверхности зубьев, вида редуктора и отношения $(K_{be} \cdot u) / (2 - K_{be})$
Коэффициент, характеризующий понижение прочности зубьев конической передачи по сравнению с цилиндрической	$\theta_H$	$\theta_H = 0,85$
Модуль упругости	$E_{np}$	Для стали $E_{np} = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па
Внешний делительный диаметр колеса	$d_{e2}$	$d_{e2} = 1,7 \cdot 3 \sqrt{\frac{E_{np} \cdot T_2 \cdot u \cdot K_{H\beta}}{\theta_H \cdot [\sigma_H]^2 \cdot (1 - K_{be}) K_{be}}}$
Внешнее конусное расстояние	$R_e$	$R_e = \frac{0,5 \cdot d_{e2} \sqrt{u^2 + 1}}{u}$
Коэффициент модуля	$\psi_m$	Выбираем по таблице Б.6 [1, таблица 8.5] в зависимости от твердости поверхности зубьев
Ширина колеса	$b$	$b = K_{be} \cdot R_e$
Углы делительных конусов	$\delta_1,$ $\delta_2$	$\delta_2 = \arctg(u);$ $\delta_1 = 90 - \delta_2$
Внешний делительный диаметр шестерни	$d_{e1}$	$d_{e1} = \frac{d_{e2}}{u}$
Среднее конусное расстояние	$R_m$	$R_m = R_e - 0,5 \cdot b$
Эквивалентное число зубьев шестерни	$z'_1$	Определяем по графикам на рисунке Б.5 [1, рисунок 8.36] в зависимости от передаточного числа $u$ и внешнего делительного диаметра шестерни $d_{e1}$
Число зубьев шестерни	$z_1$	$z_1 = 1,6 \cdot z'_1$
Число зубьев колеса	$z_2$	$z_2 = z_1 \cdot u$
Модуль во внешнем сечении	$m_e$	$m_e = \frac{d_{e1}}{z_1}$ . После расчёта из ГОСТ 9563–80 по таблице Б.8 [1, таблица 8.1] выбираем ближайший

Окончание таблицы 5.3

Параметр	Обозначение	Определение параметра
Модуль в среднем сечении	$m_m$	$m_m = m_e \frac{R_m}{R_e}$
Уточняем число зубьев шестерни	$z_1$	$z_1 = \frac{d_{e1}}{m_e}$
Уточняем число зубьев колеса	$z_2$	$z_2 = z_1 \cdot u$
Делительные диаметры шестерни и колеса в среднем сечении	$d_{m1},$ $d_{m2}$	$d_{mi} = z_i \cdot m_m$
Делительные диаметры шестерни и колеса во внешнем сечении	$d_{e1},$ $d_{e2}$	$d_{ei} = z_i \cdot m_e$

### Проверочные расчёты зубчатых передач.

#### *Проверочный расчёт цилиндрических зубчатых передач.*

Исходными данными для проверочного расчета цилиндрических зубчатых передач являются: передаточное отношение  $u$ ; вращающий момент на валу шестерни  $T_1$ , Н·м; частота вращения шестерни  $n_1$ , мин<sup>-1</sup>; параметры зубчатых колес (число зубьев колеса и шестерни  $z_1$  и  $z_2$ ; делительный диаметр шестерни  $d_1$ , мм; ширина зубчатого венца  $b_w$ , мм; угол наклона зубьев  $\beta$ , град (*только для косозубой передачи*); модуль  $m$ , мм); коэффициент распределения нагрузки между зубьями  $K_{H\alpha}$ ; коэффициент концентрации нагрузки  $K_{H\beta}$ ; допускаемые контактные напряжения  $[\sigma_H]$ , МПа, и напряжения изгиба для шестерни и колеса  $[\sigma_F]_1$  и  $[\sigma_F]_2$ , МПа.

Порядок проверочного расчета цилиндрических зубчатых передач представим в виде таблицы 5.4.

Таблица 5.4 – Порядок проверочного расчета цилиндрических зубчатых передач

Параметр	Обозначение	Определение параметра
<i>По контактным напряжениям</i>		
Коэффициент торцового перекрытия ( <i>только для косозубой передачи</i> )	$\varepsilon_\alpha$	$\varepsilon_\alpha = \left[ 0,95 - 1,6 \cdot \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] (1 + \cos\beta) \cos\beta$
Коэффициент повышения прочности косозубых передач по контактным напряжениям ( <i>только для косозубой передачи</i> )	$Z_{H\beta}$	$Z_{H\beta} = \sqrt{\frac{\cos^2 \beta}{\varepsilon_\alpha}}$
Окружная скорость	$v$	$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60}$



Продолжение таблицы 5.4

Параметр	Обозначение	Определение параметра
Коэффициент динамической нагрузки	$K_{Hv}$	Выбираем по таблице Б.7 [1, таблица 8.3] в зависимости от степени точности, твердости поверхности зубьев и окружной скорости $v$
Коэффициент расчётной нагрузки	$K_H$	$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}$
Угол профиля	$\alpha$	$\alpha = 20^\circ$
Контактные напряжения	$\sigma_H$	Для прямозубых передач $\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{E_{IP} \cdot T_1 \cdot K_H}{d_1^2 \cdot b_w \cdot \sin(2\alpha)} \left( \frac{u+1}{u} \right)} \leq [\sigma_H];$ для косозубых передач $\sigma_H = 1,18 \cdot Z_{H\beta} \cdot \sqrt{\frac{E_{IP} \cdot T_1 \cdot K_H}{d_1^2 \cdot b_w \cdot \sin(2\alpha)} \left( \frac{u+1}{u} \right)} \leq [\sigma_H]$
Недогрузка (перегрузка)	$\Delta_{\sigma_H}$	$\Delta_{\sigma_H} = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100 \%$ <p>Если недогрузка больше 5 % или перегрузка больше 3 %, то производим корректировку ширины <math>b_w</math> по формуле <math>b'_w = \left( \frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \right)^2 \cdot b_w</math> и пересчитываем <math>\sigma_H</math></p>
<i>По напряжениям изгиба</i>		
Эквивалентное число зубьев для шестерни и колеса ( <i>только для косозубой передачи</i> )	$z_{v1},$ $z_{v2}$	$z_{vi} = \frac{z_i}{\cos^3 \beta}$
Коэффициент формы зуба для шестерни и колеса	$Y_{FS1},$ $Y_{FS2}$	Выбираем по графику на рисунке Б.3 [1, рисунок 8.20] при коэффициенте смещения $x = 0$ при числе зубьев $z$ (для прямозубых передач) и $z_v$ (для косозубых)
Определяем отношение	$[\sigma_{F1}] / Y_{FS1},$ $[\sigma_{F2}] / Y_{FS2}$	В дальнейшем расчёт ведём при том $Y_{FS}$ , для которого отношение получилось меньше
Определяем отношение	$[\sigma_{F1}] / Y_{FS1},$ $[\sigma_{F2}] / Y_{FS2}$	В дальнейшем расчёт ведём при том $Y_{FS}$ , для которого отношение получилось меньше
Коэффициент повышения изгибной прочности вследствие наклона контактной линии к основанию зуба ( <i>только для косозубой передачи</i> )	$Y_\beta$	$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{100} \geq 0,7$
Коэффициент повышения прочности косозубых передач по напряжениям изгиба ( <i>только для косозубой передачи</i> )	$Y_{F\beta}$	$Y_{F\beta} = \frac{Y_\beta}{\varepsilon_\alpha}$
Коэффициент неравномерности нагрузки	$K_{F\alpha}$	$K_{F\alpha} = K_{H\alpha}$
Коэффициент концентрации нагрузки	$K_{F\beta}$	Выбираем по графикам на рисунке Б.2 [1, рисунок 8.15], в зависимости от твердости поверхности зубьев, вида редуктора и коэффициента $\psi_{bd}$

Окончание таблицы 5.4

Параметр	Обозначение	Определение параметра
Коэффициент динамической нагрузки	$K_{Fv}$	Выбираем по таблице Б.7 [1, таблица 8.3] в зависимости от степени точности, твердости поверхности зубьев и окружной скорости $v$
Коэффициент расчётной нагрузки	$K_F$	$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$
Окружное усилие	$F_t$	$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}$
Напряжения изгиба	$\sigma_F$	<p>Для прямозубых передач</p> $\sigma_F = \frac{Y_{FS} \cdot F_t \cdot K_F}{b_w \cdot m} \leq [\sigma_F];$ <p>для косозубых передач</p> $\sigma_F = \frac{Y_{FS} \cdot Y_{F\beta} \cdot K_F \cdot F_t}{b_{w1} \cdot m} \leq [\sigma_F].$ <p>Если условие не выполняется, то производим корректировку ширины шестерни по формуле <math>b'_w = \left( \frac{\sigma_F}{[\sigma_F]} \right) \cdot b'_{w1}</math>, но таким образом, чтобы выполнялось условие <math>\sigma_H &gt; [\sigma_H]</math></p>

### *Проверочный расчёт конической прямозубой передачи.*

Исходными данными для проверочного расчета конических прямозубых передач являются: передаточное отношение  $u$ ; вращающий момент на валу шестерни  $T_1$ , Н·м; частота вращения шестерни  $n_1$ , мин<sup>-1</sup>; параметры зубчатых колес (число зубьев колеса и шестерни  $z_1$  и  $z_2$ ; делительный диаметр шестерни в среднем сечении  $d_{m1}$ , мм; ширина зубчатого венца  $b$ , мм; модуль в среднем сечении  $m_m$ , мм); коэффициент концентрации нагрузки  $K_{H\beta}$ ; допускаемые контактные напряжения  $[\sigma_H]$ , МПа, и напряжения изгиба для шестерни и колеса  $[\sigma_F]_1$  и  $[\sigma_F]_2$ , МПа; коэффициент, характеризующий понижение прочности зубьев конической передачи по сравнению с цилиндрической  $\theta_H$ .

