

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Основы проектирования машин»

# ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

*Методические рекомендации к практическим занятиям  
для студентов специальности  
1-53 01 05 «Автоматизированные электроприводы»  
очной и заочной форм обучения*



Могилев 2023

УДК 621.81  
ББК 34.44  
ПЗ8

Рекомендовано к изданию  
учебно-методическим отделом  
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Основы проектирования машин» «26» апреля 2023 г.,  
протокол № 10

Составитель канд. техн. наук А. Е. Науменко

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

Методические рекомендации являются практическим руководством в работе студентов специальности 1-53 01 05 «Автоматизированные электроприводы» очной и заочной форм обучения при проведении практических занятий по дисциплине «Прикладная механика».

Учебное издание

## ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

Ответственный за выпуск	А. П. Прудников
Корректор	И. В. Голубцова
Компьютерная верстка	Е. В. Ковалевская

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 Практическое занятие № 1. Расчет на прочность ступенчатого бруса....	5
2 Практическое занятие № 2. Расчет на прочность статически определимой балки.....	9
3 Практическое занятие № 3. Энерго-кинематический расчет привода ...	13
4 Практическое занятие № 4. Расчет зубчатых цилиндрических передач ...	18
5 Практическое занятие № 5. Расчет червячных передач.....	24
6 Практическое занятие № 6. Расчет ременных и цепных передач.....	29
7 Практическое занятие № 7. Расчет валов .....	33
8 Практическое занятие № 8. Расчет подшипников качения .....	43
Список литературы .....	46

## Введение

Механическим приводом называют механизм, который преобразует параметры движения в процессе передачи его от двигателя к исполнительным органам машины. Согласование режима работы двигателя с режимом работы исполнительных органов машины осуществляют с помощью передач. Например, обработка деталей на металлорежущих станках требует различных скоростей и усилий резания на резце, весь диапазон которых реализуется коробкой передач, состоящей из зубчатых передач.

В курсе «Прикладная механика» изучают механические передачи, соединения, а также детали и узлы общего назначения (валы, подшипники, муфты). Современный инженер должен обладать навыками проектирования данных передач и деталей, иметь представление не только о порядке проведения расчёта, но и критериях работоспособности, по которым осуществляется расчёт.

Обучение студентов умению самостоятельно производить проектирование механического привода и передач, входящих в привод, является одной из основных задач курса «Прикладная механика» и целью настоящих методических рекомендаций.

Задание на практическую работу выдается группе студентов в количестве 3–4 человек на каждом практическом занятии в виде расчетных, структурных и кинематических схем с исходными данными объекта, для которого необходимо выполнить инженерные расчеты.

Справочные данные, необходимые для проведения расчетов, выдаются каждой группе студентов преподавателем на каждом занятии.

Отчет по практическим занятиям включает содержание, цель практической работы, основную часть (расчеты), заключение и оформляется в тетради каждым студентом.

Комплектность отчетов по практическим занятиям является одним из оснований допуска к экзамену.

# 1 Практическое занятие № 1. Расчет на прочность ступенчатого бруса

## 1.1 Цель практического занятия

Целью практического занятия является выполнение прочностных расчетов бруса, нагруженного группой растягивающих и сжимающих сил.

## 1.2 Краткие теоретические сведения

При воздействии на тело силы, линия действия которой проходит по оси данного тела, в поперечном сечении (перпендикулярном линии действия силы) возникают напряжения, называемые напряжениями растяжения или сжатия, в зависимости от направления действия силы.

В случае растяжения-сжатия прочность тела оценивается по формуле

$$\sigma_p = \frac{F}{A} \leq [\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{s}, \quad (1.1)$$

где  $\sigma_p$  – действительные напряжения растяжения (сжатия);

$F$  – сила, действующая на тело;

$A$  – площадь поперечного сечения тела;

$[\sigma_p]$  – допускаемые напряжения растяжения (сжатия);

$\sigma_T$  – предел текучести материала;

$s$  – коэффициент запаса прочности.

Для удобства представления информации на расчетной схеме напряжения представляются в виде эпюр (рисунок 1.1).

Эюра – группа условных линий, показывающих величину и направление напряжений, возникающих в рассматриваемом теле.

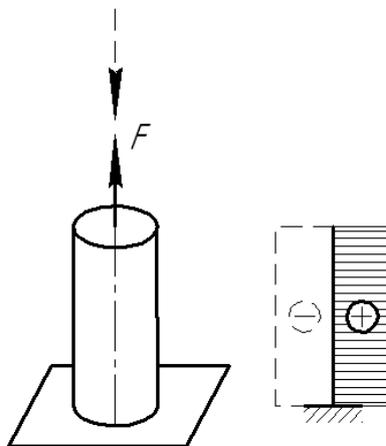


Рисунок 1.1 – Расчетная схема и эпюра напряжений при виде нагружения растяжение-сжатие

Если по длине тела изменяются размеры поперечного сечения или приложенная нагрузка, то изменятся и величина напряжений

### 1.3 Порядок расчета на прочность ступенчатого бруса

Порядок расчета ступенчатого бруса, нагруженного силами, действующими по его оси, рассмотрим на примере.

**Пример** – Ступенчатый брус (рисунок 1.2) круглого сечения нагружен силами  $F_1 = 10$  кН,  $F_2 = 20$  кН,  $F_3 = 5$  кН. Найти наиболее нагруженное сечение бруса при заданном размере  $a = 10$  мм и проверить его на прочность, если известно, что допускаемое напряжение на растяжение и сжатие  $[\sigma_p] = 120$  МПа.

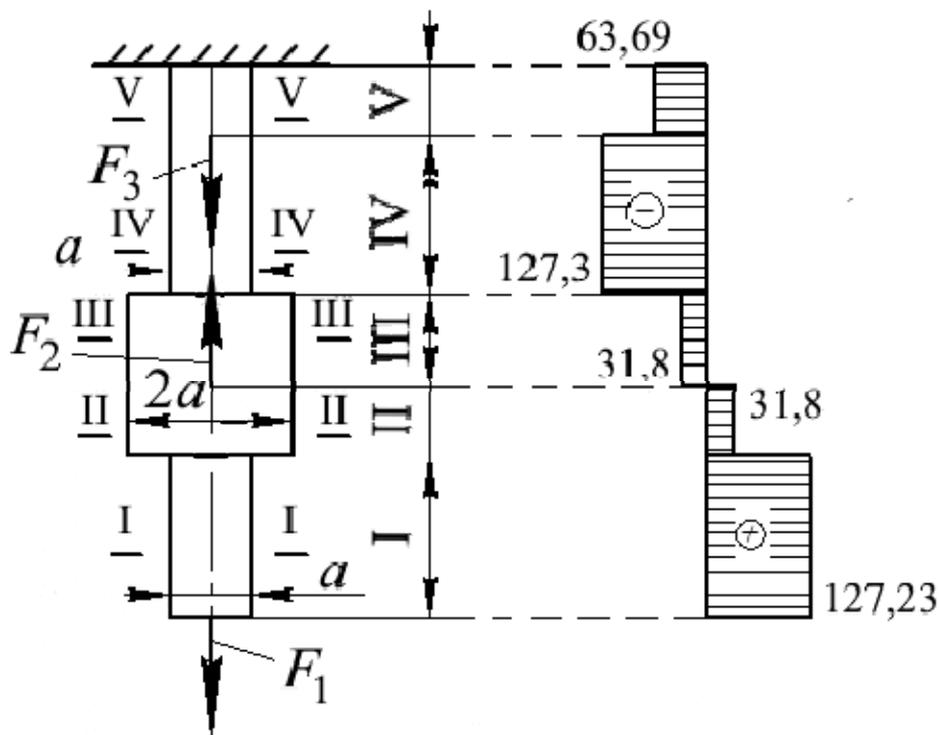


Рисунок 1.2 – Расчетная схема и эпюра напряжений

#### Решение

Проводим сечение I–I и отбросим верхнюю часть бруса. На брус на участке I действует сила  $F_1$ , растягивающая брус. Значит, на этом участке результирующая сила  $F_1 = F_1$ .

Определим напряжения на участке I:

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A_1}. \quad (1.2)$$

Площадь круга

$$A_1 = \frac{\pi \cdot a_1^2}{4}. \quad (1.3)$$

Тогда

$$\sigma_1 = \frac{4 \cdot F_1}{\pi \cdot a_1^2}. \quad (1.4)$$

При подстановке усилия в Ньютонах, а размера в метрах получим

$$\sigma_1 = \frac{4 \cdot 10 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,01^2} = 127,3 \cdot 10^6 \text{ Па} = 127,3 \text{ МПа}.$$

Рассматриваем участок II. Проводим сечение II–II и отбросим верхнюю часть бруса. На брус на участке II действует сила  $F_1$ , растягивающая брус (точка приложения силы  $F_2$  лежит за отсеченной частью бруса). Значит, на этом участке результирующая сила  $F_{II} = F_1$ .

Определим напряжения на участке II:

$$\sigma_{II} = \frac{4 \cdot F_{II}}{\pi \cdot (2 \cdot a)^2}; \quad (1.5)$$

$$\sigma_{II} = \frac{4 \cdot 10 \cdot 10^3}{3,14 \cdot (2 \cdot 0,01)^2} = 31,8 \text{ МПа}.$$

Рассматриваем участок III. Проводим сечение III–III и отбросим верхнюю часть бруса. На брус на участке III действуют сила  $F_1$ , растягивающая брус, и сила  $F_2$ , сжимающая брус. Значит, на этом участке результирующая сила  $F_{III} = F_1 - F_2$ .

Определим напряжения на участке III:

$$\sigma_{III} = \frac{4 \cdot F_{III}}{\pi \cdot (2 \cdot a)^2}; \quad (1.6)$$

$$\sigma_{III} = \frac{4 \cdot (10 - 20) \cdot 10^3}{3,14 \cdot (2 \cdot 0,01)^2} = -31,8 \text{ МПа}.$$

Знак «минус» указывает на то, что участок сжат.

Рассматриваем участок IV. Проводим сечение IV–IV и отбросим верхнюю часть бруса. На брус на участке IV действуют сила  $F_1$ , растягивающая брус,

и сила  $F_2$ , сжимающая брус (точка приложения силы  $F_3$  лежит за отсеченной частью бруса). Значит, на этом участке результирующая сила  $F_{IV} = F_1 - F_2$ .

