

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Основы проектирования машин»

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

*Методические рекомендации к практическим занятиям
для студентов направления подготовки
12.03.04 «Биотехнические системы и технологии»
очной формы обучения*



Могилев 2024

УДК 531.8
ББК 30.12
П75

Рекомендовано к опубликованию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Основы проектирования машин» «б» марта 2024 г.,
протокол № 8

Составитель канд. техн. наук О. В. Пузанова

Рецензент ст. преподаватель О. А. Пономарева

Методические рекомендации являются практическим руководством в работе студентов направления подготовки 12.03.04 «Биотехнические системы и технологии» очной формы обучения при проведении практических занятий по дисциплине «Прикладная механика».

Учебное издание

ПРИКЛАДНАЯ 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, 2024

Содержание

1 Расчет геометрических характеристик сечения.....	4
2 Построение эпюр при растяжении-сжатии.....	6
3 Построение эпюр при поперечном изгибе.....	9
4 Энергокинематический расчет привода.....	12
5 Расчет зубчатых передач.....	19
6 Расчет валов.....	25
7 Расчет подшипников качения.....	31
8 Расчет сварных и резьбовых соединений.....	33
Список литературы.....	41
Приложение А. Справочные данные для выполнения энергокинематического расчета привода.....	42
Приложение Б. Справочные данные для выполнения расчета зубчатых передач.....	44

1 Расчет геометрических характеристик сечения

1.1 Теоретические основы практического занятия

Детали механизмов и машин отличаются друг от друга по форме и размерам. При расчетах на прочность деталей используются их поперечные сечения, имеющие свои геометрические характеристики. Рассмотрим геометрические характеристики плоских сечений.

Площадь $A = \int dA$.

Статический момент относительно оси S_x , S_y – сумма произведений площадей элементарных площадок dA на их расстояния до этой оси.

$$S_x = \int y \cdot dA = A \cdot y_c; \quad S_y = \int x \cdot dA = A \cdot x_c,$$

где x_c , y_c – расстояния от центра тяжести данного сечения до осей x и y соответственно.

Статический момент сложного сечения относительно некоторой оси равен сумме статических моментов всех частей этого сечения относительно той же оси:

$$S_x = A_1 \cdot y_1 + A_2 \cdot y_2 + \dots + A_n \cdot y_n = \sum_{i=1}^n A_i \cdot y_i;$$

$$S_y = A_1 \cdot x_1 + A_2 \cdot x_2 + \dots + A_n \cdot x_n = \sum_{i=1}^n A_i \cdot x_i,$$

где A_i – площади фигур, составляющих плоское сечение;

x_i , y_i – расстояния от центров тяжести фигур до осей x и y соответственно.

Последнее выражение позволяет определить положение центра тяжести для любого составного сечения.

Осевой момент инерции – сумма произведений площадей элементарных площадок dA на квадраты их расстояний до определенной оси:

$$I_x = \int y^2 \cdot dA; \quad I_y = \int x^2 \cdot dA.$$

Полярный момент инерции плоского сечения относительно некоторой точки (полюса) O – сумма произведений элементарных площадок dA на квадраты их расстояний от этой точки, т. е.

$$I_p = \int (x^2 + y^2) \cdot dA = I_x + I_y.$$

Осевой момент сопротивления – отношение осевого момента инерции к расстоянию от наиболее удаленной точки сечения по этой оси:

$$W_x = \frac{I_x}{y_{\max}}; \quad W_y = \frac{I_y}{x_{\max}}.$$

Полярный момент сопротивления относительно точки (полюса) – отношение полярного момента инерции к расстоянию от наиболее удаленной точки сечения до полюса:

$$W_p = \frac{I_p}{\rho_{\max}}$$

1.2 Пример выполнения практического задания

Пример 1 – Определить положение центра тяжести сечения на рисунке 1.1.