Порядок проверочного расчета конических прямозубых передач представим в виде таблицы 5.5.

### **Расчёт червячной передачи.**

*Выбор материалов и определение допускаемых напряжений для червячной передачи.*

Исходными данными для расчета допускаемых напряжений червячных передач являются: частота вращения червяка  $n_1$ , мин<sup>-1</sup>, и червячного колеса  $n_2$ , мин<sup>-1</sup>; вращающий момент на валу червяка  $T_1$ , Н·м, и червячного колеса  $T_2$ , Н·м; срок службы  $t$ , лет; режим работы.

Таблица 5.5 – Порядок проверочного расчета конических прямозубых передач

Параметр	Обозначение	Определение параметра
<i>По контактным напряжениям</i>		
Степень точности	$n_{CT}$	Выбираем по таблице Б.5 [1, таблица 8.2]
Окружная скорость	$v$	$v = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60}$
Коэффициент динамической нагрузки	$K_{Hv}$	Выбираем по таблице Б.7 [1, таблица 8.3] в зависимости от степени точности, твердости поверхности зубьев и окружной скорости (степень точности понижают на 1 ед.)
Коэффициент расчётной нагрузки	$K_H$	$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{Hv}$
Угол профиля	$\alpha$	$\alpha = 20^\circ$
Контактные напряжения	$\sigma_H$	$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{E_{HP} \cdot T_1 \cdot K_H}{\theta_H \cdot d_{m1}^2 \cdot b \cdot \sin(2\alpha)} \left( \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \right)} \leq [\sigma_H]$
Недогрузка (перегрузка)	$\Delta_{\sigma_H}$	$\Delta_{\sigma_H} = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100 \%$ <p>Если недогрузка больше 5 % или перегрузка больше 3 %, то производим корректировку ширины шестерни по формуле <math>b' = \left( \frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \right)^2 \cdot b</math> и определяем <math>\sigma_H</math></p>
<i>По напряжениям изгиба</i>		
Эквивалентное число зубьев для шестерни и колеса	$z_{v1}, z_{v2}$	$z_{vi} = \frac{z_i}{\cos \delta_i}$
Коэффициент формы зуба для шестерни и колеса	$Y_{FS1}, Y_{FS2}$	Выбираем по графику на рисунке Б.3 [1, рисунок 8.20] при коэффициенте смещения $x = 0$ при эквивалентном числе зубьев $z_v$
Определяем отношение	$[\sigma_{F1}]/Y_{FS1}, [\sigma_{F2}]/Y_{FS2}$	В дальнейшем расчёт ведём при том $Y_{FS}$ , для которого отношение получилось меньше
Коэффициент, характеризующий понижение прочности зубьев конической передачи по сравнению с цилиндрической	$\theta_F$	$\theta_F = \theta_H = 0,85$
Коэффициент концентрации нагрузки	$K_{F\beta}$	$K_{F\beta} = 1 + (K_{H\beta} - 1) \cdot 1,25$
Коэффициент динамической нагрузки	$K_{Fv}$	Выбираем по таблице Б.7 [1, таблица 8.3] в зависимости от степени точности, твердости поверхности зубьев и окружной скорости (при этом степень точности условно понижают на 1 ед.)
Коэффициент расчётной нагрузки	$K_F$	$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$
Окружное усилие	$F_t$	$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m1}}$

## Окончание таблицы 5.5

Параметр	Обозначение	Определение параметра
Напряжения изгиба	$\sigma_F$	$\sigma_F = \frac{Y_{FS} \cdot F_t \cdot K_F}{\theta_F \cdot b \cdot m_{im}} \leq [\sigma_F].$ <p>Если условие не выполняется, то производим корректировку ширины шестерни по формуле <math>b' = \left( \frac{\sigma_F}{[\sigma_F]} \right) \cdot b</math>, но таким образом, чтобы выполнялось условие <math>\sigma_H &gt; [\sigma_H]</math></p>

Порядок определения допустимых напряжений для червячных передач представим в виде таблицы 5.6.

Таблица 5.6 – Порядок определения допустимых напряжений для червячных передач

Параметр	Обозначение	Определение параметра
Скорость скольжения	$v_{ск}$	$v_{ск} = 4,5 \cdot 10^{-4} n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2}$
Выбираем материал		В зависимости от скорости скольжения материал делится на три группы: <i>первая:</i> при $v_{ск} > 5$ м/с – оловянистые бронзы; <i>вторая:</i> при $2 < v_{ск} < 5$ м/с – безоловянистые бронзы; <i>третья:</i> при $v_{ск} < 2$ м/с – чугуны
Выбираем материал		Для каждой группы выбираем по таблице Б.9 [1, таблица 9.6] предел прочности $\sigma_B$ и предел текучести $\sigma_T$ (для чугунов – предел прочности при изгибе $\sigma_{ВИ}$ )
Срок службы, ч	$t_{\Sigma}$	$t_{\Sigma} = N_{Г} \cdot N_{Н} \cdot N_{ДН} \cdot N_{СМ} \cdot t_{СМ},$ <p>где <math>N_{Г}</math> – количество лет службы привода; <math>N_{Н}</math> – количество недель в году; <math>N_{ДН}</math> – количество рабочих дней в неделю; <math>N_{СМ}</math> – количество рабочих смен в день; <math>t_{СМ}</math> – количество часов в смену.          Задаёмся по рекомендации преподавателя</p>
<b>Допускаемые контактные напряжения</b>		
<i>Допускаемые контактные напряжения для первой группы материалов</i>		
Твердость поверхности червяка	$H_1$	$H_1 > 45$ HRC или $H_1 < 45$ HRC по рекомендации преподавателя
Начальные допускаемые контактные напряжения	$[\sigma_H]_0$	$[\sigma_H]_0 = (0,85...0,9)\sigma_B$ – для шлифованных и полированных червяков с $H_1 \geq 45$ HRC, $[\sigma_H]_0 = 0,75 \cdot \sigma_B$ – в других случаях

Окончание таблицы 5.6

Параметр	Обозначение	Определение параметра
Максимальные допускаемые контактные напряжения	$[\sigma_H]_{\max}$	$[\sigma_H]_{\max} = 4 \cdot \sigma_T$
Коэффициент режима работы	$\mu_H$	Выбираем по таблице Б.10 [1, таблица 9.7] в зависимости от заданного режима работы
Эквивалентное число циклов нагружения	$N_{HE}$	$N_{HE} = \mu_H \cdot 60 \cdot n_2 \cdot t_{\Sigma}$
Коэффициент долговечности	$K_{HL}$	$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}$
Коэффициент, учитывающий скорость скольжения	$C_v$	Выбираем по таблице Б.11 [1, с. 223] в зависимости от скорости скольжения $v_{ск}$
Допускаемые контактные напряжения	$[\sigma_H]$	$[\sigma_H] = C_v \cdot [\sigma_H]_0 \cdot K_{HL} \leq [\sigma_H]_{\max}$
<i>Допускаемые контактные напряжения для второй группы материалов</i>		
Твердость поверхности червяка	$H_1$	$H_1 > 45$ HRC или $H_1 < 45$ HRC по рекомендации преподавателя
Начальные допускаемые контактные напряжения	$[\sigma_H]_0$	При $H_1 > 45$ HRC – $[\sigma_H]_0 = 300$ МПа. При $H_1 < 45$ HRC – $[\sigma_H]_0 = 250$ МПа
Максимально возможные допускаемые контактные напряжения	$[\sigma_H]_{\max}$	$[\sigma_H]_{\max} = 2 \cdot \sigma_T$
Допускаемые контактные напряжения	$[\sigma_H]$	$[\sigma_H] = [\sigma_H]_0 - 25 \cdot v_{ск} \leq [\sigma_H]_{\max}$
<i>Допускаемые контактные напряжения для третьей группы материалов</i>		
Максимально возможные допускаемые контактные напряжения	$[\sigma_H]_{\max}$	$[\sigma_H]_{\max} = 1,65 \cdot \sigma_{BI}$
Допускаемые контактные напряжения	$[\sigma_H]$	$[\sigma_H] = 175 - 35 \cdot v_{ск} \leq [\sigma_H]_{\max}$
<i>Допускаемые напряжения изгиба</i>		
Начальные допускаемые напряжения изгиба	$[\sigma_F]_0$	$[\sigma_F]_0 = 0,25 \cdot \sigma_T + 0,08 \cdot \sigma_B$ – для материалов первой и второй групп; $[\sigma_F]_0 = 0,225 \cdot \sigma_{BI}$ – для материалов третьей группы
Максимально возможные допускаемые напряжения изгиба	$[\sigma_F]_{\max}$	$[\sigma_F]_{\max} = 0,8 \cdot \sigma_T$ – для материалов первой и второй групп; $[\sigma_F]_{\max} = 0,75 \cdot \sigma_{BI}$ – для материалов третьей группы
Коэффициент режима работы	$\mu_F$	Выбираем по таблице Б.10 [1, таблица 9.7] в зависимости от заданного режима работы
Эквивалентное число циклов нагружения	$N_{FE}$	$N_{FE} = \mu_F \cdot 60 \cdot c \cdot n_2 \cdot t_{\Sigma}$
Коэффициент долговечности	$K_{FL}$	$K_{FL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{FE}}}$
Допускаемое напряжение изгиба	$Y_A$	$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 \cdot K_{FL} \leq [\sigma_F]_{\max}$

*Проектный расчёт червячной передачи.*

Исходными данными для проектного расчета червячных передач являются: передаточное отношение червячной передачи  $i$ ; вращающий момент на валу червячного колеса  $T_2$ , Н·м; допускаемые контактные напряжения  $[\sigma_H]$ , МПа. Порядок проектного расчета червячных передач представим в виде таблицы 5.7.