Определим напряжения на участке IV:

$$\sigma_{IV} = \frac{4 \cdot F_{IV}}{\pi \cdot a^2}; \quad (1.7)$$

$$\sigma_{IV} = \frac{4 \cdot (10 - 20) \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,01^2} = -127,3 \text{ МПа.}$$

Рассматриваем участок V. Проводим сечение V–V и отбросим верхнюю часть бруса. На брус на участке V действуют силы  $F_1$  и  $F_3$ , растягивающие брус, и сила  $F_2$  сжимающая брус. Значит, на этом участке результирующая сила  $F_V = F_1 - F_2 + F_3$ .

Определим напряжения на участке V:

$$\sigma_V = \frac{4 \cdot F_V}{\pi \cdot a^2}; \quad (1.8)$$

$$\sigma_V = \frac{4 \cdot (10 - 20 + 5) \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,01^2} = -63,69 \text{ МПа.}$$

Строим эпюру напряжений

На участке I:  $\sigma_I = 127,3$  МПа.

На участке II:  $\sigma_{II} = 31,8$  МПа.

На участке III  $\sigma_{III} = -31,8$  МПа.

На участке IV  $\sigma_{IV} = -127,3$  МПа.

На участке V  $\sigma_V = -63,69$  МПа.

Находим наиболее нагруженные участки (I и IV) и, сравнивая напряжения с допускаемыми, делаем вывод о том, что брус не выдержит заданные нагрузки.

### ***Контрольные вопросы***

- 1 Назовите условие прочности при виде нагружения растяжение-сжатие.
- 2 Что такое эпюра напряжений?
- 3 Назовите основные правила построения эпюр напряжений.
- 4 Как определить наиболее нагруженное сечение ступенчатого бруса?
- 5 По какому показателю дается заключение о прочности ступенчатого бруса?

## 2 Практическое занятие № 2. Расчет на прочность статически определимой балки

### 1.1 Цель практического занятия

Целью практического занятия является выполнение прочностных расчетов балки, нагруженной поперечными силами и моментами.

### 1.2 Краткие теоретические сведения

*Изгиб* представляет собой такую деформацию, при которой происходит искривление оси прямого бруса или изменение кривизны кривого бруса.

Изгиб называют *поперечным*, если в поперечных сечениях бруса, наряду с изгибающими моментами, возникают также и поперечные силы.

При изгибе в сечении деталей возникают нормальные напряжения  $\sigma_u$ , которые распределяются по закону треугольника, причем в нижних волокнах – напряжения сжатия, а в верхних – напряжения растяжения (для схемы, показанной на рисунке 2.1).

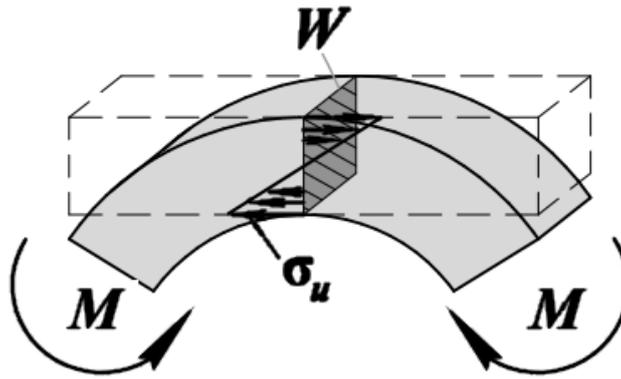


Рисунок 2.1 – Напряжения, возникающие при изгибе бруса

Напряжения изгиба определяются по формуле

$$\sigma_u = \frac{M}{W} \leq [\sigma_u], \quad (2.1)$$

где  $\sigma_u$  – действительные напряжения изгиба;

$M$  – изгибающий момент;

$W$  – осевой момент сопротивления поперечного сечения тела;

$[\sigma_u]$  – допускаемые напряжения.

На практике изгиб тела вызывает не только внешние изгибающие моменты, но и поперечные силы, действующие на тело. Для нахождения наиболее нагруженного поперечного сечения строят эпюры изгибающих моментов.

При построении эпюр изгибающих моментов используются следующие правила.

1 Тело разбивается на участки, границами которых служат точки приложения внешних сил и моментов и реакции опор.

2 Построение ведется последовательно, по участкам, путем проведения сечений, проходящих через середину участка, и отбрасывания части тела, лежащей за сечением. Для неотброшенной части тела составляется зависимость, по которой изменяется изгибающий момент и определяется его значение в начале и конце участка.

3 Построение эпюры ведется от стороны растянутых волокон.

4 Если в рассматриваемом сечении приложен внешний момент, то на эпюре наблюдается скачок на величину этого момента.

### 1.3 Порядок расчета на прочность статически определимой балки

Порядок расчета статически определимой балки рассмотрим на примере.

**Пример** – Проверить на прочность балку постоянного сечения, показанную на рисунке 2.2 и нагруженную силами  $F_1 = 5$  кН,  $F_2 = 12$  кН и моментами  $M_1 = 0,2$  кН·м и  $M_2 = 0,5$  кН·м, если известно, что осевой момент сопротивления ее сечения  $W = 0,4 \cdot 10^{-6}$  м<sup>3</sup>, а допускаемые напряжения изгиба  $[\sigma_u] = 120$  МПа. Расстояния  $a = 0,1$  м;  $b = 0,2$  м;  $c = 0,2$  м;  $d = 0,3$  м.

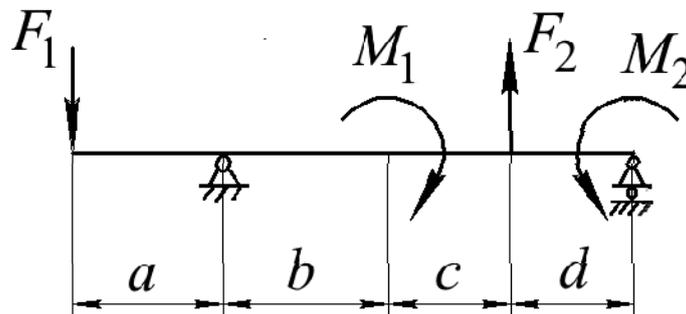


Рисунок 2.2 – Статически определимая балка

*Решение*

Отбрасываем связи, заменяя их реакциями (рисунок 2.3), и составляем уравнения равновесия.

Уравнение моментов относительно левой опоры.

$$\sum M_A = 0: F_1 \cdot a - M_1 + F_2 \cdot (b + c) + M_2 - R_B \cdot (b + c + d) = 0. \quad (2.2)$$

Отсюда находим реакцию  $R_B$ :

$$R_B = \frac{F_1 \cdot a - M_1 + F_2 \cdot (b + c) + M_2}{(b + c + d)}. \quad (2.3)$$

$$R_B = \frac{5 \cdot 0,1 - 0,2 + 12 \cdot (0,2 + 0,2) + 0,5}{(0,2 + 0,2 + 0,3)} = 8 \text{ кН.}$$

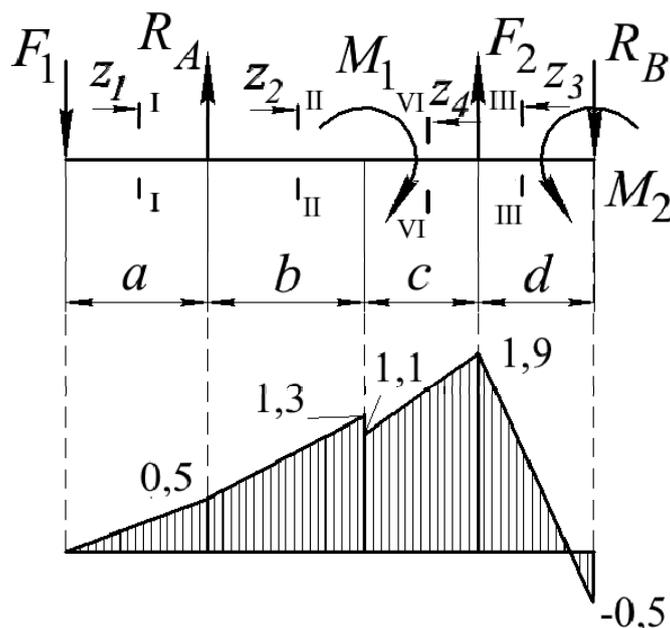


Рисунок 2.3 – Расчетная схема и эпюра напряжений

Уравнение моментов относительно правой опоры

$$\sum M_B = 0: F_1 \cdot (a + b + c + d) - R_A \cdot (b + c + d) - M_1 - F_2 \cdot d + M_2 = 0. \quad (2.4)$$

Отсюда находим реакцию \$R\_A\$:

$$R_A = \frac{F_1 \cdot (a + b + c + d) - M_1 - F_2 \cdot d + M_2}{(b + c + d)}; \quad (2.5)$$

$$R_A = \frac{5 \cdot (0,1 + 0,2 + 0,2 + 0,3) - 0,2 - 12 \cdot 0,3 + 0,5}{(0,2 + 0,2 + 0,3)} = 1 \text{ кН.}$$

Разбиваем балку на участки. Границами участков служат точки приложения нагрузок.

Участок I: от точки приложения силы \$F\_1\$ до точки приложения реакции \$R\_A\$.

Участок II: от точки приложения реакции \$R\_A\$ до точки приложения момента \$M\_1\$.

Участок III: от точки приложения реакции \$R\_B\$ и момента \$M\_2\$ до точки приложения силы \$F\_2\$.

Участок IV: от точки приложения силы \$F\_2\$ до точки приложения момента \$M\_1\$.

Рассматриваем участок I. Проводим сечение I–I и отбрасываем правую часть балки. На участке I–I действует сила  $F_1$ , которая растягивает верхние волокна балки.