Проводим оси x и y и разбиваем сечение на простые фигуры (два прямоугольника). Определяем площади фигур: $A_1 = 12 \cdot 26 = 312 \text{ мм}^2$; $A_2 = 10 \cdot (34 - 12) = 220 \text{ мм}^2$.

Находим расстояние от центров тяжести фигур до осей:

$$x_1 = 0; \quad y_1 = \frac{12}{2} = 6 \text{ мм}; \quad x_2 = \frac{26}{2} - \frac{10}{2} = 13 - 5 = 8 \text{ мм}; \quad y_2 = \frac{34 - 12}{2} = 11 \text{ мм}.$$

Записываем выражение для статических моментов инерции

$$S_x = A_1 \cdot y_1 + A_2 \cdot y_2 = A \cdot y_c;$$

$$S_y = A_1 \cdot x_1 + A_2 \cdot x_2 = A \cdot x_c.$$

Отсюда

$$y_c = \frac{A_1 \cdot y_1 + A_2 \cdot (-y_2)}{A_1 + A_2} = \frac{312 \cdot 6 - 220 \cdot 11}{312 + 220} = -1,03 \text{ мм};$$

$$x_c = \frac{A_1 \cdot x_1 + A_2 \cdot (-x_2)}{A_1 + A_2} = \frac{312 \cdot 0 - 220 \cdot 8}{312 + 220} = -3,31 \text{ мм}.$$

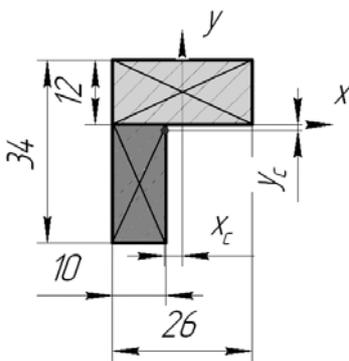


Рисунок 1.1 – Сечение детали

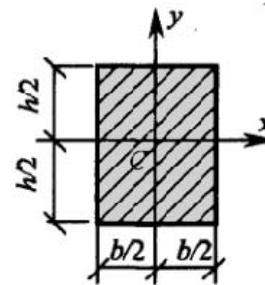


Рисунок 1.2 – Прямоугольное сечение

Пример 2 – Определить осевые и полярный моменты инерции прямоугольника высотой h и шириной b относительно осей x и y (рисунок 1.2). Определить осевые и полярные моменты сопротивления.

Представим $dA = b \cdot dy$, тогда

$$I_x = \int y^2 \cdot dA = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} y^2 \cdot b \cdot dy = b \cdot \frac{y^3}{3} \Big|_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} = \frac{b}{3} \cdot \frac{h^3}{8} - \frac{b}{3} \cdot \left(-\frac{h^3}{8} \right) = \frac{b}{3} \cdot \frac{2 \cdot h^3}{8} = \frac{b \cdot h^3}{12}.$$

Представим $dA = h \cdot dx$, тогда

$$I_y = \int x^2 \cdot dA = \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} x^2 \cdot h \cdot dx = b \cdot \frac{x^3}{3} \Big|_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} = \frac{h}{3} \cdot \frac{b^3}{8} - \frac{h}{3} \cdot \left(-\frac{b^3}{8} \right) = \frac{h}{3} \cdot \frac{2 \cdot b^3}{8} = \frac{h \cdot b^3}{12}.$$

$$I_p = I_x + I_y = \frac{h \cdot b^3}{12} + \frac{h^3 \cdot b}{12} = \frac{h \cdot b \cdot (h^2 + b^2)}{12}.$$