Таблица 5.7 – Порядок проектного расчета для червячных передач

Параметр	Обозначение	Определение параметра
Число заходов червяка	$z_1$	Принимаем в зависимости от передаточного отношения $i$ : если $i = 8 \dots 15$ , то $z_1 = 4$ ; если $i = 15 \dots 30$ , то $z_1 = 2$ ; если $i > 30$ , то $z_1 = 1$
Число зубьев червячного колеса	$z_2$	$z_2 = z_1 \cdot i$
Коэффициент диаметра червяка	$q$	Выбираем по ГОСТ 2144–93 по таблице Б.12 [1, с. 212] таким образом, чтобы выполнялось условие $0,22 < \frac{q}{z_2} < 0,4$
Модуль упругости для червяка и червячного колеса	$E_1, E_2$	Для стали $E_1 = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па; для бронзы и чугуна $E_2 = 0,9 \cdot 10^{11}$ Па
Приведенный модуль упругости	$E_{np}$	$E_{np} = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$
Межосевое расстояние	$a_w$	$a_w = 0,625 \cdot \left(\frac{q}{z_2} + 1\right) \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_2}{[\sigma_H]^2 \cdot \frac{q}{z_2}}}$
Модуль	$m$	$m = \frac{a_w}{0,5(q + z_2)}$ После расчёта из ГОСТ 2144–93 по таблице Б.12 [1, с. 212] выбирается ближайший стандартный модуль
Коэффициент смещения	$x$	$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2)$ Проверяем, выполнение условия $-1 < x < 1$ . Если оно не выполняется, то изменяем коэффициент диаметра червяка $q$ и пересчитываем, начиная с межосевого расстояния $a_w$
Делительный диаметр червяка	$d_1$	$d_1 = q \cdot m$
Делительный диаметр червячного колеса	$d_2$	$d_2 = z_2 \cdot m$
Диаметр вершин червяка	$d_{a1}$	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m$
Диаметр вершин червячного колеса	$d_{a2}$	$d_{a2} = (z_2 + 2 + 2 \cdot x) \cdot m$
Диаметр впадин червяка	$d_{f1}$	$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m$

Окончание таблицы 5.7

Параметр	Обозначение	Определение параметра
Диаметр впадин червячного колеса	$d_{f2}$	$d_{f2} = (z_2 - 2,4 + 2 \cdot x) \cdot m$
Диаметр внешнего цилиндра червячного колеса	$d_{ae2}$	$d_{ae2} \leq d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2}$
Длина нарезанной части червяка	$b_1$	$b_1 = 2 \cdot \left[ \sqrt{\left(\frac{d_{ae2}}{2}\right)^2 - \left(a_w - \frac{d_{a1}}{2}\right)^2} + \frac{\pi \cdot m}{2} \right]$
Ширина червячного колеса	$b_2$	$b_2 = 0,75 \cdot d_{a1}$ при $z_1 = 1$ или $2$ ; $b_2 = 0,67 \cdot d_{a1}$ при $z_1 = 4$
Угол подъема винтовой линии червяка	$\gamma$	$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}$

### Проверочный расчёт червячной передачи.

Исходными данными для проверочного расчета червячных передач являются: передаточное отношение  $i$ ; вращающий момент на валу колеса  $T_2$ , Н·м; параметры элементов передачи (число зубьев колеса  $z_2$ ; делительный диаметр червяка  $d_1$ , мм, и червячного колеса  $d_2$ , мм; угол подъема винтовой линии червяка  $\gamma$ , град; модуль  $m$ , мм; ширина червячного колеса  $b_2$ , мм); допускаемые контактные напряжения  $[\sigma_H]$ , МПа, и напряжения изгиба для шестерни и колеса  $[\sigma_F]_1$  и  $[\sigma_F]_2$ , МПа. Порядок проверочного расчета червячных передач представим в виде таблицы 5.8.

Таблица 5.8 – Порядок проверочного расчета червячных передач

Параметр	Обозначение	Определение параметра
<i>По контактным напряжениям</i>		
Коэффициент распределения нагрузки между зубьями	$K_H$	$K_H = 1,1$
Угол обхвата червяка колесом	$\delta$	$\delta = 50^\circ = 0,87$ рад
Угол профиля	$\alpha$	$\alpha = 20^\circ$
Коэффициент торцового перекрытия	$\varepsilon_\alpha$	$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{0,03 \cdot z_2^2 + z_2 + 1} - 0,17 \cdot z_2 + 2,9}{2,95}$
Коэффициент уменьшения длины контактной линии	$\xi$	$\xi = 0,75$
Контактные напряжения	$\sigma_H$	$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{np} \cdot T_2 \cdot K_H \cos^2 \gamma}{d_2^2 \cdot d_1 \cdot \delta \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \xi \cdot \sin 2\alpha}} < [\sigma_H]$

Окончание таблицы 5.8

Параметр	Обозначение	Определение параметра
Недогрузка (перегрузка)	$\Delta_{\sigma_H}$	$\Delta_{\sigma_H} = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100 \%$ <p>Если недогрузка более 7 % или перегрузка более 3 %, то выполняем проектный расчет при другом значении коэффициента диаметра червяка</p>
<i>По напряжениям изгиба</i>		
Эквивалентное число зубьев	$z_v$	$z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}$
Коэффициент формы зуба для шестерни и колеса	$Y_{FS}$	Выбираем по таблице Б.13 [1, с. 221] в зависимости от эквивалентного числа зубьев $z_v$
Нормальный модуль	$m_n$	$m_n = m \cdot \cos \gamma$
Коэффициент расчётной нагрузки	$K_F$	$K_F = K_H = 1,1$
Окружное усилие на червячном колесе	$F_{t2}$	$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2}$
Напряжение изгиба	$\sigma_F$	$\sigma_F = 0,74 \cdot Y_F \cdot \frac{F_{t2} \cdot K_F}{b_2 \cdot m_n} \leq [\sigma_F]$

## 6 Практическая работа № 8. Проектный и проверочный расчет вала. Подбор и расчет подшипников качения

**Цель:** получение навыков проектного и проверочного расчета вала, подбора и расчета подшипников.

Целью проектного расчета вала являются разработка его конструкции и определение основных геометрических размеров (диаметров и длин шеек валов). Исходными данными к проектному расчету вала являются: вращающие моменты на валу шестерни (червяка)  $T_1$ , Н·м, и колеса  $T_2$ , Н·м; делительный диаметр шестерни  $d_{ш}$ , мм (*только для цилиндрических передач*); ширина колеса  $b_w$ , мм; диаметр колеса в среднем сечении  $d_{mш}$ , мм (*только для конических передач*); углы делительных конусов  $\delta_1$ ,  $\delta_2$  (*только для конических передач*); делительный диаметр червяка  $d_{ч}$ , мм (*только для червячных передач*); угол подъёма червяка  $\gamma$ , град (*только для червячных передач*); делительный диаметр червячного колеса, установленного на валу  $d_{кол}$ , мм; угол наклона зубьев  $\beta$ , град (*только для косозубых цилиндрических передач*).

Проектный расчет вала следует начинать с выбора материала. Используются качественные конструкционные стали. Основными параметрами материала является предел прочности  $\sigma_B$  и предел текучести  $\sigma_T$ . По рекомендации



преподавателя по таблице В.1 (ГОСТ 1055–88) выбирается материал и для него определяется предел прочности  $\sigma_B$ , МПа, и предел текучести  $\sigma_T$ , МПа.

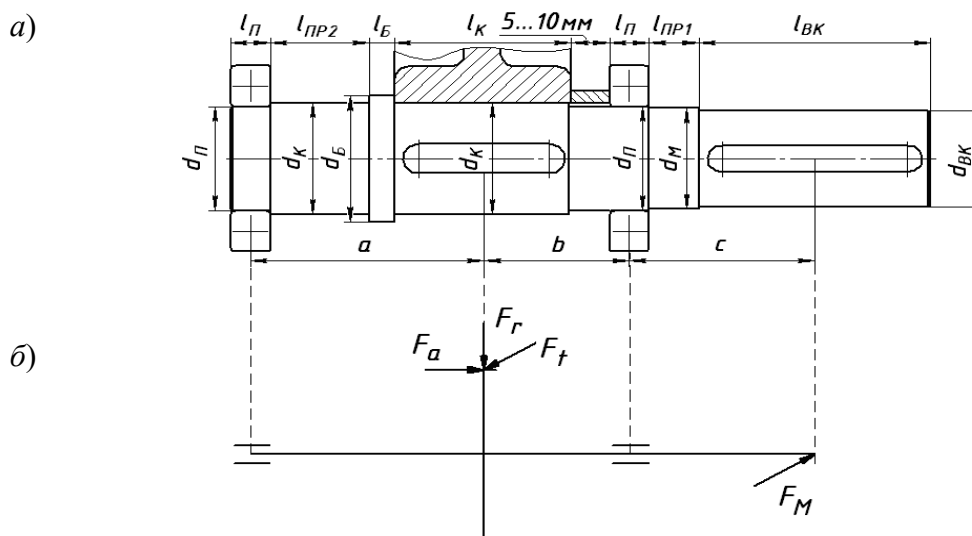
Нагрузки в элементах, установленных на валу, определяются с помощью таблицы 6.1. Затем производится разработка конструкции вала согласно заданной кинематической схеме редуктора. При разработке конструкции вала необходимо предусмотреть упорные буртики для предотвращения осевого смещения элементов, установленных на валу (зубчатых и червячных колес, подшипников, муфт). Для этого вал выполняется ступенчатым.

Пример конструкции вала представлен на рисунке 6.1, а.