Принимаем изгибающий момент от силы  $F_1$  за положительный. Составляем уравнение, по которому изменяется изгибающий момент на участке I:

$$M_I = F_1 \cdot z_1 \left| \begin{array}{l} a \\ 0 \end{array} \right. = \begin{array}{l} F_1 \cdot a = 5 \cdot 0,1 = 0,5 \text{ кН} \cdot \text{м}; \\ F_1 \cdot 0 = 0 \text{ кН} \cdot \text{м}. \end{array} \quad (2.6)$$

Строим эпюру изгибающих моментов на участке I (в точке приложения силы  $F_1$  момент  $M_I = 0$ , на расстоянии  $a$  момент  $M_I = 5 \text{ кН} \cdot \text{м}$ ).

Рассматриваем участок II. Проводим сечение II–II и отбрасываем правую часть балки. На участке II–II продолжает действовать сила  $F_1$ , которая растягивает верхние волокна балки, и появляется сила  $R_A$ , которая растягивает нижние волокна балки. Поэтому изгибающий момент от реакции  $R_A$  берем со знаком «минус».

Составляем уравнение, по которому изменяется изгибающий момент на участке II:

$$M_{II} = F_1 \cdot (a + z_2) - R_A \cdot z_2 \left| \begin{array}{l} b \\ 0 \end{array} \right. = \begin{array}{l} F_1 \cdot (a + b) - R_A \cdot b = 5 \cdot 0,3 - 1 \cdot 0,2 = 1,3 \text{ кН} \cdot \text{м}; \\ F_1 \cdot (a + 0) - R_A \cdot 0 = 5 \cdot 0,1 = 0,5 \text{ кН} \cdot \text{м}. \end{array} \quad (2.7)$$

Строим эпюру изгибающих моментов на участке II (в точке приложения реакции  $R_A$  момент  $M_{II} = 0,5 \text{ кН} \cdot \text{м}$ , на расстоянии  $b$  момент  $M_{II} = 1,3 \text{ кН} \cdot \text{м}$ ).

Рассматриваем участок III. Проводим сечение III–III и отбрасываем левую часть балки. На участке III–III действуют реакция  $R_B$ , которая растягивает верхние волокна балки, и изгибающий момент  $M_2$ , который растягивает нижние волокна балки. Поэтому изгибающий момент от реакции  $R_B$  положительный, а изгибающий момент от момента  $M_2$  берем со знаком «минус».

Составляем уравнение, по которому изменяется изгибающий момент на участке III:

$$M_{III} = R_B \cdot z_3 - M_2 \left| \begin{array}{l} d \\ 0 \end{array} \right. = \begin{array}{l} R_B \cdot d - M_2 = 8 \cdot 0,3 - 0,5 = 1,9 \text{ кН} \cdot \text{м}; \\ R_B \cdot 0 - M_2 = -0,5 \text{ кН} \cdot \text{м}. \end{array} \quad (2.8)$$

Строим эпюру изгибающих моментов на участке III (в точке приложения реакции  $R_B$  и момента  $M_2$  момент  $M_{III} = -0,5 \text{ кН} \cdot \text{м}$ , на расстоянии  $d$  момент  $M_{III} = 1,9 \text{ кН} \cdot \text{м}$ ).

Рассматриваем участок IV. Проводим сечение IV–IV и отбрасываем левую часть балки. На участке IV–IV продолжают действовать реакция  $R_B$ , которая

растягивает верхние волокна балки, и изгибающий момент  $M_2$ , который растягивает нижние волокна балки, и появляется сила  $F_2$ , которая растягивает нижние волокна балки. Поэтому изгибающий момент от силы  $F_2$  берем со знаком «минус».

Составляем уравнение, по которому изменяется изгибающий момент на участке IV:

$$M_{VI} = R_B \cdot (d + z_3) - M_2 - F_2 \cdot z_3 \quad \Big|_0^c =$$

$$= \begin{cases} R_B \cdot (d + c) - M_2 - F_2 \cdot z_3 = 8 \cdot 0,5 - 0,5 - 12 \cdot 0,2 = 1,1 \text{ кН} \cdot \text{м}; \\ R_B \cdot (d + 0) - M_2 - F_2 \cdot 0 = F_4 \cdot 0,3 - 0,5 = 1,9 \text{ кН} \cdot \text{м}. \end{cases} \quad (2.9)$$

Строим эпюру изгибающих моментов на участке IV (в точке приложения силы  $F_2$  момент  $M_{IV} = 1,9 \text{ кН} \cdot \text{м}$ , на расстоянии  $c$  момент  $M_{IV} = 1,1 \text{ кН} \cdot \text{м}$ ).

Наибольший момент  $M_{max} = 1,9 \text{ кН} \cdot \text{м}$ .

Определяем напряжения изгиба по формуле (2.1):

$$\sigma_u = \frac{1,9 \cdot 10^3}{0,4 \cdot 10^{-6}} = 4750 \cdot 10^6 \text{ Па} = 4750 \text{ МПа}.$$

Сравниваем напряжения с допускаемыми и делаем вывод о том, что балка не выдержит заданные нагрузки.

### ***Контрольные вопросы***

- 1 Назовите условие прочности при виде нагружения изгиб.
- 2 Какие нагрузки вызывают напряжения изгиба?
- 3 Назовите основные правила построения эпюр напряжений.
- 4 Как определить наиболее нагруженное сечение балки?
- 5 По какому показателю дается заключение о прочности балки?

## **3 Практическое занятие № 3. Энерго-кинематический расчет привода**

### ***3.1 Цель практического занятия***

Целью практического занятия является выполнение энерго-кинематического расчета привода, в ходе которого обеспечиваются требуемые характеристики рабочего органа привода.

Задачами энерго-кинематического расчета являются:

– подбор электродвигателя, способного преодолеть нагрузки, возникающие на рабочем органе;

- подбор передаточных отношений для передач привода таким образом, чтобы обеспечить требуемые скорости и частоты вращения рабочего органа;
- определение энерго-кинематических параметров на валах привода, которые будут являться исходными данными к проектированию передач, составляющих привод.

### 3.2 Краткие теоретические сведения

В каждой передаче различают два основных вала: входной и выходной, или ведущий и ведомый (рисунок 3.1).

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

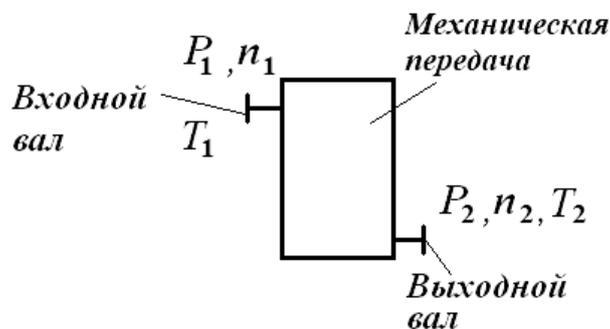


Рисунок 3.1 – Основные параметры механических передач

Основные характеристики передач связаны между собой зависимостью

$$T_i = \frac{P_i}{\omega_i}. \quad (3.1)$$

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,

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}; \quad (3.2)$$

- передаточное отношение

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}. \quad (3.3)$$

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, т. к. частота вращения исполнительного механизма в большинстве случаев меньше частоты вращения двигателя.

### 3.3 Выбор электродвигателя

Исходными данными для энерго-кинематического 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 3.1.

Таблица 3.1 – Порядок подбора электродвигателя для привода

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
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	$\eta_0$	$\eta_0 = \prod_{i=1}^n \eta_i$ , где $\eta_i$ – КПД элементов, составляющих привод [2, таблица 1.2.1]
Требуемая мощность электродвигателя	$P_{дтр}$	$P_{дтр} = \frac{P_{PO}}{\eta_0}$
Расчетный диаметр рабочего органа	$D_{PO}$	Если рабочим органом является барабан или диск, то его диаметр задан по условию 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	$n_{дтр}$	$n_{дтр} = n_{PO} \cdot \prod_{j=1}^m i_j$ , где $i_j$ – ориентировочное значение передаточного отношения передач, из которых состоит привод [2, таблица 1.2.2]

Окончание таблицы 3.1

1	2	3
Выбор электродвигателя		По [2, таблица 16.7.1] выбирается электродвигатель с ближайшей большей мощностью ( $P_D > P_{ДТР}$ ) и ближайшей частотой вращения ( $n_D > n_{ДТР}$ ) или ( $n_D < n_{ДТР}$ )

### 3.4 Назначение передаточных отношений передач

В подразделе 3.3 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.

Вначале необходимо определить общее передаточное отношение привода по формуле

$$i_0 = \frac{n_D}{n_{PO}}. \quad (3.4)$$

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 [2, таблица 1.2.2]. После этого определяется требуемое передаточное отношение редуктора по формуле

$$i_{РЕД} = \frac{i_0}{i_{ОТКР\ 1} \cdot i_{ОТКР\ 2} \cdot \dots \cdot i_{ОТКР\ m}}. \quad (3.5)$$

Если привод содержит только закрытые передачи, то  $i_{РЕД} = i_0$ .

Затем назначаются передаточные отношения для закрытых передач редуктора согласно [2, таблица 1.2.3].

### 3.5 Определение основных энерго-кинематических параметров на валах привода

Окончательным этапом энерго-кинематического расчета является определение мощностей, частот вращения и вращающих моментов на валах привода.

Вначале производится нумерация валов, начиная с вала электродвигателя, в порядке передачи движения с одного вала на второй.

Затем определяются частоты вращения валов, используя следующие правила:

– если передача вращения с  $k$ -го вала на  $(k + 1)$ -й вал происходит через муфту, то

$$n_{k+1} = n_k; \quad (3.6)$$

– если передача вращения с  $k$ -го вала на  $(k + 1)$ -й вал происходит через передачу, то

$$n_{k+1} = \frac{n_k}{i_{II}}, \quad (3.7)$$

где  $i_{II}$  – передаточное отношение передачи, через которую передается движение.

После этого определяются угловые скорости для каждого вала по формуле

$$\omega_k = \frac{\pi \cdot n_k}{30}. \quad (3.8)$$

Затем вычисляются мощности на валах по формуле

$$P_{k+1} = P_{k+1} \cdot \prod_{j=1}^n \eta_j, \quad (3.9)$$

где  $\eta_j$  – КПД элементов привода, в которых происходят потери энергии на трение при передаче движения с  $k$ -го вала на  $(k + 1)$ -й вал.