Определим моменты сопротивления:

$$W_x = \frac{I_x}{y_{\max}} = \frac{\frac{b \cdot h^3}{3}}{\frac{h}{2}} = \frac{b \cdot h^2}{6}; \quad W_y = \frac{I_y}{x_{\max}} = \frac{\frac{h \cdot b^3}{3}}{\frac{b}{2}} = \frac{h \cdot b^2}{6};$$

$$W_x = \frac{I_x}{y_{\max}} = \frac{\frac{b \cdot h^3}{12}}{\frac{h}{2}} = \frac{b \cdot h^2}{6}; \quad W_y = \frac{I_y}{x_{\max}} = \frac{\frac{h \cdot b^3}{12}}{\frac{b}{2}} = \frac{h \cdot b^2}{6};$$

$$W_p = \frac{I_p}{\rho_{\max}} = \frac{\frac{h \cdot b \cdot (h^2 + b^2)}{12}}{\sqrt{\left(\frac{h}{2}\right)^2 + \left(\frac{b}{2}\right)^2}} = \frac{h \cdot b \cdot (h^2 + b^2)}{12 \sqrt{\frac{h^2 + b^2}{4}}} = \frac{h \cdot b \cdot \sqrt{h^2 + b^2}}{6}.$$

2 Построение эпюр при растяжении-сжатии

Эпюра (фр. *épure* «чертёж») – особый вид графика, показывающий распределение какой-либо величины по длине объекта. Например, для стержня при растяжении-сжатии приводят распределение напряжений (внутренних давлений) вдоль продольной оси. Расчёт эпюр напряжений является базовой задачей сопротивления материалов для определения наиболее нагруженных участков или сечений.

Пример выполнения практического задания

Ступенчатый брус круглого сечения нагружен силами F_1, F_2, F_3 . Найти наиболее нагруженное сечение бруса (рисунок 2.1) и проверить его на прочность, если известно что допускаемое напряжение на растяжение и сжатие $[\sigma_p] = 120$ МПа.

Разбиваем прямолинейный брус на участки. Границами участков являются точки продольной оси, соответствующие изменению площади поперечного се-

чения и точкам приложения сосредоточенных сил.

В нашем случае брус будет иметь пять участков (рисунок 2.2, а).

Участок I: от точки приложения силы F_1 до точки A, в которой изменяется диаметр сечения с $\varnothing 10$ мм до $\varnothing 20$ мм.

Участок II: от точки A до точки приложения силы F_2 .

Участок III: от точки приложения силы F_2 до точки B, в которой изменяется диаметр сечения с $\varnothing 20$ мм до $\varnothing 10$ мм.

Участок IV: от точки B до точки приложения силы F_3 .

Участок V: от точки приложения силы F_3 до конца бруса.