Таблица 6.1 – Нагрузки, действующие на вал

Нагрузка в зацеплении	Обозначение	Передача			
		прямозубая цилиндрическая	косозубая цилиндрическая	прямозубая коническая	червячная
Окружная	$F_t$	$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_u}$	$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_u}$	$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{му}}$	$F_t = \frac{2 \cdot T_2}{d_{кол}}$
Радиальная	$F_r$	$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha$	$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$	$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1$	$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha$
Осевая	$F_a$	–	$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$	$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1$	$F_a = \frac{2 \cdot T_1}{d_ч}$
Нагрузка от муфты	$F_M$	$F_M = 250 \cdot \sqrt{T_2}$			

Средний диаметр вала (диаметр в месте посадки зубчатого колеса  $d_K$ ) находят исходя из условия прочности вала на кручение при пониженных допускаемых напряжениях кручения  $[\tau] = 12 \dots 15$  МПа. Остальные диаметры шеек валов и их длины определяют конструктивно, используя таблицу 6.2.



а — расположение элементов на валу; б — расчетная схема

Рисунок 6.1 – Конструкция вала

Таблица 6.2 – Рекомендации по определению диаметров и длин шеек валов

Геометрический параметр	Обозначение	Определение параметра
Диаметр в месте посадки колеса и промежуточной шейки	$d_K$	$d_K = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 \cdot [\tau]}}$ <p>Переводим в миллиметры и округляем до ближайшего кратного 5 (например, получили 63,5 – приняли 65, получили 62,4 – приняли 60)</p>
Диаметр в месте посадки подшипников	$d_{\Pi}$	$d_{\Pi} = d_K - 5$
Диаметр выходного конца вала	$d_{BK}$	$d_{BK} = d_{\Pi} - 5$
Диаметр упорного буртика	$d_B$	$d_B = d_K + 10$
Диаметр под манжету	$d_M$	Выбираем по ГОСТ 8752–79 на резиновые армированные манжеты, учитывая выполнение условия $d_{BK} < d_M \leq d_{\Pi}$ (таблица В.2)
Длина выходного конца вала	$l_{BK}$	Выбираем по ГОСТ 12080–66 в зависимости от $d_{BK}$
Длина шейки вала под подшипники	$l_{\Pi}$	<p>Принимаем равной ширине подшипника <math>l_{\Pi} = b_{\Pi}</math>, который предварительно подбираем по диаметру <math>d_{\Pi}</math> по рекомендациям:</p> <p>если осевая нагрузка отсутствует (<math>F_a = 0</math>), то принимаем шариковый радиальный подшипник по ГОСТ 8338–75;</p> <p>если осевая нагрузка присутствует (<math>F_a &lt; 1000</math> Н), то принимаем шариковый радиально-упорный подшипник по ГОСТ 831–75;</p> <p>если осевая нагрузка присутствует (<math>F_a &gt; 1000</math> Н), то принимаем роликовый радиально-упорный подшипник (конический) по ГОСТ 27365–87.</p> <p>Выписываем условное обозначение подобранного подшипника</p>
Длина шейки вала под колесо	$l_K$	$l_K = b_K,$ <p>где <math>b_K</math> – ширина ступицы колеса, <math>b_K = (1,1 \dots 1,4) \cdot b_W</math>; <math>b_W</math> – ширина зубчатого или червячного колеса, установленного на валу (возможно определение <math>l_K</math> по чертежу колеса, установленного на валу)</p>
Длина буртика	$l_B$	$l_B = 10 \dots 15$ мм
<p><i>Примечание</i> – Длина шейки вала под манжету <math>l_{\Pi P1}</math> и длина промежуточной шейки <math>l_{\Pi P2}</math> определяются из компоновочных чертежей механизма, для которого разрабатывается вал</p>		

**Опасными сечениями вала** являются те поперечные сечения, в которых действуют максимальные изгибающий и крутящий моменты, определяемые путем построения эпюр изгибающих и крутящих моментов для расчетной схемы вала, составленной на предыдущем этапе. Так как нагрузки, действующие на вал, располагаются в различных плоскостях (горизонтальной и вертикальной), то составляют расчетные схемы вала и строят эпюры изгибаю-

ших моментов в каждой плоскости, а затем строят эпюру суммарных изгибающих моментов.

Для расчетной схемы вала, показанной на рисунке 6.2, б, построение эпюр изгибающих и крутящих моментов ведется в следующем порядке.

Составляется расчётная схема вала в вертикальной плоскости (см. рисунок 6.2, б). Здесь действуют нагрузки  $F_r$  и  $F_a$ , нагрузки  $F_t$  и  $F_M$  проецируются в 0. Определяется момент от силы  $F_a$ :

$$M_a = \frac{F_a \cdot d_{\text{кол}}}{2}. \quad (6.1)$$

Составляется уравнение моментов сил относительно левой опоры:

$$\sum M_A = 0: R_B^e \cdot (a + b) - F_r \cdot a - M_a = 0. \quad (6.2)$$

Отсюда выражается реакция

$$R_B^e = \frac{F_r \cdot a + M_a}{(a + b)}.$$

Составляется уравнение моментов сил относительно правой опоры:

$$\sum M_B = 0: -R_A^e \cdot (a + b) + F_r \cdot b - M_a = 0. \quad (6.3)$$

Отсюда выражается реакция

$$R_A^e = \frac{F_r \cdot b - M_a}{(a + b)}.$$

Строится эпюра изгибающих моментов в вертикальной плоскости.

Момент в сечении I (с левой стороны)  $M_{I(x)}^e = R_A^e \cdot a$ .

Момент в сечении I (с правой стороны)  $M_{I(n)}^e = R_B^e \cdot b$ .

Составляется расчётная схема вала в горизонтальной плоскости (рисунок 6.2, в). Здесь действуют нагрузки  $F_t$  и  $F_M$ , нагрузка  $F_r$  проецируется в 0, а нагрузка  $F_a$  проецируется на ось вала и изгибающего момента не создает.

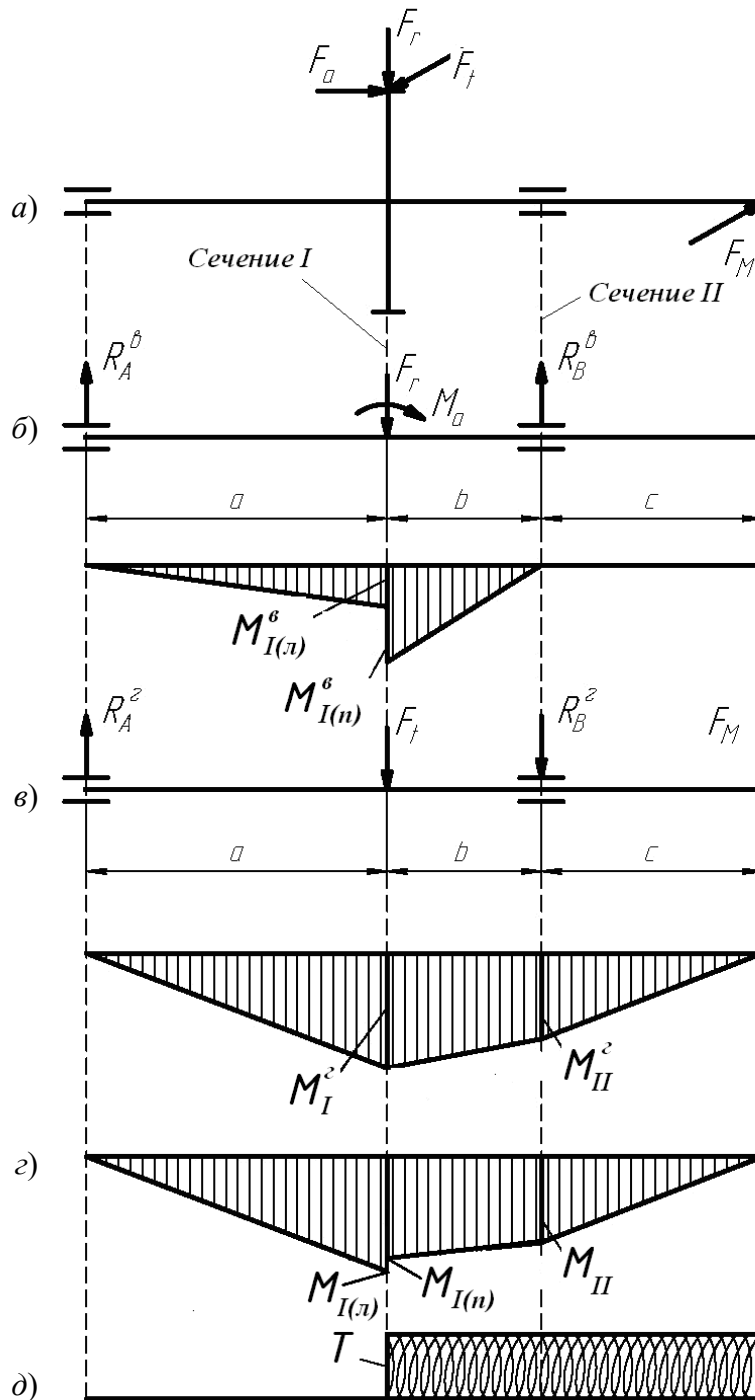
Составляется уравнение моментов сил относительно левой опоры:

$$\sum M_A = 0: -F_t \cdot a - R_B^z \cdot (a + b) + F_M \cdot (a + b + c) = 0. \quad (6.4)$$

Отсюда выражается реакция  $R_B^z = \frac{F_M \cdot (a + b + c) - F_t \cdot a}{(a + b)}$ .