После определяются вращающие моменты на валах привода по формуле

$$T_k = \frac{P_k}{\omega_k}. \quad (3.10)$$

### **Контрольные вопросы**

- 1 По каким параметрам производится выбор электродвигателя?
- 2 Как определить общее передаточное отношение привода?
- 3 Как определить общий КПД привода?
- 4 Какие параметры необходимо определять на валах привода?

## 4 Практическое занятие № 4. Расчет зубчатых цилиндрических передач

### 4.1 Цель практического занятия

Целью практического занятия является проектирование зубчатой передачи, способной обеспечивать требуемое изменение энерго-кинематических параметров (частоты вращения и вращающего момента) при передаче движения между валами привода в течение заданного срока службы.

Задачами расчета зубчатой передачи являются:

- выбор материалов и расчет допускаемых напряжений;
- проектный расчет передачи, в ходе которого определяются ее геометрические параметры;
- проверочный расчет передачи, в ходе которого спроектированная передача проверяется по критериям работоспособности.

### 4.2 Краткие теоретические сведения

Под действием сил, возникающих в зацеплении зубчатой передачи, зуб находится в сложном напряженном состоянии. Решающее влияние на его работоспособность оказывают два основных напряжения: *контактные напряжения*  $\sigma_H$  и *напряжения изгиба*  $\sigma_F$ . Для каждого зуба  $\sigma_H$  и  $\sigma_F$  не являются постоянно действующими. Они изменяются во времени по некоторому прерывистому циклу. Переменные напряжения являются причиной *усталостного разрушения* зубьев: *поломки зубьев* и *выкрашивания* поверхности, поэтому  $\sigma_H$  и  $\sigma_F$  приняты за критерии работоспособности и расчёта зубчатой передачи.

При расчете передач первым этапом расчета является выбор материалов и определение допускаемых напряжений. На этом этапе 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  $[\sigma_F]$ .

### 4.3 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 4.1.

Таблица 4.1 – Порядок определения допускаемых напряжений для зубчатых передач

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
<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 [1, таблица 2.3]. 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 [1, таблица 2.4] 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, то переводим в НВ по графику [1, рисунок 2.3])
Расчётный срок службы, ч	$t_{\Sigma}$	$t_{\Sigma} = N_{\Gamma} \cdot N_{H} \cdot N_{ДН} \cdot N_{СМ} \cdot t_{СМ},$ где $N_{\Gamma}$ – количество лет службы привода; $N_{H}$ – количество недель в году; $N_{ДН}$ – количество рабочих дней в неделю; $N_{СМ}$ – количество рабочих смен в день; $t_{СМ}$ – количество часов в смену. Задаёмся по рекомендации преподавателя
Коэффициент режима работы	$\mu_H$	Определяем по рекомендациям [1, таблица 2.5] 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	$Z_{N1}$ , $Z_{N2}$	$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{HG i}}{N_{HE i}}}.$ Если $Z_N < 1$ , то принимаем $Z_N = 1$ ; если $Z_N > 1$ , то оставляем рассчитанное значение
Коэффициент безопасности для шестерни и колеса	$S_{H1}$ , $S_{H2}$	Выбираем по рекомендациям [1, с. 21] в зависимости от назначенной термообработки

Окончание таблицы 4.1

1	2	3
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 $[\sigma_H] = \min([\sigma_H]_1, [\sigma_H]_2);$ для косозубых цилиндрических передач $[\sigma_H] = \frac{[\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2}{2} \leq 1,25 \cdot \min([\sigma_H]_1, [\sigma_H]_2)$
<i>Допускаемые напряжения изгиба</i>		
Предел выносливости для шестерни и колеса	$\sigma_{F1 \lim},$ $\sigma_{F2 \lim}$	Рассчитываем по формуле из [1, таблица 2.6] 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 [1, таблица 2.5] в зависимости от заданного режима работы
Эквивалентное число циклов перемены напряжений изгиба	$N_{FE1},$ $N_{FE2}$	$N_{FEi} = \mu_F \cdot 60 \cdot c \cdot n_i \cdot t_\Sigma$
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 рекомендациям [1, с. 26] в зависимости от назначенной термообработки
Допускаемое напряжение изгиба для шестерни и колеса	$[\sigma_F]_1,$ $[\sigma_F]_2$	$[\sigma_F]_i = \frac{\sigma_{Fi \lim}}{S_{Fi}} Y_A \cdot Y_{Ni}$

#### 4.4 Проектный расчёт зубчатых передач

Исходными данными для проектного расчета 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.

Наиболее часто в редукторах используются цилиндрические зубчатые передачи, поэтому проектный расчет рассмотрим на их примере

Порядок проектного расчета для цилиндрических зубчатых передач представим в виде таблицы 4.2.

Таблица 4.2 – Порядок проектного расчета для цилиндрических зубчатых передач

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
Коэффициент ширины относительно межосевого расстояния	$\psi_{ba}$	Выбирается по [1, таблица 2.7] 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	$n_{CT}$	Назначаем степень точности 6, 7, 8 или 9
Коэффициент распределения нагрузки между зубьями	$K_{H\alpha}$	Для прямозубой передачи $K_{H\alpha} = 1 + 0,06(n_{CT} - 5) \leq 1,6$ ; для косозубой передачи $K_{H\alpha} = 1 + 0,25 \cdot (n_{CT} - 5) \leq 1,6$
Коэффициент концентрации нагрузки	$K_{H\beta}$	Выбираем по графикам [1, рисунок 2.4] в зависимости от твердости поверхности зубьев, вида редуктора и коэффициента $\psi_{bd}$
Модуль упругости	$E_{np}$	Для стали $E_{np} = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па
Ширина шестерни	$b_{w1}$	$b_{w1} = d_1 \cdot \psi_{bd}$
Ширина колеса	$b_{w2}$	$b_{w2} = b_{w1} - 3 \dots 5$
Коэффициент модуля	$\psi_m$	Выбираем по [1, таблица 2.8] в зависимости от твердости поверхности зубьев
Модуль передачи	$m$	$m = \frac{b_{w1}}{\psi_m}$ После расчёта из ГОСТ 9563–80 по [1, таблица 2.1] 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)	$\beta$	$\beta = \arcsin \frac{\varepsilon_{\beta} \cdot \pi \cdot m}{b_{w1}}$ $8 < \beta < 22^\circ$ , 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 $a_w = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta}$

## Окончание таблицы 4.2

1	2	3
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	$d_{f1}$ , $d_{f2}$	$d_{fi} = d_i - 2,5 \cdot m$

**4.5 Проверочный расчет цилиндрических зубчатых передач**

Порядок проверочного расчета цилиндрических зубчатых передач представим в виде таблицы 4.3.

Таблица 4.3 – Порядок проверочного расчета цилиндрических зубчатых передач

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
<i>По контактным напряжениям</i>		
Коэффициент торцового перекрытия (только для косозубой передачи)	$\varepsilon_\alpha$	$\varepsilon_\alpha = \left[ 0,95 - 1,6 \cdot \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] (1 + \cos \beta) \cos \beta$
Коэффициент повышения прочности косозубых передач по контактным напряжениям (только для косозубой передачи)	$Z_{H\beta}$	$Z_{H\beta} = \sqrt{\frac{\cos^2 \beta}{\varepsilon_\alpha}}$
Окружная скорость	$v$	$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60}$
Коэффициент динамической нагрузки	$K_{Hv}$	Выбираем по [1, таблица В.1] 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 $\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{E_{HP} \cdot T_1 \cdot K_H}{d_1^2 \cdot b_w \cdot \sin(2\alpha)} \left( \frac{u+1}{u} \right)} \leq [\sigma_H]$ ; для косозубых передач $\sigma_H = 1,18 \cdot Z_{H\beta} \cdot \sqrt{\frac{E_{HP} \cdot T_1 \cdot K_H}{d_1^2 \cdot b_w \cdot \sin(2\alpha)} \left( \frac{u+1}{u} \right)} \leq [\sigma_H]$

Продолжение таблицы 4.3

1	2	3
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 (только для косозубой передачи)	$z_{v1},$ $z_{v2}$	$z_{vi} = \frac{z_i}{\cos^3 \beta}$
Коэффициент формы зуба для шестерни и колеса	$Y_{FS1},$ $Y_{FS2}$	Выбираем по графику [1, рисунок 2.6] 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 $[\sigma_{Fi}]/Y_{FSi}$ получилось меньше
Коэффициент повышения изгибной прочности вследствие наклона контактной линии к основанию зуба (только для косозубой передачи)	$Y_{\beta}$	$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{100} \geq 0,7$
Коэффициент повышения прочности косозубых передач по напряжениям изгиба (только для косозубой передачи)	$Y_{F\beta}$	$Y_{F\beta} = \frac{Y_{\beta}}{\varepsilon_{\alpha}}$
Коэффициент неравномерности нагрузки	$K_{F\alpha}$	$K_{F\alpha} = K_{H\alpha}$
Коэффициент концентрации нагрузки	$K_{F\beta}$	Выбираем по графикам [1, рисунок 2.4] в зависимости от твердости поверхности зубьев, вида редуктора и коэффициента $\psi_{bd}$
Коэффициент динамической нагрузки	$K_{Fv}$	Выбираем по [1, таблица В.1] 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	$F_t$	$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}$

Окончание таблицы 4.3

1	2	3
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</p> $b'_w = \left( \frac{\sigma_F}{[\sigma_F]} \right) \cdot b'_{w1}, \text{ но таким образом, чтобы}$ <p>выполнялось условие <math>\sigma_H &gt; [\sigma_H]</math></p>

### **Контрольные вопросы**

- 1 Назовите критерии работоспособности зубчатых передач.
- 2 Как назначаются материал и термообработка для зубчатых передач?
- 3 Относительно какого геометрического параметра ведется проектный расчет передачи?
- 4 Как учитывается частота вращения шестерни при проверочном расчете зубчатой передачи?
- 5 Как учитывается угол наклона зуба при проверочном расчете зубчатой передачи?

## **5 Практическое занятие № 5. Расчет червячных передач**

### **5.1 Цель практического занятия**

Целью практического занятия является расчет червячной передачи.