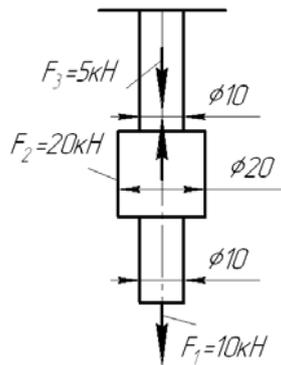


Рисунок 2.1 – Исходные данные

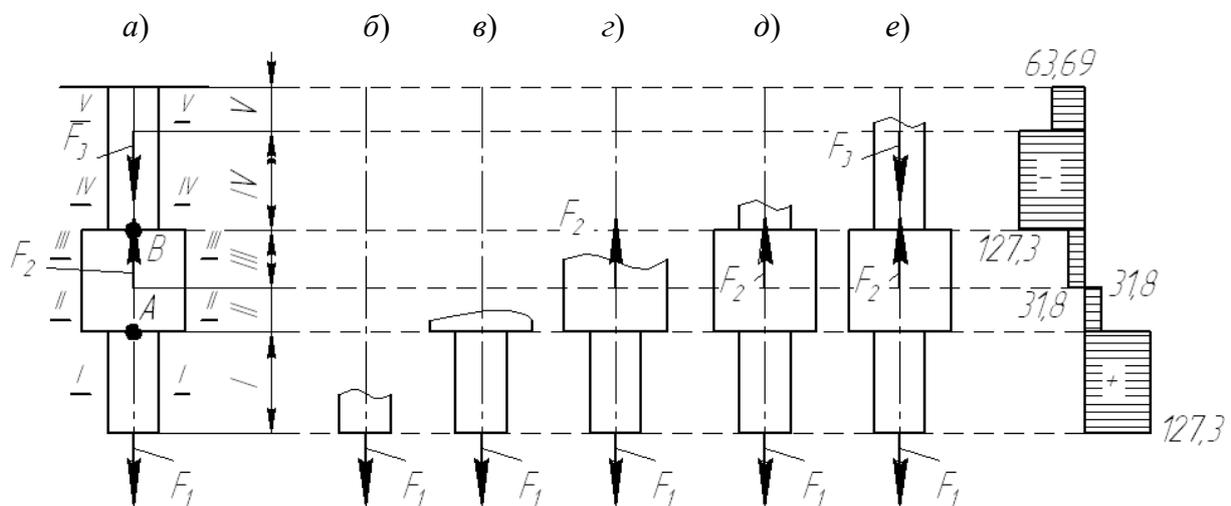


Рисунок 2.2 – Пример решения задачи

Рассматриваем участок I (рисунок 2.2, б).

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 $F_I = F_1$.

Определим напряжения на участке I: $\sigma_I = \frac{F_I}{A_1}$.

Площадь круга $A_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}$, тогда

$$\sigma_I = \frac{4 \cdot F_I}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 10 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,01^2} = 127,3 \cdot 10^6 \text{ Па} = 127,3 \text{ МПа.}$$

Усилия подставляем в ньютонах, размеры – в метрах.

Рассматриваем участок II (рисунок 2.2, в).

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:

$$\sigma_{II} = \frac{4 \cdot F_{II}}{\pi \cdot d_2^2} = \frac{4 \cdot 10 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,02^2} = 31,8 \text{ МПа.}$$

Рассматриваем участок III (рисунок 2.2, з).

Проводим сечение III-III и отбросим верхнюю часть бруса. На брус на участке III действует 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 II:

$$\sigma_{III} = \frac{4 \cdot F_{III}}{\pi \cdot d_2^2} = \frac{4 \cdot (10 - 20) \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,02^2} = -31,8 \text{ МПа.}$$

Знак «минус» указывает на то что участок сжат.

Рассматриваем участок IV (рисунок 2.2, д).

Проводим сечение IV-IV и отбросим верхнюю часть бруса. На брус на участке IV действует 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 II:

$$\sigma_{IV} = \frac{4 \cdot F_{IV}}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot (10 - 20) \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,01^2} = -127,3 \text{ МПа.}$$

Рассматриваем участок V (рисунок 2.2, е).

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:

$$\sigma_V = \frac{4 \cdot F_V}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot (10 - 20 + 5) \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,01^2} = -63,69 \text{ МПа.}$$

Строим эпюру напряжений (рисунок 2.2, ж).

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.

3 Построение эпюр при поперечном изгибе

Эпюра (фр. *épure* «чертёж») — особый вид графика, показывающий распределение какой-либо величины по длине объекта. Например, для стержня при поперечном изгибе приводят распределение изгибающих моментов вдоль продольной оси для выявления наиболее нагруженного сечения при расчетах на прочность.

Пример выполнения практического задания

Проверить на прочность балку круглого сечения, нагруженную силами $F_1 = 5$ кН; $F_2 = 1$ кН; $F_3 = 12$ кН; $F_4 = 8$ кН, и изгибающими моментами $M_1 = 0,2$ кН·м; $M_2 = 0,5$ кН·м (рисунок 3.1). Известен диаметр балки $d = 40$ мм, размеры $a = 0,1$ м; $b = 0,2$ м; $c = 0,2$ м; $d = 0,3$ м; допускаемые напряжения на изгиб $[\sigma_u] = 160$ МПа.