Составляется уравнение моментов сил относительно правой опоры:

$$\sum M_B = 0: F_t \cdot b - R_A^z \cdot (a + b) + F_M \cdot c = 0. \quad (6.5)$$



*a* – расчетная схема вала; *б* – расчетная схема и эпюра изгибающих моментов в вертикальной плоскости; *в* – расчетная схема и эпюра изгибающих моментов в горизонтальной плоскости; *г* – эпюра суммарных изгибающих моментов; *д* – эпюра вращающих моментов

Рисунок 6.2 – Расчетные схемы и эпюры изгибающих и вращающих моментов

Отсюда выражается реакция

$$R_A^z = \frac{F_t \cdot b + F_m \cdot c}{(a + b)}$$

Строится эпюра изгибающих моментов в горизонтальной плоскости.

Момент в сечении I:  $M_I^z = R_A^z \cdot a$ .

Момент в сечении II:  $M_{II}^z = F_M^z \cdot c$ .

Строится эпюра суммарных изгибающих моментов (рисунок 6.2, з).

Момент в сечении I:

$$M_{I(x)} = \sqrt{(M_{I(x)}^e)^2 + (M_I^z)^2}; \quad (6.6)$$

$$M_{I(n)} = \sqrt{(M_{I(n)}^e)^2 + (M_I^z)^2}. \quad (6.7)$$

Момент в сечении II:

$$M_{II} = \sqrt{(M_{II}^e)^2 + (M_{II}^z)^2}. \quad (6.8)$$

Момент в сечении  $M_{II}^e = 0$  (см. рисунок 6.2, б), т. е.  $M_{II} = M_{II}^z$ .

Строится эпюра вращающих моментов (рисунок 6.2, д).

По эпюрам суммарных изгибающих моментов и вращающих моментов определяется опасное сечение. В данном случае – сечение I или II.

#### Расчет подшипников качения.

Исходными данными к расчету подшипников качения являются: частота вращения вала  $n$ , мин<sup>-1</sup>; реакции опор в вертикальной плоскости  $R_A^e$ , Н, и  $R_B^e$ , Н; реакции опор в горизонтальной плоскости  $R_A^z$ , Н, и  $R_B^z$ , Н; осевая нагрузка в зацеплении передачи  $F_a$ , Н; режим работы механизма, срок службы механизма в часах  $L_h$ ; динамическая грузоподъемность  $C$ , Н, и статическая грузоподъемность  $C_0$ , Н, предварительно выбранного подшипника.

В начале расчёта определяются нагрузки на подшипники в порядке, представленном в таблице 6.3. Затем производится расчет подшипников по динамической и статической грузоподъемности, порядок которого представлен в таблице 6.4.

Таблица 6.3 – Порядок определения нагрузок на подшипники

Параметр	Обозначение	Определение параметра
Коэффициент эквивалентности	$K_E$	Выбираем в зависимости от режима работы привода
<i>Радиальные нагрузки на подшипники</i>		
Нагрузка на левой опоре	$R_A$	$R_A = \sqrt{(R_A^e)^2 + (R_A^z)^2}$
Нагрузка на правой опоре	$R_B$	$R_B = \sqrt{(R_B^e)^2 + (R_B^z)^2}$
Эквивалентная радиальная нагрузка на левой опоре	$R_{Am}$	$R_{Am} = K_E \cdot R_A$
Эквивалентная радиальная нагрузка на правой опоре	$R_{Bm}$	$R_{Bm} = K_E \cdot R_B$

Окончание таблицы 6.3

Параметр	Обозначение	Определение параметра
<i>Осевые нагрузки на подшипники (не определяются при <math>F_a = 0</math>)</i>		
Эквивалентная осевая нагрузка на подшипники	$F_{am}$	$F_{am} = K_E \cdot F_a$
Динамическая грузо-подъемность подшипника	$C$	Выбираем для подшипника, предварительно подобранного в проектном расчете вала
Динамическая грузо-подъемность подшипника	$C_0$	
Угол контакта подшипника	$\alpha$	
Параметр осевой нагрузки	$e$	Выбираем по в зависимости от типа подшипника (для шариковых радиальных и радиально-упорных с углом контакта $\alpha = 12^\circ$ в зависимости от отношения $F_{am} / C_0$ , для остальных в зависимости от угла контакта $\alpha$ )
Коэффициент минимальной осевой силы	$e'$	Для шариковых радиально-упорных подшипников: при $\alpha \geq 18^\circ$ $e' = e$ ; при $\alpha < 18^\circ$ $e'$ определяется по графикам в зависимости от отношения $F_{rm} / C_0$ . Для роликовых радиально-упорных (конических) подшипников $e' = 0,83 \cdot e$
Внутреннее усилие в левом подшипнике	$S_A$	$S_A = e' \cdot R_{Am}$
Внутреннее усилие в правом подшипнике	$S_B$	$S_B = e' \cdot R_{Bm}$
Осевые нагрузки на подшипники	$F_{aA}$ , $F_{aB}$	Если $S_A \geq S_B$ и $F_{am} \geq 0$ , то $F_{aA} = S_A$ и $F_{aB} = F_{aA} + F_{am}$ ; если $S_A < S_B$ и $F_{am} \geq S_B - S_A$ , то $F_{aA} = S_A$ и $F_{aB} = F_{aA} + F_{am}$ ; если $S_A < S_B$ и $F_{am} < S_B - S_A$ , то $F_{aB} = S_B$ и $F_{aA} = F_{aB} - F_{am}$

Таблица 6.4 – Порядок расчета подшипников по динамической и статической грузоподъемности

Параметр	Обозначение	Определение параметра
<i>Расчет подшипников по динамической грузоподъемности</i>		
Коэффициент вращения	$V$	$V = 1$ при вращающемся внутреннем кольце подшипника; $V = 1,2$ при вращающемся наружном кольце подшипника
Отношения для левого и правого подшипников	$\frac{F_{aA}}{V \cdot R_{Am}}$ , $\frac{F_{aB}}{V \cdot R_{Bm}}$	Сравниваем отношение $\frac{F_{ai}}{V \cdot R_i}$ с параметром осевой нагрузки $e$ и определяем коэффициенты радиальной и осевой сил для левого и правого подшипников $X_i$ и $Y_i$ (для шариковых радиальных если $F_a = 0$ , то $X_i = 1$ , $Y_i = 0$ )
Коэффициент безопасности	$K_B$	Нагрузка спокойная $K_B = 1$ ; нагрузка с умеренными толчками $K_B = 1,3 \dots 1,5$ ; нагрузка с сильными толчками $K_B = 2,5 \dots 3$

Окончание таблицы 6.4

Параметр	Обозначение	Определение параметра
Температурный коэффициент	$K_T$	$K_T = 1$ при температуре до $100\text{ }^\circ\text{C}$ ; $K_T = 1,05\dots 1,4$ при температуре $125\text{ }^\circ\text{C} \dots 250\text{ }^\circ\text{C}$ .
Эквивалентная динамическая нагрузка для левого и правого подшипников	$P_{rA}$ , $P_{rB}$	$P_{rA} = (V \cdot X_A \cdot R_{Am} + Y_A \cdot F_{aA}) \cdot K_B \cdot K_T;$ $P_{rB} = (V \cdot X_B \cdot R_{Bm} + Y_B \cdot F_{aB}) \cdot K_B \cdot K_T.$ Дальнейший расчет ведется для подшипника с наибольшей эквивалентной динамической нагрузкой
Ресурс работы подшипника	$L$	$L = 60 \cdot 10^{-6} \cdot n \cdot L_h$
Коэффициент долговечности	$a_1$	$a_1 = 1$ при вероятности безотказной работы $P(t) = 0,9$
Обобщенный коэффициент влияния качества металла, технологии производства, конструкции и условий эксплуатации	$a_{23}$	Для шариковых подшипников при нормальных условиях $a_{23} = 0,7\dots 0,8$ ; для роликовых подшипников при нормальных условиях $a_{23} = 0,6\dots 0,7$
Показатель степени	$p$	$p = 3$ – для шариковых подшипников; $p = 3,33$ – для роликовых подшипников
Действительная динамическая грузоподъемность	$C_d$	$C_d = P_r \cdot \sqrt[p]{\frac{L}{a_1 \cdot a_{23}}}$
Условие выбора по динамической грузоподъемности		$C_d < C.$ Если условие не выполняется, то подбираем подшипник с большей серией диаметра. Например, если подшипник 6112 не подходит по динамической грузоподъемности, то подбираем подшипник 6212 или 6312, для которого значение $C$ будет большим
<i>Расчет подшипников по статической грузоподъемности</i>		
Статические коэффициенты радиальной и осевой сил	$X_0$ , $Y_0$	Определяем в зависимости от вида подшипника
Эквивалентная статическая нагрузка для левого и правого подшипников	$P_0$	$P_{0A} = X_0 \cdot R_{Am} + Y_0 \cdot F_{aA};$ $P_{0B} = X_0 \cdot R_{Bm} + Y_0 \cdot F_{aB}.$ Дальнейший расчет ведется для подшипника с наибольшей эквивалентной статической нагрузкой
Условие выбора по статической грузоподъемности		$P_0 < C_0.$ Если условие не выполняется, то подбираем подшипник с большей серией диаметра

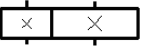

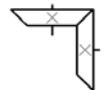
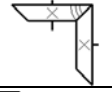
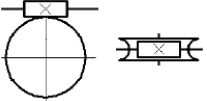
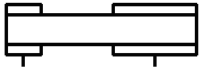
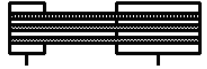
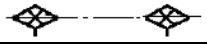
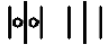
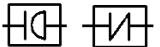
### Список литературы

- 1 **Иванов, М. Н.** Детали машин: учебник / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 15-е изд., испр. и доп. – Москва: Юрайт, 2023. – 408 с.: ил.
- 2 **Дунаев, П. Ф.** Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. В. Леликов. – Москва: Высшая школа, 2004. – 447 с.: ил.
- 3 **Жуков, В. А.** Детали машин и основы конструирования. Основы расчета и конструирования соединений и передач : учебное пособие / В. А. Жуков. – 2-е изд. – Москва: ИНФРА-М, 2021. – 416 с.