Задачами расчета червячной передачи так же, как и зубчатой, являются:

- выбор материалов и расчет допускаемых напряжений;
- проектный расчет передачи, в ходе которого определяются ее геометрические параметры;
- проверочный расчет передачи, в ходе которого спроектированная передача проверяется по критериям работоспособности.

### **5.2 Краткие теоретические сведения**

Червячные передачи, так же как и зубчатые, рассчитывают по напряжениям изгиба и контактным напряжениям. В отличие от зубчатых, в червячных передачах чаще наблюдается износ и заедание, а не выкрашивание

поверхности зубьев. Из-за большой скорости скольжения в червячной передаче венцы червячных колес изготавливаются из бронзы, латуни или чугуна, которые в паре со стальным червяком образуют антифрикционную пару.

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.

### 5.3 Выбор материалов и определение допускаемых напряжений для червячных передач

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

Таблица 5.1 – Порядок определения допускаемых напряжений для червячных передач

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
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: первая: при $v_{ск} > 5$ м/с – оловянистые бронзы; вторая: при $2 < v_{ск} < 5$ м/с – безоловянистые бронзы; третья: при $v_{ск} < 2$ м/с – чугуны
Выбираем материал		Для каждой группы выбираем по [1, таблица 4.2] предел прочности $\sigma_B$ и предел текучести $\sigma_T$ (для чугунов – предел прочности при изгибе $\sigma_{ВИ}$ )
Срок службы, ч	$t_\Sigma$	$t_\Sigma = N_\Gamma \cdot N_H \cdot N_{дн} \cdot N_{см} \cdot t_{см}$ , где $N_\Gamma$ – количество лет службы привода; $N_H$ – количество недель в году; $N_{дн}$ – количество рабочих дней в неделю; $N_{см}$ – количество рабочих смен в день; $t_{см}$ – количество часов в смену. Задаёмся по рекомендации преподавателя
<i>Допускаемые контактные напряжения</i>		
<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 5.1

1	2	3
Максимальные допускаемые контактные напряжения	$[\sigma_H]_{\max}$	$[\sigma_H]_{\max} = 4 \cdot \sigma_T$
Коэффициент режима работы	$\mu_H$	Выбираем по [1, таблица 4.4] 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 [1, таблица 4.3] 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	$[\sigma_H]_{\max}$	$[\sigma_H]_{\max} = 1,65 \cdot \sigma_{ВИ}$
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; $[\sigma_F]_0 = 0,225 \cdot \sigma_{ВИ}$ – 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; $[\sigma_F]_{\max} = 0,75 \cdot \sigma_{ВИ}$ – для материалов третьей группы
Коэффициент режима работы	$\mu_F$	Выбираем по [1, таблица 4.4] в зависимости от заданного режима работы
Эквивалентное число циклов нагружения	$N_{FE}$	$N_{FE} = \mu_F \cdot 60 \cdot n_2 \cdot t_{\Sigma}$
Коэффициент долговечности	$K_{FL}$	$K_{FL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{FE}}}$
Допускаемое напряжение изгиба	$[\sigma_F]$	$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 \cdot K_{FL} \leq [\sigma_F]_{\max}$

### 5.4 Проектный расчёт червячных передач

Порядок проектного расчета червячных передач представим в виде таблицы 5.2.

Таблица 5.2 – Порядок проектного расчета для червячных передач

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
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 [1, таблица 4.5] 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 [1, таблица 4.5] 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	$d_{f1}$	$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m$
Диаметр впадин червячного колеса	$d_{f2}$	$d_{f2} = (z_2 - 2,4 + 2 \cdot x) \cdot m$

## Окончание таблицы 5.2

1	2	3
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	$\gamma$	$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}$

### 5.5 Проверочный расчет червячной передачи

Порядок проверочного расчета червячных передач представим в виде таблицы 5.3.

Таблица 5.3 – Порядок проверочного расчета червячных передач

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
<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	$\sigma_H$	$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{np} \cdot T_2 \cdot K_H \cos^2 \gamma}{d_2^2 \cdot d_1 \cdot \delta \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \xi \cdot \sin 2\alpha}} < [\sigma_H]$
Недогрузка (перегрузка)	$\Delta_{\sigma_H}$	$\Delta_{\sigma_H} = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100 \%$ . Если недогрузка более 7 % или перегрузка более 3 %, то выполняем проектный расчет при другом значении коэффициента диаметра червяка
<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	$Y_F$	Выбираем по [1, таблица 4.8] в зависимости от эквивалентного числа зубьев $z_v$

Окончание таблицы 5.3

1	2	3
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	$\sigma_F$	$\sigma_F = 0,74 \cdot Y_F \cdot \frac{F_{t2} \cdot K_F}{b_2 \cdot m_n} \leq [\sigma_F]$

### **Контрольные вопросы**

- 1 Назовите критерии работоспособности червячных передач.
- 2 Как назначается материал червячного колеса?
- 3 По каким рекомендациям назначается число заходов червяка?
- 4 Относительно какого геометрического параметра ведется проектный расчет передачи?
- 5 В каких пределах должен находиться коэффициент смещения червячного колеса?

## **6 Практическое занятие № 6. Расчет ременных и цепных передач**

### **4.1 Цель практического занятия**

Целью практического занятия является расчет клиноременной передачи и цепной передачи с роликовой цепью.

### **6.2 Расчет клиноременной передачи**

Ременные передачи применяют преимущественно в тех случаях, когда по условиям конструкции валы расположены на значительных расстояниях. Основными критериями работоспособности ременных передач являются: тяговая способность, определяемая силой трения между ремнем и шкивом, долговечность ремня, которая в условиях нормальной эксплуатации ограничивается разрушением ремня от усталости.

В настоящее время основным расчетом ременных передач является расчет по тяговой способности. Долговечность ремня учитывают при расчете путем выбора основных параметров передачи в соответствии с рекомендациями, выработанными практикой.

В современном машиностроении наибольшее распространение имеют клиноременные передачи, т. к. обладают повышенной тяговой способностью.

Исходными данными для расчета ременных передач являются: передаточное отношение  $i$ ; мощность  $P_1$ , кВт, и частота вращения  $n_1$ , мин<sup>-1</sup>, на валу ведущего шкива; способ натяжения ремня; режим нагрузки передачи.

Порядок расчета клиноременной передачи представим в виде таблицы 6.1.

Таблица 6.1 – Порядок расчета клиноременной передачи

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
Сечение ремня	–	Определяем по графику [1, рисунок 6.1] в зависимости от мощности на валу ведущего шкива $P_1$ , кВт, и частоты вращения ведущего шкива $n_1$
Минимальный диаметр ведущего шкива	$d_{1min}$	Выбираем по [2, таблица 2.2.1] в зависимости от сечения ремня
Диаметр ведущего шкива	$d_1$	Выбираем по [2, таблица 2.2.4] на один размер больше, чем $d_{1min}$
Диаметр ведомого шкива	$d_2$	$d_2 = d_1 \cdot i$
Предварительное межосевое расстояние	$a'$	$a' = 0,55 \cdot (d_2 + d_1) + 10 \dots 15$
Длина ремня	$l$	$l = 2 \cdot a' + \frac{\pi(d_2 + d_1)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a'}$ <p>После расчета выбираем ближайшую стандартную длину ремня по [1, таблица 6.3]</p>
Межосевое расстояние	$a$	$a = \frac{2 \cdot l_p - \pi \cdot (d_2 + d_1)}{8} + \frac{\sqrt{[2 \cdot l_p - \pi \cdot (d_2 + d_1)]^2 - 8 \cdot (d_2 - d_1)^2}}{8}$
Угол обхвата ремнём ведущего шкива	$\alpha$	$\alpha = 180^\circ - \frac{57 \cdot (d_2 - d_1)}{a}$
Номинальная мощность, передаваемая одним ремнём	$P_0$	Определяем по [1, таблица Г.3] в зависимости от сечения ремня, диаметра ведущего шкива $d_1$ и частоты вращения ведущего шкива $n_1$
Коэффициент угла обхвата ремня	$C_\alpha$	Определяем по [1, таблица 6.4] в зависимости от угла обхвата ремнём ведущего шкива $\alpha$
Коэффициент длины ремня	$C_l$	Определяем по [1, таблица Г.1] в зависимости от сечения ремня и длины ремня $l$
Коэффициент режима нагрузки	$C_p$	Определяем по рекомендациям [1, таблица Г.2] в зависимости от режима нагрузки передачи
Расчетная мощность, передаваемая одним ремнём	$P_p$	$P_p = \frac{P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_l}{C_p}$
Коэффициент числа ремней	$C_z$	Определяем по [1, таблица 6.5] в зависимости от числа ремней $z$

Окончание таблицы 6.1

1	2	3
Число ремней	$z$	$z = \frac{P_1}{P_p \cdot C_z}$
Окружная скорость передачи	$v$	$v = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_1}{60}$
Сила предварительного натяжения ремня	$F_0$	$F_0 = \frac{0,85 \cdot P_1 \cdot C_p \cdot C_l}{z \cdot v \cdot C_\alpha \cdot C_i}$
Угол наклона ветвей ремня	$\beta$	$\beta = \frac{57 \cdot (d_2 - d_1)}{a}$
Нагрузка, передаваемая на вал	$F_r$	$F_r = 2 \cdot F_0 \cdot \cos \beta$

### 6.3 Расчет цепной передачи

Цепные передачи применяют при значительных межосевых расстояниях, а также для передачи движения от одного ведущего вала нескольким ведомым в тех случаях, когда зубчатые передачи неприменимы, а ременные недостаточно надежны.

Основные параметров передачи определяют в соответствии с рекомендациями, выработанными практикой.

Исходными данными для расчета цепных передач являются: передаточное отношение  $i$ ; мощность  $P_1$ , кВт, и частота вращения  $n_1$ , мин<sup>-1</sup>, на валу ведущей звездочки; способ натяжения цепи; расположение линии центров передачи к горизонту; режим нагрузки передачи; режим работы передачи; условия работы (загрязненность окружающей среды).

Порядок расчета цепной передачи представим в виде таблицы 6.2.