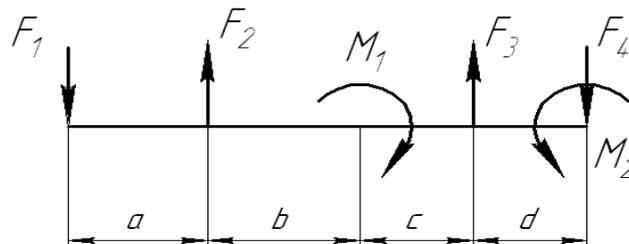


Рисунок 3.1 – Исходные данные

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

Участок I: от точки приложения силы F_1 до точки приложения силы F_2 .

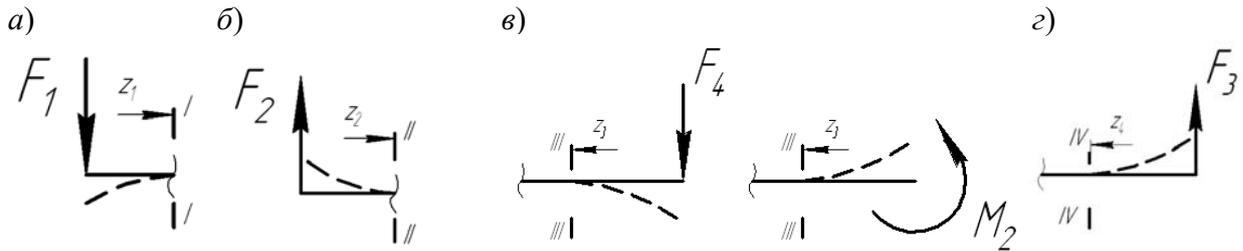
Участок II: от точки приложения силы F_2 до точки приложения момента M_1 .

Участок III: от точки приложения силы F_4 и момента M_2 до точки приложения силы F_3 .

Участок IV: от точки приложения силы F_3 до точки приложения момента M_1 .

Участок I. Проводим сечение I-I и отбрасываем правую часть балки. На

участке I-I действует сила F_1 , которая растягивает верхние волокна балки (рисунок 3.2, а).



а – первый участок; б – второй участок; в – третий участок; г – четвертый участок

Рисунок 3.2 – Решение задачи по этапам (участкам балки)

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

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

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

Участок II. Проводим сечение II-II и отбрасываем правую часть балки (рисунок 3.2, б). На участке II-II продолжает действовать сила F_1 , которая растягивает верхние волокна балки, и появляется сила F_2 , которая растягивает нижние волокна балки. Поэтому изгибающий момент от силы F_2 отрицательный.

Составляем уравнение, по которому изменяется изгибающий момент:

$$M_{II} = F_1 \cdot (a + z_2) - F_2 \cdot z_2 \left| \begin{array}{l} b \quad F_1 \cdot (a + b) - F_2 \cdot b = 5 \cdot 0,3 - 1 \cdot 0,2 = 1,3 \text{ кН} \cdot \text{м}; \\ 0 \quad R_a \cdot (a + 0) - F_1 \cdot 0 = 5 \cdot 0,1 = 0,5 \text{ кН} \cdot \text{м}. \end{array} \right.$$

Строим эпюру изгибающих моментов на участке II (в точке приложения силы F_2 момент $M_{II} = 0,5 \text{ кН} \cdot \text{м}$, на расстоянии b момент $M_{II} = 1,3 \text{ кН} \cdot \text{м}$).

Участок III. Проводим сечение III-III и отбрасываем левую часть балки. На участке III-III действует сила F_4 , которая растягивает верхние волокна балки, и изгибающий момент M_2 , который растягивает нижние волокна балки. Поэтому изгибающий момент от силы F_4 положительный, а изгибающий момент от момента M_2 отрицательный.