## Приложение А (справочное)

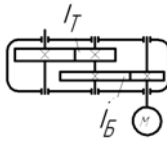
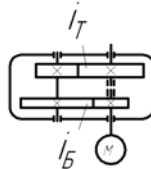
### Справочные данные для выполнения энергокинематического расчета привода

Таблица А.1 – Ориентировочное значение КПД и передаточных отношений элементов привода

Передача		Изображение	Открытая		Закрытая	
			Передаточное отношение	КПД	Передаточное отношение	КПД
Цилиндрическая зубчатая	прямозубая		4,0...7,0 (12)	0,93	2...5,0 (8)	0,97
	косозубая					
Коническая зубчатая	прямозубая		3,0...5,0 (7)	0,92	2...3,0 (5)	0,95
	с круговым зубом				3,0...6,0 (7)	
Червячная			–	–	8...50 (80)	0,7
Ременная	плоско-ременная		2...6 (6)	0,95	–	–
	клино-ременная		2...5 (7)	0,94	–	–
Цепная			2...5 (7)	0,91	–	–
Подшипники качения (пара)			–	–	–	0,99
Муфты			–	–	–	0,98

*Примечание* – В скобках указано максимальное значение передаточного отношения, выше которого применение передачи данного типа нецелесообразно

Таблица А.2 – Рекомендации по определению передаточного отношения передач редукторов

Вид редуктора	Схема	Определение передаточного отношения передач
Двухступенчатый цилиндрический		$i_T = 0,88 \cdot \sqrt{i_{РЕД}} ;$ $i_B = \frac{i_{РЕД}}{i_T}$
Двухступенчатый цилиндрический соосный		$i_T = 0,9 \cdot \sqrt{i_{РЕД}} ;$ $i_B = \frac{i_{РЕД}}{i_T}$



## Окончание таблицы А.2

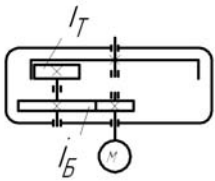
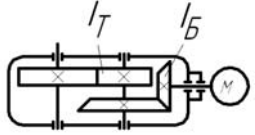
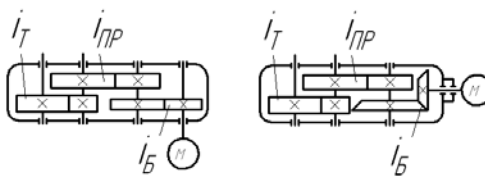
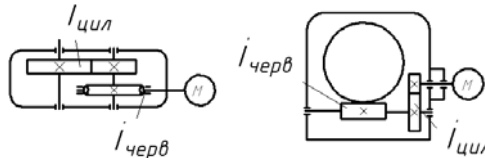
Вид редуктора	Схема	Определение передаточного отношения передач
Двухступенчатый цилиндрический соосный с внутренним зацеплением		$i_B = 2 \cdot \sqrt[3]{i_{РЕД}};$ $i_T = \frac{i_{РЕД}}{i_B}$
Двухступенчатый коническо-цилиндрический		$i_T = 0,63 \cdot \sqrt[3]{i_{РЕД}^2};$ $i_B = \frac{i_{РЕД}}{i_T}$
Трехступенчатый цилиндрический и коническо-цилиндрический		$i_{ПР} = \sqrt[3]{i_{РЕД}};$ $i_B > i_{ПР};$ $i_T = \frac{i_{РЕД}}{i_B \cdot i_{ПР}} \text{ и } i_T < i_{ПР}$
Червячно-цилиндрический и цилиндро-червячный		$i_{цил} = 1,6 \dots 3,15;$ $i_{черв} = \frac{i_{РЕД}}{i_{цил}}$

Таблица А.3 – Параметры электродвигателей асинхронных

Обозначение электродвигателя	$P_{эд}$ , кВт	$n_{эд}$ , мин <sup>-1</sup>	Обозначение электродвигателя	$P_{эд}$ , кВт	$n_{эд}$ , мин <sup>-1</sup>
4А71А2У3	1,1	2840	4А80В6У3	1,1	930
4А80А2У3	1,5	2835	4А90Л6У3	1,5	945
4А80В2У3	2,2	2865	4А100Л6У3	2,2	960
4А90Л2У3	3,0	2905	4А112МА6У3	3,0	950
4А100S2У3	4,0	2865	4А112МВ6У3	4,0	950
4А100Л2У3	5,5	2910	4А132S6У3	5,5	950
4А112М2У3	7,5	2920	4А132М6У3	7,5	960
4А132М2У3	11,0	2930	4А160S6У3	11,0	960
4А160S2У3	15,0	2920	4А160М6У3	15,0	975
4А160М2У3	18,5	2930	4А180М6У3	18,5	960
4А180S2У3	22,0	2920	4А200М6У3	22,0	975
4А80А4У3	1,1	1420	4А90ЛВ8У3	1,1	705
4А80В4У3	1,5	1415	4А100Л8У3	1,5	720
4А90Л4У3	2,2	1425	4А112МА8У3	2,2	710
4А100S4У3	3,0	1415	4А112МВ8У3	3,0	710
4А100Л4У3	4,0	1435	4А132S8У3	4,0	705
4А112М4У3	5,5	1450	4А132М8У3	5,5	710
4А132S4У3	7,5	1450	4А160М8У3	7,5	705
4А132М4У3	11,0	1460	4А160М8У3	11,0	730
4А160S4У3	15,0	1460	4А180М8У3	15,0	725
4А160М4У3	18,5	1470	4А200М8У3	18,5	720
4А180S4У3	22,0	1465	4А200М8У3	22,0	725

## Приложение Б (справочное)

### Справочные данные для выполнения расчета зубчатых и червячной передач

Таблица Б.1 – Твердость поверхности после обработки для сталей

Марка стали	Твердость		Термообработка
	поверхности	сердцевины	
40	192...228 HB	–	Улучшение
45	170...217 HB	–	Нормализация
	192...240 HB	–	Улучшение
40X	230...260 HB	–	Улучшение
	50...59 HRC	26...30	Азотирование
45X	230...280 HB	–	Улучшение
40XH	230...300 HB	–	Улучшение
	48...54 HRC	–	Закалка
35XM	241 HB	–	Улучшение
	45...53 HRC	–	Закалка
20X	56...63 HRC	–	Цементация

Таблица Б.2 – Пределы выносливости и коэффициенты безопасности

Термообработка	$\sigma_{H \text{ lim}}$ , МПа	$S_H$	$\sigma_{F \text{ lim}}$ , МПа	$S_F$
Улучшение, нормализация	$2 \cdot \text{HB} + 70$	1,1	$1,8 \cdot \text{HB}$	1,75
Азотирование	1050	1,2	$12 \cdot \text{HRC}_{\text{сердц}} + 300$	
Закалка	$17 \cdot \text{HRC} + 200$	1,1	550	
Цементация	$23 \cdot \text{HRC}$	1,2	750	

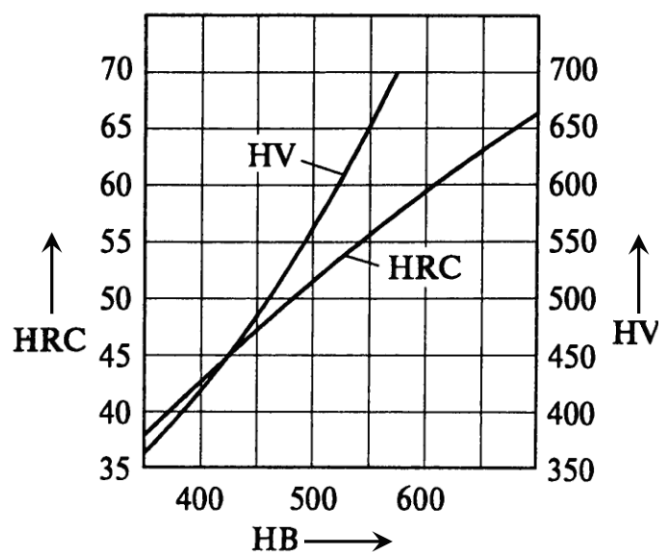


Рисунок Б.1 – Переводной график твердости

Таблица Б.3 – Коэффициенты режима работы для зубчатых передач

Режим работы	Расчёт по контактным напряжениям		Расчёт по напряжениям изгиба			
	Термообработка	$\mu_H$	Термообработка	$\mu_F$	Термообработка	$\mu_F$
Постоянный	Любая	1,0	Улучшение, нормализация	1,0	Азотирование, закалка, цементация	1,0
Тяжелый		0,5		0,3		0,2
Средний		0,25		0,143		0,1
Легкий		0,125		0,038		0,016
Особо легкий		0,063		0,013		0,004