Таблица 6.2 – Порядок расчета цепной передачи

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
Число зубьев ведущей звёздочки	$z_1$	$z_1 = 29 - 2 \cdot i$
Число зубьев ведомой звёздочки	$z_2$	$z_2 = z_1 \cdot i$
Предварительное межосевое расстояние	$a'$	$a' = (30 \dots 50) \cdot p_u$ , где $p_u$ – шаг цепи. В зависимости от компоновочных требований может быть принято отличное от полученного значения

Продолжение таблицы 6.2

1	2	3
Коэффициент динамической нагрузки	$K_D$	Определяем по рекомендациям [1, с. 106] в зависимости от соответствующих показателей (режима нагрузки передачи, межосевого расстояния, расположения линии центров передачи к горизонту, способа натяжения цепи, режима нагрузки передачи, условий работы, режима работы передачи)
Коэффициент межосевого расстояния	$K_a$	
Коэффициент наклона передачи к горизонту	$K_n$	
Коэффициент способа регулировки натяжения цепи	$K_{рег}$	
Коэффициент смазки и загрязнения передачи	$K_c$	
Коэффициент режима работы	$K_{реж}$	
Коэффициент эксплуатации	$K_{Э}$	$K_{Э} = K_D \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_{рег} \cdot K_c \cdot K_{реж}$
Коэффициент числа зубьев	$K_z$	$K_z = \frac{z_{01}}{z_1},$ где $z_{01} = 25$
Расчетная частота	$n_{01}$	Выбирается из ряда (50, 200, 400, 600, 800, 1000, 1200, 1600 мин <sup>-1</sup> ) как ближайшая к частоте вращения ведущей звездочки $n_1$
Коэффициент частоты вращения	$K_n$	$K_n = \frac{n_{01}}{n_1}$
Расчётная мощность, передаваемая цепью	$P_p$	$P_p = P_1 \cdot K_{Э} \cdot K_z \cdot K_n$
Выбор цепи	–	Выбор цепи производим по [1, таблица Д.1] таким образом, чтобы табличная мощность, передаваемая цепью, при соответствующей частоте вращения $n_{01}$ была ближайшей большей к расчетной мощности $P_p$
Шаг цепи	$p_u$	Определяем по [1, таблица Д.1] для выбранной цепи
Предварительное межосевое расстояние	$a'$	$a' = (30...50) \cdot p_u$
Окружная скорость	$v$	$v = \frac{n_1 \cdot z_1 \cdot p_u}{60}$
Число звеньев цепи	$L_p$	$L_p = \frac{2 \cdot a'}{p_u} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p_u}{a'}$ Число звеньев цепи округляется до целого числа
Межосевое расстояние передачи	$a$	$a = \frac{p_u}{4} \cdot \left[ L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left( L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left( \frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right]$

Окончание таблицы 6.2

1	2	3
Диаметры звёздочек	$d_1,$ $d_2$	$d_i = \frac{P_u}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_i}\right)}$
Угол наклона ветвей цепи	$\beta$	$\beta = \arctg \frac{0,5 \cdot (d_2 - d_1)}{a}$
Окружная сила ведущей звёздочки	$F_t$	$F_t = \frac{30 \cdot P_1}{\pi \cdot n_1}$
Нагрузка, передаваемая на вал в направлении линии центров	$F_x$	$F_x = F_t \cdot \cos \beta$
Нагрузка, передаваемая на вал в радиальном направлении	$F_y$	$F_y = F_t \cdot \sin \beta$

### **Контрольные вопросы**

- 1 По каким параметрам выбирается сечение ремня?
- 2 Почему при расчете ременной передачи требуется корректировка межосевого расстояния?
- 3 Как определяется число ремней клиноременной передачи?
- 4 По каким параметрам выбирается цепь?
- 5 Что учитывает коэффициент эксплуатации  $K_э$ ?
- 6 Какие параметры привода являются исходными данными для расчета цепной передачи?

## **7 Практическое занятие № 7. Расчет валов**

Валы предназначены для закрепления на них элементов передач и передачи вращающего момента от ведомого элемента одной передачи к ведущему элементу другой передачи или к муфте. В машиностроении чаще всего используются ступенчатые валы, образованные шейками различного диаметра.

### **7.1 Цель практического занятия**

Целью практического занятия является проектирование вала.

Задачами практического занятия являются:

- разработка конструкции и определение геометрических параметров вала;
- определение опасных (наиболее нагруженных) сечений вала;
- проверочный расчет вала по критерию усталостной выносливости.

## 7.2 Разработка конструкции и определение геометрических параметров вала

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; делительный диаметр червяка  $d_ч$ , мм (только для червячных передач); угол подъема 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. В качестве материалов валов используются качественные конструкционные стали. Основными параметрами материала являются предел прочности  $\sigma_B$  и предел текучести  $\sigma_T$ . По рекомендации преподавателя по ГОСТ 1055–88 выбирается материал вала, его предел прочности  $\sigma_B$ , МПа, и предел текучести  $\sigma_T$ , МПа.

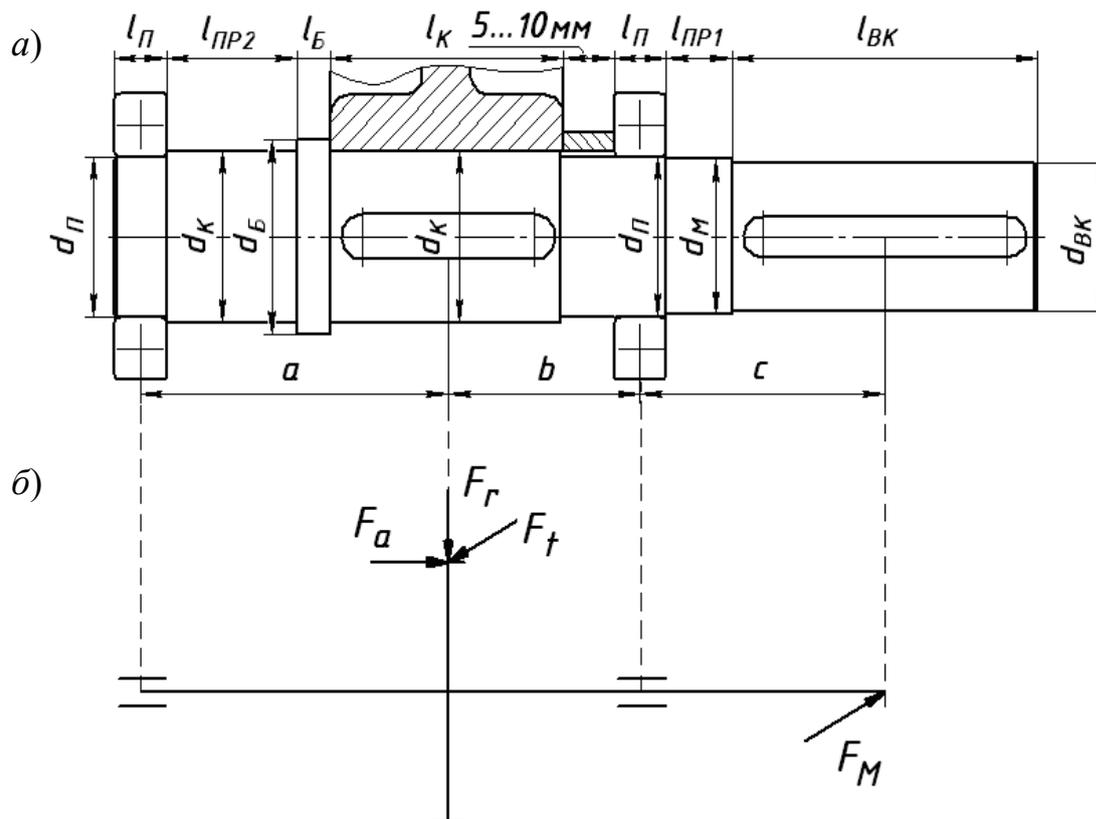
После выбора материала следует определить нагрузки, возникающие в передачах, установленных на валу, зависящие от вида передачи, и нагрузки, возникающие в элементе, установленном на выходном конце вала (в рассмотренном примере считается, что на выходном конце вала установлена муфта). Нагрузки в элементах, установленных на валу, определяются с помощью таблицы 7.1.

Таблица 7.1 – Нагрузки, действующие на вал

Нагрузка в зацеплении	Обозначение	Передача			
		прямозубая цилиндрическая	косозубая цилиндрическая	прямозубая коническая	червячная
Окружная	$F_t$	$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{ш}}$	$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{ш}}$	$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{мш}}$	$F_t = \frac{2 \cdot T_2}{d_{кол}}$
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	$F_M$	$F_M = 250 \cdot \sqrt{T_2}$			

После определения нагрузок производится разработка конструкции вала согласно заданной кинематической схеме механизма. 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. Кроме того, в зависимости от вида редуктора вал может иметь или не иметь промежуточную шейку, необходимую для обеспечения одинакового расстояния между внутренними стенками корпуса редуктора.

Пример конструкции вала представлен на рисунке 7.1, а.



$a$  – расположение элементов на валу;  $b$  – расчетная схема

Рисунок 7.1 – Конструкция вала

После разработки конструкции вала определяются его геометрические параметры (диаметры и длины шеек валов). Средний диаметр вала (диаметр в месте посадки зубчатого колеса  $d_k$ ) находят исходя из условия прочности вала на кручение при пониженных допускаемых напряжениях кручения  $[\tau] = 12...15\text{ МПа}$ . Остальные диаметры шеек валов и их длины определяют конструктивно, используя таблицу 7.2.