Составляем уравнение, по которому изменяется изгибающий момент:

$$M_{III} = F_4 \cdot z_3 - M_2 \left| \begin{array}{l} d \quad F_4 \cdot d - M_2 = 8 \cdot 0,3 - 0,5 = 1,9 \text{ кН} \cdot \text{м}; \\ 0 \quad F_4 \cdot 0 - M_2 = -0,5 \text{ кН} \cdot \text{м}. \end{array} \right.$$

Строим эпюру изгибающих моментов на участке III (в точке приложения силы F_4 момент $M_{III} = -0,5 \text{ кН} \cdot \text{м}$, на расстоянии d момент $M_{III} = 1,9 \text{ кН} \cdot \text{м}$).

Участок IV. Проводим сечение IV-IV и отбрасываем левую часть балки. На участке IV-IV продолжают действовать сила F_4 , которая растягивает верхние волокна балки, и изгибающий момент M_2 , который растягивает нижние волокна балки, и появляется сила F_3 , которая растягивает нижние волокна балки. Поэтому изгибающий момент от силы F_3 отрицательный.

Составляем уравнение, по которому изменяется изгибающий момент:

$$M_{IV} = F_4 \cdot (d + z_3) - M_2 - F_3 \cdot z_3 \quad \left| \begin{array}{l} c \\ 0 \end{array} \right. \begin{array}{l} F_4 \cdot (d + c) - M_2 - F_3 \cdot z_3 = 8 \cdot 0,5 - 0,5 - 12 \cdot 0,2 = 1,1 \text{ кН} \cdot \text{м}; \\ F_4 \cdot (d + 0) - M_2 - F_3 \cdot 0 = F_4 \cdot 0,3 - 0,5 = 1,9 \text{ кН} \cdot \text{м}. \end{array}$$

Строим эпюру изгибающих моментов на участке IV (в точке приложения силы F_3 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 $\sigma_u = \frac{M_{\max}}{W}$.

Осей момент сопротивления круглого сечения $W = 0,2 \cdot d^3$, тогда

$$\sigma_u = \frac{1,9 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 0,04^3} = 148,4 \cdot 10^6 \text{ Па} = 148,4 \text{ МПа}.$$

Балка выдержит данные нагрузки. Эпюры приведены на рисунке 3.3.

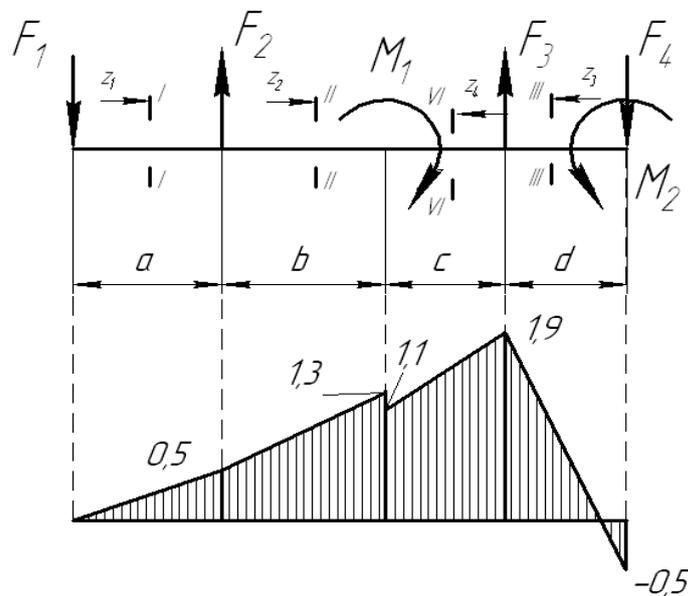


Рисунок 3.3 – Решение задачи

4 Энергокинематический расчет привода

4.1 Теоретические основы практического занятия

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).