Таблица Б.4 – Коэффициенты ширины колеса относительно межосевого расстояния

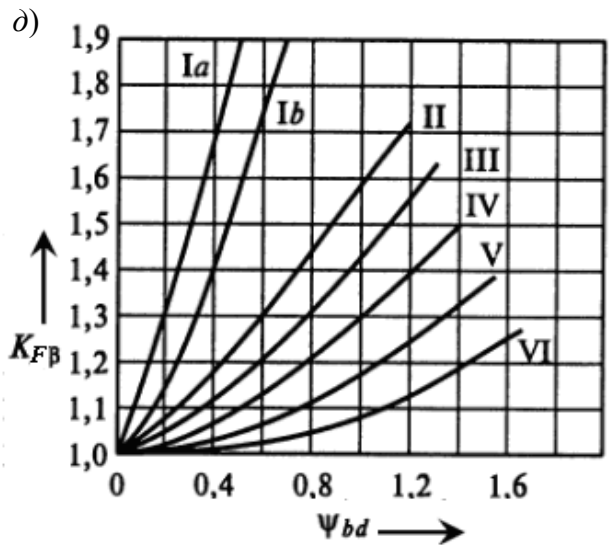
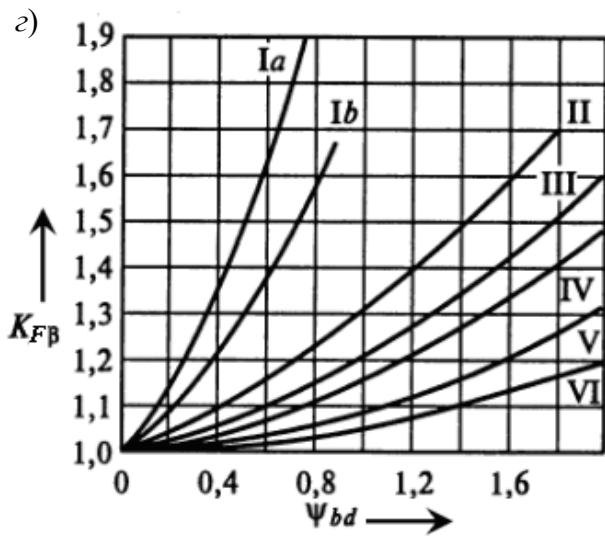
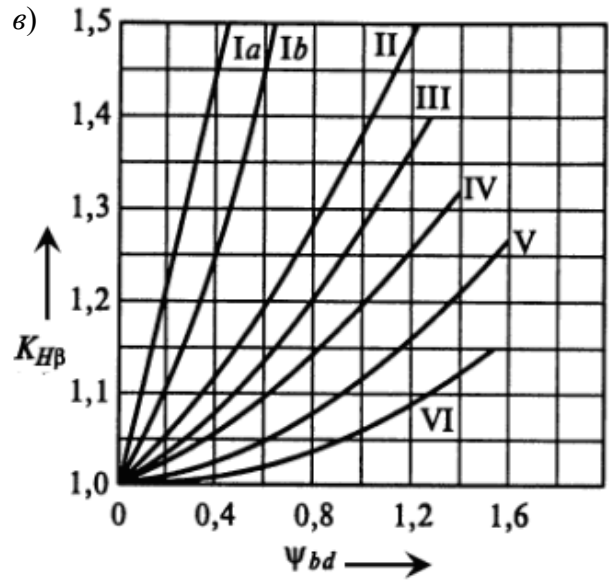
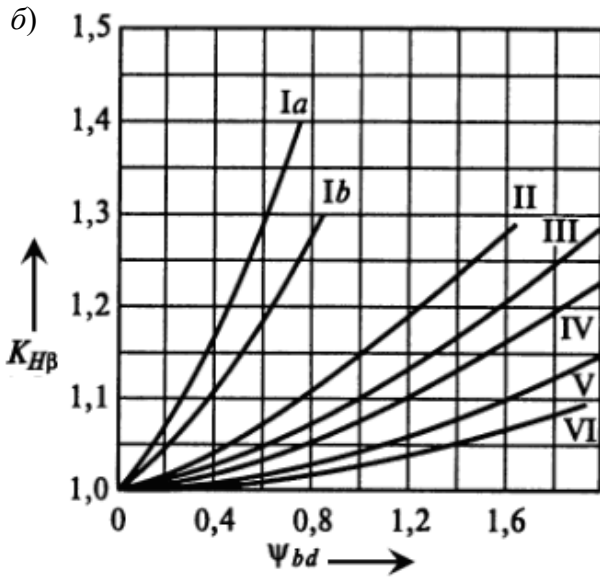
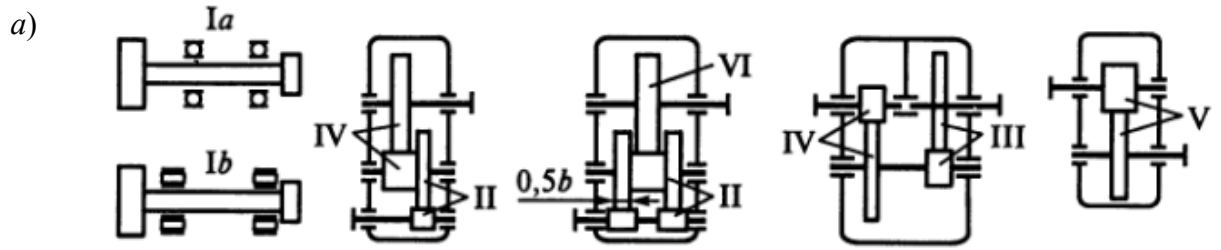
Расположение колес относительно опор в редукторе	Коэффициент ширины колеса	Твердость рабочих поверхностей зубьев	
		$H_2 < 350$ НВ	$H_1$ и $H_2 > 350$ НВ
Симметричное	$\Psi_{ba}$	0,315...0,5	0,25...0,315
Несимметричное		0,25...0,4	0,2...0,25
Консольное		0,2...0,25	0,15...0,2

Таблица Б.5 – Степень точности для зубчатых передач

Степень точности	Назначение
6	Высокоскоростные передачи, механизмы точной кинематической связи – делительные, отсчетные и т. п.
7	Передачи при повышенных скоростях и умеренных нагрузках или при повышенных нагрузках и умеренных скоростях
8	Передачи общего назначения, не требующие особой точности
9	Тихоходные передачи с пониженными требованиями к точности

Таблица Б.6 – Коэффициент модуля

Конструкция	Коэффициент модуля $\psi_m$	
Высоконагруженные точные передачи, валы, опоры и корпуса повышенной жесткости	$H \leq 350$ НВ	45...30
	$H > 350$ НВ	30...20
Обычные передачи редукторного типа в отдельном корпусе с достаточно жесткими валами и опорами (и другие аналогичные)	$H \leq 350$ НВ	30...20
	$H > 350$ НВ	20...15
Грубые передачи, открытые передачи, передачи с консольными валами, подвижные колеса коробок скоростей	15...10	



$a$  – расположение передачи в редукторе;  $б, г$  – твердость поверхности зубьев колеса меньше 350 НВ;  $в, д$  – твердость поверхности зубьев колеса и шестерни больше 350 НВ

Рисунок Б.2 – Коэффициент концентрации нагрузки

Таблица Б.7 – Коэффициент динамической нагрузки

Степень точности	Твердость поверхности зубьев	Коэффициент	Окружная скорость $v$ , м/с				
			1	3	5	8	10
6	<i>a</i>	$K_{Hv}$	1,03	1,09	1,16	1,25	1,32
			1,01	1,03	1,06	1,09	1,13
	$K_{Fv}$	1,06	1,18	1,32	1,50	1,64	
		1,03	1,09	1,13	1,20	1,26	
	<i>б</i>	$K_{Hv}$	1,02	1,06	1,10	1,16	1,20
			1,01	1,03	1,04	1,06	1,08
$K_{Fv}$	1,02	1,06	1,10	1,16	1,20		
	1,01	1,03	1,04	1,06	1,08		
7	<i>a</i>	$K_{Hv}$	1,04	1,12	1,20	1,32	1,40
			1,02	1,06	1,08	1,13	1,16
	$K_{Fv}$	1,08	1,24	1,40	1,64	1,80	
		1,03	1,09	1,16	1,25	1,32	
	<i>б</i>	$K_{Hv}$	1,02	1,06	1,12	1,19	1,25
			1,01	1,03	1,05	1,08	1,10
$K_{Fv}$	1,02	1,06	1,12	1,19	1,25		
	1,01	1,03	1,05	1,08	1,10		
8	<i>a</i>	$K_{Hv}$	1,05	1,15	1,24	1,38	1,48
			1,02	1,06	1,10	1,15	1,19
	$K_{Fv}$	1,10	1,30	1,48	1,77	1,96	
		1,04	1,12	1,19	1,30	1,38	
	<i>б</i>	$K_{Hv}$	1,03	1,09	1,15	1,24	1,30
			1,01	1,03	1,06	1,09	1,12
$K_{Fv}$	1,03	1,09	1,15	1,24	1,30		
	1,01	1,03	1,06	1,09	1,12		
9	<i>a</i>	$K_{Hv}$	1,06	1,12	1,28	1,45	1,56
			1,02	1,06	1,11	1,18	1,22
	$K_{Fv}$	1,11	1,33	1,56	1,90	–	
		1,04	1,12	1,22	1,36	1,45	
	<i>б</i>	$K_{Hv}$	1,03	1,09	1,17	1,28	1,35
			1,01	1,03	1,07	1,11	1,14
$K_{Fv}$	1,03	1,09	1,17	1,28	1,35		
	1,01	1,03	1,07	1,11	1,14		