Таблица 7.2 – Рекомендации по определению диаметров и длин шеек валов

Геометрический параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
Диаметр в месте посадки колеса и промежуточной шейки	$d_K$	$d_K = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 \cdot [\tau]}}$ Переводим в миллиметры и округляем до ближайшего кратного 5
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 $d_{BK} < d_M \leq d_{\Pi}$
Длина выходного конца	$l_{BK}$	Выбираем ГОСТ 12080–66 в зависимости от $d_{BK}$
Длина шейки вала под колесо	$l_K$	$l_K = b_K,$ где $b_K$ – ширина ступицы колеса. $b_K = (1,1 \dots 1,4) \cdot b_W,$ где $b_W$ – ширина зубчатого или червячного колеса, установленного на валу (возможно определение $l_K$ по чертежу колеса, установленного на валу)
Длина шейки вала под подшипники	$l_{\Pi}$	Принимаем равной ширине подшипника $l_{\Pi} = b_{\Pi}$ , который предварительно подбираем по диаметру $d_{\Pi}$ по следующим рекомендациям: <ul style="list-style-type: none"> <li>– если осевая нагрузка отсутствует (<math>F_a = 0</math>), то принимаем шариковый радиальный подшипник по ГОСТ 8338–75;</li> <li>– если осевая нагрузка присутствует (<math>F_a &lt; 1000</math> Н), то принимаем шариковый радиально-упорный подшипник по ГОСТ 831–75;</li> <li>– если осевая нагрузка присутствует (<math>F_a &gt; 1000</math> Н), то принимаем роликовый радиально-упорный подшипник (конический) по ГОСТ 27365–87</li> </ul>
Длина шейки вала под манжету	$l_{\Pi P1}$	Определяем исходя из компоновки редуктора. Принимаем $l_{\Pi P1} = (1,4 \dots 1,8) \cdot l_{\Pi}$
Длина промежуточной шейки	$l_{\Pi P2}$	Определяем исходя из компоновки редуктора. Принимаем $l_{\Pi P2} = (0,6 \dots 0,8) \cdot l_K$
Длина буртика	$l_B$	$l_B = 10 \dots 15$ мм
<i>Примечание</i> – Длина шейки вала под манжету $l_{\Pi P1}$ и длина промежуточной шейки $l_{\Pi P2}$ определяются из компоновочных чертежей механизма, для которого разрабатывается вал, зависимости для определения данных размеров являются ориентировочными на практике их определяют из компоновочных чертежей		

После определения геометрических параметров вала составляется его расчетная схема, на которой показываются нагрузки, действующие на вал, расстояния между точками приложения нагрузок и опорами. Пример расчетной схемы показан на рисунке 7.1, б.

Для примера, показанного на рисунке 7.1, б, расстояния между опорами и точками приложения нагрузок определяются по следующим формулам:

$$a = \frac{l_{II}}{2} + l_{II2} + l_B + \frac{l_K}{2}; \quad (7.1)$$

$$b = \frac{l_K}{2} + (5...10) + \frac{l_{II}}{2}; \quad (7.2)$$

$$c = \frac{l_{II}}{2} + l_{II1} + \frac{l_{BK}}{2}. \quad (7.3)$$

## 7.2 Определение опасных сечений вала

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. Нагрузки, действующие на вал, располагаются в различных плоскостях (горизонтальной и вертикальной), то составляют расчетные схемы вала и строят эпюры изгибающих моментов в каждой плоскости, а затем строят эпюру суммарных изгибающих моментов.

Построение эпюр изгибающих моментов представим в виде таблицы 7.3.

Для расчетной схемы вала, показанной на рисунке 7.1, б, эпюры изгибающих и крутящих моментов показаны на рисунке 7.2.

Таблица 7.3 – Порядок построения эпюр изгибающих моментов

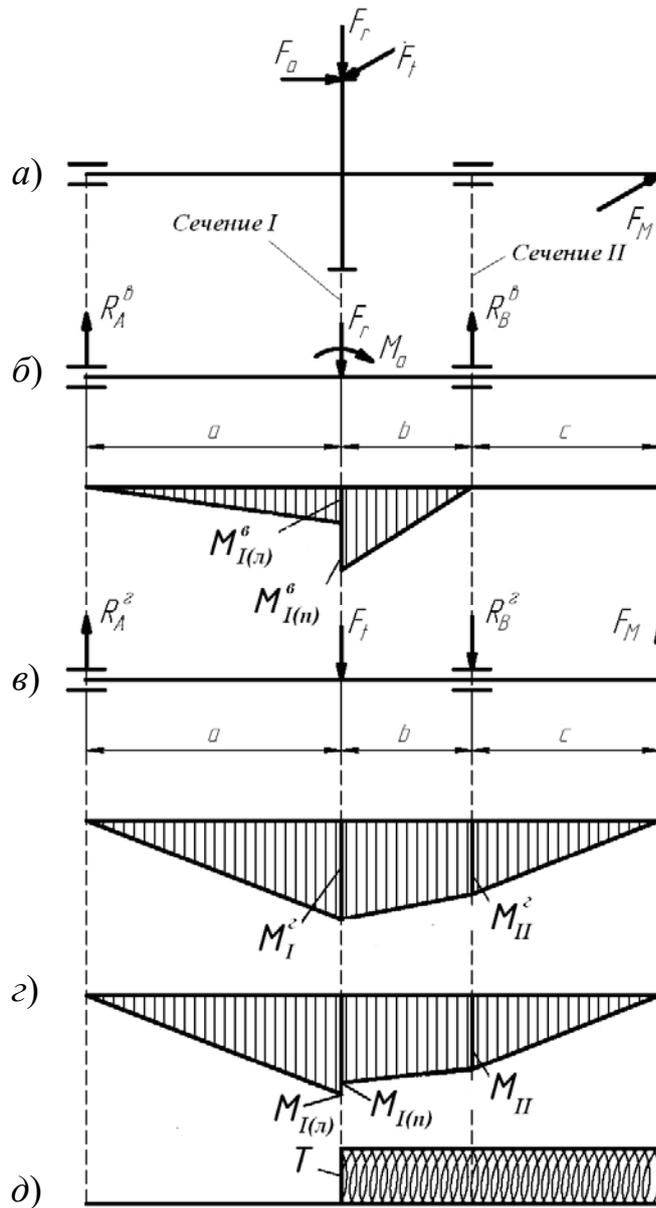
Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
<i>Составляется расчётная схема вала в вертикальной плоскости (см. рисунок 7.2, б)</i>		
Момент от силы $F_a$	$M_a$	$M_a = \frac{F_a \cdot d_{кол}}{2}$
Уравнение моментов сил относительно левой опоры	–	$\sum M_A = 0: R_B^e \cdot (a+b) - F_r \cdot a - M_a = 0$

## Окончание таблицы 7.3

1	2	3
Реакция на правой опоре	$R_B^e$	$R_B^e = \frac{F_r \cdot a + M_a}{(a+b)}$
Уравнение моментов сил относительно правой опоры	—	$\sum M_B = 0: -R_A^e \cdot (a+b) + F_r \cdot b - M_a = 0$
Реакция на левой опоре	$R_A^e$	$R_A^e = \frac{F_r \cdot b - M_a}{(a+b)}$
Момент в сечении I (с левой стороны)	$M_{I(l)}^e$	$M_{I(l)}^e = R_A^e \cdot a$
Момент в сечении I (с правой стороны)	$M_{I(n)}^e$	$M_{I(n)}^e = R_B^e \cdot b$
<i>Составляется расчётная схема вала в вертикальной плоскости (см. рисунок 7.2, б)</i>		
Уравнение моментов сил относительно левой опоры	—	$\sum M_A = 0: -F_t \cdot a - R_B^c \cdot (a+b) + F_m \cdot (a+b+c) = 0$
Реакция на правой опоре	$R_B^c$	$R_B^c = \frac{F_m \cdot (a+b+c) - F_t \cdot a}{(a+b)}$
Уравнение моментов сил относительно правой опоры	—	$\sum M_B = 0: F_t \cdot b - R_A^c \cdot (a+b) + F_m \cdot c = 0$
Реакция на левой опоре	$R_A^c$	$R_A^c = \frac{F_t \cdot b + F_m \cdot c}{(a+b)}$
Момент в сечении I	$M_I^c$	$M_I^c = R_A^c \cdot a$
Момент в сечении II	$M_{II}^c$	$M_{II}^c = F_m \cdot c$
<i>Суммарные изгибающие моменты</i>		
Момент в сечении I	$M_{I(l)},$ $M_{I(n)}$	$M_{I(l)} = \sqrt{(M_{I(l)}^e)^2 + (M_I^c)^2}$ $M_{I(n)} = \sqrt{(M_{I(n)}^e)^2 + (M_I^c)^2}$
Момент в сечении II	$M_{II}$	$M_{II} = \sqrt{(M_{II}^e)^2 + (M_{II}^c)^2}$

Строится эпюра вращающих моментов (см. рисунок 7.2, д).

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



$a$  – расчетная схема вала;  $b$  – 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 7.2 – Расчетные схемы и эпюры изгибающих и вращающих моментов

### 5.3 Порядок проверочного расчета вала на усталостную выносливость

Проверочный расчет вала на усталостную выносливость производится для опасных сечений вала.

Исходными данными к проверочному расчету вала на усталостную выносливость являются: предел прочности материала вала  $\sigma_B$ , МПа; предел текучести материала вала  $\sigma_T$ , МПа; изгибающий момент в опасном сечении

вала  $M_{\max}$ , Н·м; вращающий момент в опасном сечении вала  $T_{\max}$ , Н·м; диаметр опасного сечения вала  $d$ , мм.

Проверочный расчет вала на усталостную выносливость производится для опасных сечений вала и заключается в определении коэффициента запаса сопротивления усталости  $S$  и сравнении его с допускаемым коэффициентом запаса сопротивления усталости  $[S]$ .

Порядок расчета опасного сечения вала на усталостную выносливость представим в виде таблицы 7.4.

Таблица 7.4 – Порядок построения эпюр изгибающих моментов

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
Пределы усталостной выносливости по напряжениям изгиба и кручения	$\sigma_{-1}$ , $\tau_{-1}$	$\sigma_{-1} = 0,4 \cdot \sigma_B$ ; $\tau_{-1} = 0,2 \cdot \sigma_B$
Осевой и полярный моменты сопротивления опасного сечения	$W$ , $W_P$	Если в опасном сечении имеется шпоночный паз (опасное сечение под колесом), $W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t \cdot (d-t)^2}{2 \cdot d}$ ; $W_P = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t \cdot (d-t)^2}{2 \cdot d}$ . Если в опасном сечении нет шпоночного паза (опасное сечение под подшипником), $W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$ ; $W_P = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$ . Здесь $d$ – диаметр опасного сечения вала, м; $b, t$ – ширина и глубина шпоночного паза (выбираются по ГОСТ 23360–78 в зависимости от диаметра вала $d$ , м)
Максимальные напряжения изгиба и кручения	$\sigma_u$ , $\tau_{кр}$	$\sigma_u = \frac{M_{\max}}{W} \cdot 10^{-6}$ ; $\tau_{кр} = \frac{T}{W_P} \cdot 10^{-6}$
Амплитуды циклов напряжений изгиба и кручения	$\sigma_a$ , $\tau_a$	$\sigma_a = \sigma_u$ ; $\tau_a = 0,5 \cdot \tau_{кр}$
Средние напряжения циклов изгиба и кручения	$\sigma_m$ , $\tau_m$	$\sigma_m = 0$ ; $\tau_m = 0,5 \cdot \tau_{кр}$
Коэффициенты, корректирующие влияние средних напряжений цикла на сопротивление усталости	$\Psi_\sigma$ , $\Psi_\tau$	$\Psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_\sigma$ ; $\Psi_\tau = 0,5 \cdot \Psi_\sigma$

Продолжение таблицы 7.4

1	2	3
Эффективные коэффициенты концентрации напряжений	$K_\sigma$ , $K_\tau$	<p>Если концентратором напряжений является канавка для выхода шлифовального круга, то ее размеры выбираются в зависимости от диаметра вала <math>d</math> по ГОСТ 8820–69, а эффективные коэффициенты концентрации напряжений выбираются по [1, таблица 8.4].</p> <p>Если концентратором напряжений является шпоночный паз, то эффективные коэффициенты концентрации напряжений выбираются по [1, таблица 8.5].</p> <p>Если концентратором напряжений является резьба или шлицы, то эффективные коэффициенты концентрации напряжений выбираются по [1, таблица 8.6].</p> <p>Если концентратором напряжений является посадка с натягом или переходная посадка, то рассчитываются следующие отношения:</p> $\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3;$ $\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} \approx 0,6 \cdot \frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}}$
Коэффициент, учитывающий размеры вала	$K_1$	$K_1 = 0,38 + 1,48 \cdot \lg d.$ <p>Диаметр вала <math>d</math> подставляется в миллиметрах</p>
Коэффициент, учитывающий материал вала	$K_2$	$K_2 = 0,305 + 0,0014 \cdot \sigma_g.$ <p>Предел прочности <math>\sigma_g</math> подставляется в мегапаскалях</p>
Коэффициент, учитывающий давление посадки	$K_3$	$K_3 = 0,65 + 0,014 \cdot p,$ <p>где <math>p</math> – удельное давление посадки на вал, МПа, принимаем <math>p = 12 \dots 18</math> МПа</p>
Показатели степени, зависящие от материала вала	$\nu_\sigma$ , $\nu_\tau$	$\nu_\sigma = 0,19 - 1,25 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_g;$ $\nu_\tau = 1,5 \cdot \nu_\sigma.$ <p>Предел прочности <math>\sigma_g</math> подставляется в мегапаскалях</p>
Коэффициенты, учитывающие размеры вала (за исключением случая, при котором концентратором напряжений является посадка)	$K_{d\sigma}$ , $K_{d\tau}$	$K_{d\sigma} = 0,5 \cdot \left[ 1 + \left( \frac{d}{7,5} \right)^{-2 \cdot \nu_\sigma} \right];$ $K_{d\tau} = 0,5 \cdot \left[ 1 + \left( \frac{d}{7,5} \right)^{-2 \cdot \nu_\tau} \right].$ <p>Диаметр вала <math>d</math> подставляется в миллиметрах</p>
Коэффициент, учитывающий наличие поверхностного упрочнения	$K_V$	<p>Определяют по [1, таблица 8.7] в зависимости от вида поверхностного упрочнения (при отсутствии поверхностного упрочнения <math>K_V = 1</math>)</p>

Окончание таблицы 7.4

1	2	3
Коэффициенты, учитывающие качество (шероховатость) поверхности	$K_{F\sigma}$ , $K_{F\tau}$	При шероховатости поверхности вала в опасном сечении $R_z$ меньше 1 мкм $K_{F\sigma} = 1$ и $K_{F\tau} = 1$ . При шероховатости поверхности вала в опасном сечении $R_z$ больше 1 мкм $K_{F\sigma} = 1 - 0,22 \left[ \lg \left( \frac{\sigma_e}{20} \right) - 1 \right] \cdot \lg R_z;$ $K_{F\tau} = 0,575 \cdot K_{F\sigma} + 0,425$
Коэффициент, учитывающий наличие поверхностного упрочнения	$K_V$	Определяют по [1, таблица 8.7] в зависимости от вида поверхностного упрочнения (при отсутствии поверхностного упрочнения $K_V = 1$ )
Коэффициенты концентрации напряжений	$K_{\sigma D}$ , $K_{\tau D}$	$K_{\sigma D} = \frac{\left[ \frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right]}{K_V};$ $K_{\tau D} = \frac{\left[ \frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right]}{K_V}$
Коэффициенты запаса сопротивления усталости при изгибе и кручении	$S_\sigma$ , $S_\tau$	$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m};$ $S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_\tau \tau_m}$
Суммарный коэффициент запаса сопротивления усталости	$S$	$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}$

Проверяется условие выполнения усталостной выносливости  $S > [S] = 1,5$ . Если данное условие не выполняется, то необходимо или назначить поверхностное упрочнение, или увеличить диаметр вала и произвести корректировку расчетов.

### **Контрольные вопросы**

- 1 Какие параметры привода являются исходными данными для расчета вала?
- 2 Какие нагрузки испытывает вал?
- 3 Как определяются диаметры шеек вала?
- 4 Как определяется опасное сечение для вала?
- 5 Что учитывают коэффициенты концентрации напряжений?
- 6 Сформулируйте условие усталостной выносливости для опасного сечения вала.

## 8 Практическое занятие № 8. Расчет подшипников качения

### 8.1 Цель практического занятия

Целью практического занятия является проверочный расчет подшипника качения по критериям статической динамической грузоподъемности.

### 8.2 Порядок проверочного расчета 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  $R_A^c$ , Н, и  $R_B^c$ , Н; осевая нагрузка в зацеплении передачи  $F_a$ , Н (*отсутствует в цилиндрической прямозубой передаче*); 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 8.1.

Таблица 8.1 – Порядок определения нагрузок на подшипники

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
Коэффициент эквивалентности	$K_E$	Выбираем по таблице 9.2 [1] в зависимости от режима работы привода
<i>Радиальные нагрузки на подшипники</i>		
Нагрузка на левой опоре	$R_A$	$R_A = \sqrt{(R_A^e)^2 + (R_A^c)^2}$
Нагрузка на правой опоре	$R_B$	$R_B = \sqrt{(R_B^e)^2 + (R_B^c)^2}$
Эквивалентная радиальная нагрузка на левой опоре	$R_{Am}$	$R_{Am} = K_E \cdot R_A$
Эквивалентная радиальная нагрузка на правой опоре	$R_{Bm}$	$R_{Bm} = K_E \cdot R_B$
<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 грузоподъемность подшипника	$C$	Выбираем по ГОСТ 831–75 или ГОСТ 27365–87 для подшипника, предварительно выбранного в практическом занятии № 5
Динамическая грузоподъемность подшипника	$C_0$	
Угол контакта подшипника	$\alpha$	
Эквивалентная осевая нагрузка на подшипники	$F_{am}$	$F_{am} = K_E \cdot F_a$

Окончание таблицы 8.1

1	2	3
<i>Осевые нагрузки на подшипники (не определяются при <math>F_a = 0</math>)</i>		
Динамическая грузоподъемность подшипника	$C$	Выбираем по ГОСТ 831–75 или ГОСТ 27365–87 для подшипника, предварительно подобранного в практическом занятии № 5
Динамическая грузоподъемность подшипника	$C_0$	
Угол контакта подшипника	$\alpha$	
Параметр осевой нагрузки	$e$	Выбираем по [1, таблица 9.1] 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 [4, рисунок 7.4] 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 $F_{aA} = F_{aB} - F_{am}$

После определения радиальных и осевых нагрузок, действующих на подшипники, производится расчет подшипников по динамической и статической грузоподъемности, порядок которого представлен в таблице 8.2.

Таблица 8.2 – Порядок расчета подшипников по динамической и статической грузоподъемности

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
<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

Окончание таблицы 8.2

1	2	3
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 по [1, таблица 9.1] 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 $K_B = 2,5 \dots 3$
Температурный коэффициент	$K_T$	$K_T = 1$ при температуре до $100^\circ\text{C}$ ; $K_T = 1,05 \dots 1,4$ при температуре $125^\circ\text{C} \dots 250^\circ\text{C}$
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	$C_D$	$C_D = P_r \cdot p \sqrt{\frac{L}{a_1 \cdot a_{23}}}$
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, то подбираем подшипник 6212, с большим значением $C$
<i>Расчет подшипников по статической грузоподъемности</i>		
Статические коэффициенты радиальной и осевой сил	$X_0,$ $Y_0$	Определяем по [1, таблица 9.5] 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

### ***Контрольные вопросы***

- 1 В каких случаях на подшипниках возникают осевые нагрузки?
- 2 Что такое динамическая грузоподъемность?
- 3 От чего зависит эквивалентная динамическая нагрузка?
- 4 Как учитывается тип подшипника при расчете его динамической грузоподъемности?
- 5 Как влияет частота вращения вала на статическую грузоподъемность подшипника?
- 6 Сформулируйте условие выбора подшипника по статической грузоподъемности.

### **Список литературы**

- 1 **Лустенков, М. Е.** Детали машин : учебное пособие / М. Е. Лустенков. – 2-е изд., перераб. и доп. – Могилев : Беларус.-Рос. ун-т, 2020. – 258 с. : ил.
- 2 **Скойбеда, А. Т.** Детали машин. Курсовое проектирование и атлас конструкций : учебно-методическое пособие / А. Т. Скойбеда. – Минск : Минфин, 2020. – 384 с.
- 3 **Иванов, М. Н.** Детали машин : учебник для академ. бакалавриата / М. Н. Иванов. – 16-е изд., испр. и доп. – Москва : Юрайт, 2018. – 409 с.
- 4 **Дунаев, П. Ф.** Конструирование узлов и деталей машин : учебное пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 7-е изд., испр. – Москва : Высшая школа, 2001. – 447 с. : ил.