**Примечания**

1 Твердость поверхностей зубьев:

$$a) \begin{cases} H_1 \leq 350 \text{ HB}; H_2 \leq 350 \text{ HB}; \\ H_1 \geq 45 \text{ HRC}; H_2 \leq 350 \text{ HB}; \end{cases}$$

$$б) H_1 \geq 45 \text{ HRC}; H_2 \geq 45 \text{ HRC}$$

2 Верхние числа – прямозубые колеса, нижние – косозубые

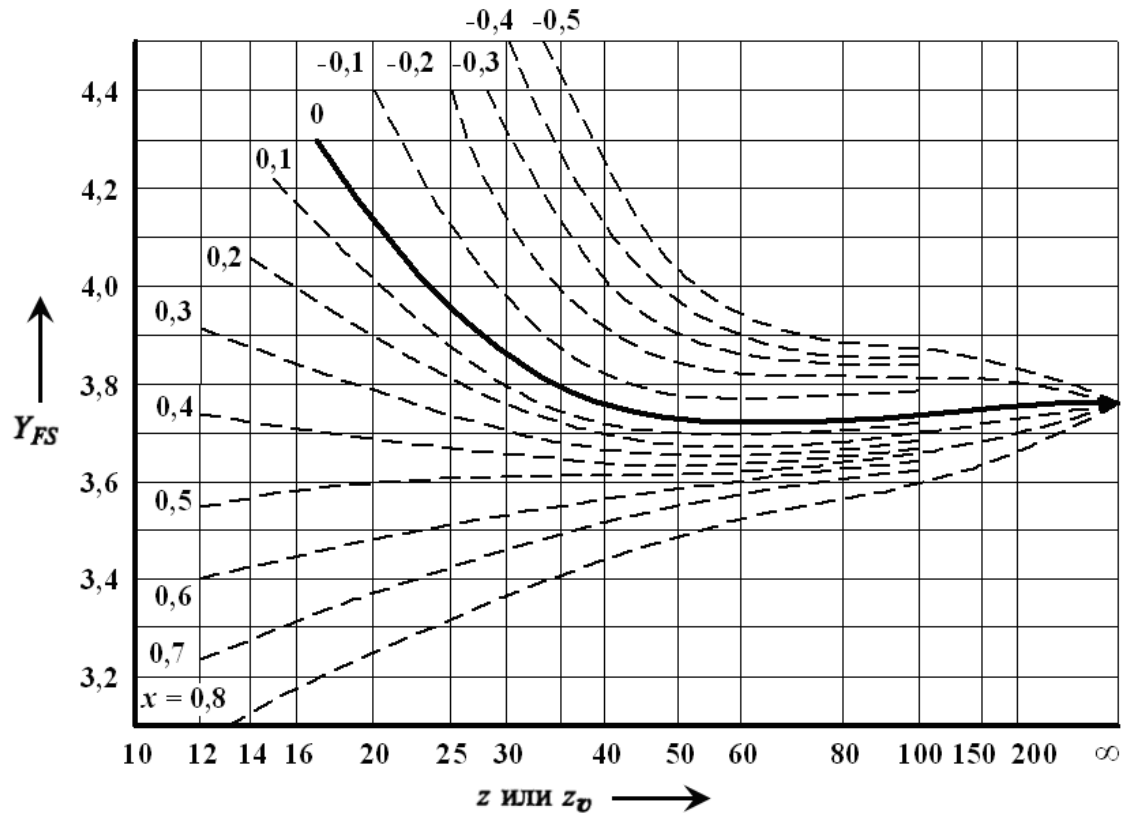
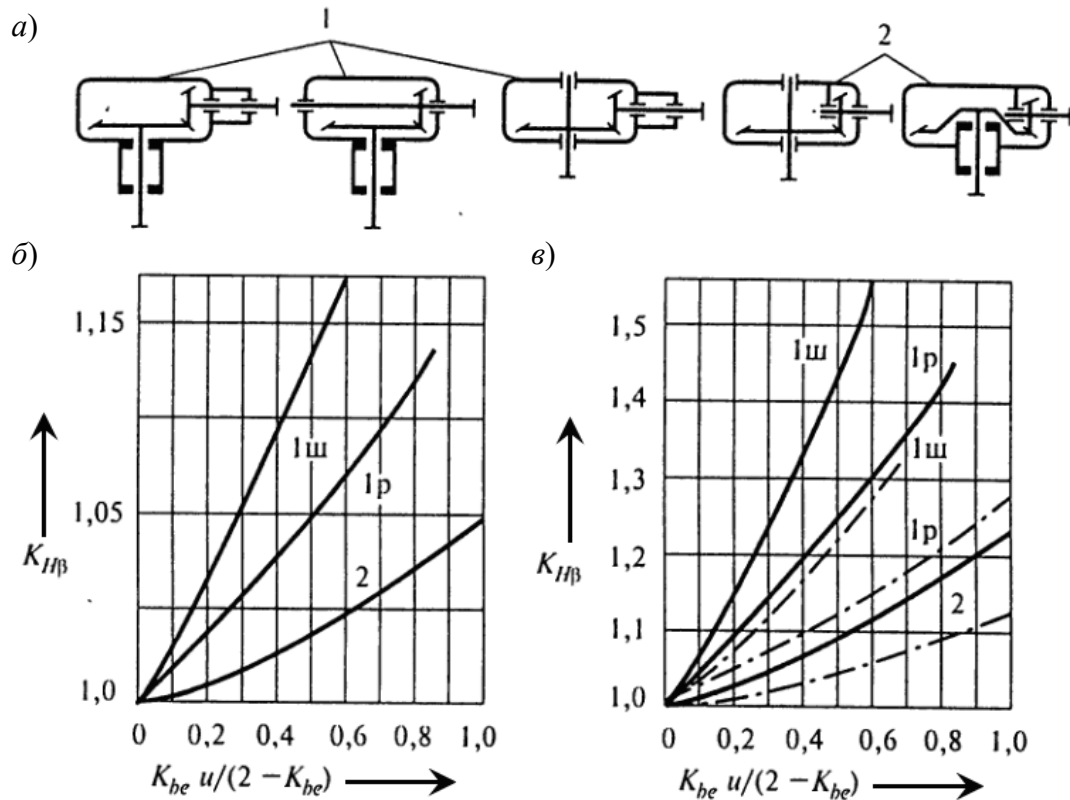


Рисунок Б.3 – Коэффициент формы зуба



а – вид расположения опор в редукторе; б – график при расположении опор по первому варианту; в – график при расположении опор по второму варианту; 1ш – шариковые подшипники; 1р – роликовые подшипники

Рисунок Б.4 – Коэффициент концентрации нагрузки

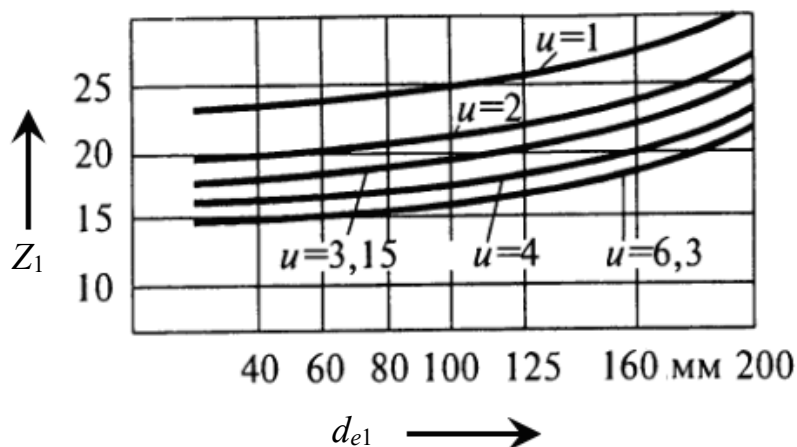


Рисунок Б.5 – Эквивалентное число зубьев

Таблица Б.8 – Модули (ГОСТ 9563–80)

Ряд	Модуль, мм
Первый	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25
Второй	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22

Таблица Б.9 – Механические характеристики материалов червячных колёс

Группа	Материал	$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_T$ , МПа	$\sigma_{BH}$ , МПа
Первая	Бр010Н1Ф1	285	165	–
	Бр010Ф1	245	195	–
	Бр05Ц5С5	200	90	–
Вторая	БрЛ10Ж4Н4	700	460	–
	БрА.10ЖЗМц1,5	550	360	–
	БрА.9ЖЗЛ	500	200	–
	ЛАЖМц66-6-3-2	500	330	–
Третья	СЧ15	–	–	320
	СЧ20	–	–	360

Таблица Б.10 – Коэффициенты режима работы для червячных передач

Режим работы	$\mu_H$	$\mu_F$
Постоянный	1,0	1,0
Тяжелый	0,416	0,2
Средний	0,2	0,1
Легкий	0,081	0,016
Особо легкий	0,034	0,004

Таблица Б.11 – Коэффициент, учитывающий скорость скольжения

$v_{ск}$ , м/с	< 1	2	3	4	5	6	7	> 8
$C_v$	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

Таблица Б.12 – Модули и коэффициенты диаметра червяка (ГОСТ 2144–93)

Модуль $m$ , мм	Ряд 1	1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10; 12,5; 16; 20; 25					
	Ряд 2	1,5; 3,0; 3,5; 6,0; 7,0; 12,0					
	Ряд 3	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 4,5; 9; 11; 14; 18; 22					
Коэффициент диаметра червяка $q$	Ряд 1	6,3; 8,0; 10; 12,5; 16; 20; 25					
	Ряд 2	7,1; 9,0; 11,2; 14; 18; 22,4					

Таблица Б.13 – Коэффициент формы зуба для червячных колес

$z_v$	20	24	26	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150	300
$Y_{FS}$	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

## Приложение В (справочное)

### Справочные данные для выполнения проектного расчета вала

Таблица В.1 – Механические свойства качественных конструкционных сталей

Марка стали	Предел текучести $\sigma_T$ , МПа	Предел прочности $\sigma_B$ , МПа
Сталь 08	196	320
Сталь 10	205	330
Сталь 15	225	370
Сталь 20	245	410
Сталь 25	275	450
Сталь 30	295	490
Сталь 35	315	530
Сталь 40	335	570
Сталь 45	355	600
Сталь 50	375	630
Сталь 55	380	650
Сталь 60	400	680

Таблица В.2 – Ряд диаметров манжет по ГОСТ 8752–79

$d_M$ от 10 до 20 мм	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$d_M$ св. 20 до 36 мм	22	23	24	25	26	28	30	32	34	35	36
$d_M$ св. 36 до 58 мм	38	40	42	44	45	48	50	52	55	56	58
$d_M$ св. 58 до 90 мм	60	62	63	65	70	71	75	80	82	85	90
$d_M$ св. 90 мм	92	95	100	105	110	115	120	И далее через 5 мм			