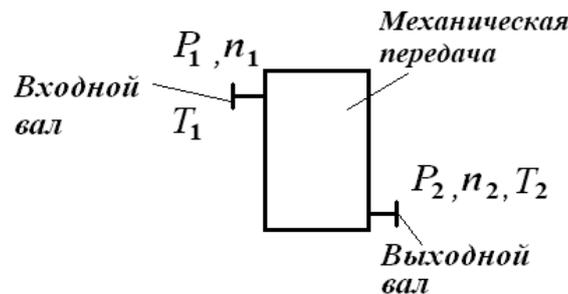


Рисунок 4.1 – Основные параметры механических передач

Основными характеристиками передач являются мощность P_1 (на входе) и P_2 (на выходе), Вт; быстроходность, которая выражается частотой вращения n_1 (на входе) и n_2 (на выходе), мин^{-1} , или соответствующими угловыми скоростями ω_1 и ω_2 , с^{-1} ; вращающий момент T_1 (на входе) и T_2 (на выходе), 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,

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

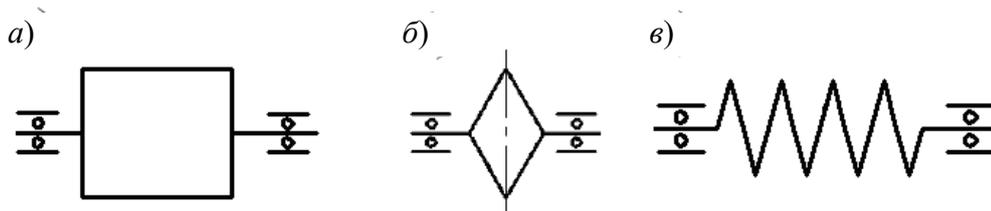
– передаточное отношение

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

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

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.

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

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 ω_{PO} , s^{-1} ; геометрические параметры рабочего органа. Электродвигатель для привода подбирается по двум параметрам: требуемой мощности $P_{ДТР}$, Вт, и требуемой частоте вращения $n_{ДТР}$, $мин^{-1}$. Порядок подбора электродвигателя для привода представим в виде таблицы 4.1.

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

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

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	η_O	$\eta_O = \prod_{i=1}^n \eta_i$, где η_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 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	ω_{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.2 выбирается электродвигатель с ближайшей большей мощностью ($P_D > P_{ДТР}$) и ближайшей частотой вращения ($n_D > n_{ДТР}$) или ($n_D < n_{ДТР}$)

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

$$i_{РЕД} = \frac{i_0}{i_{ОТКР\ 1} \cdot i_{ОТКР\ 2} \cdot \dots \cdot i_{ОТКР\ m}}. \quad (4.5)$$

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

Затем назначаются передаточные отношения для закрытых передач редук-

тора, согласно таблице А.3.

Окончательным этапом энергокинематического 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

$$n_{k+1} = n_k; \quad (4.6)$$

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

$$n_{k+1} = \frac{n_k}{i_{II}}, \quad (4.7)$$

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

После этого определяются угловые скорости для каждого вала по формуле

$$\omega_k = \frac{\pi \cdot n_k}{30}. \quad (4.8)$$

Затем вычисляются мощности на валах по формуле

$$P_{k+1} = P_k \cdot \prod_{j=1}^n \eta_j, \quad (4.9)$$

где η_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

$$T_k = \frac{P_k}{\omega_k}. \quad (4.10)$$

4.2 Пример выполнения практического задания

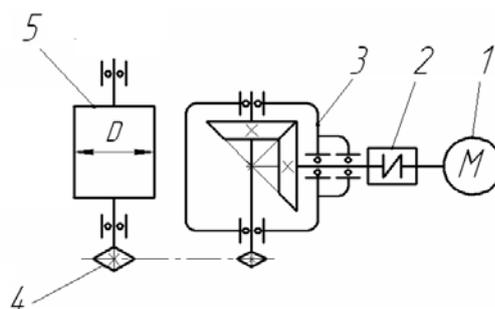
Пример 1 – Подобрать электродвигатель для привода ленточного конвейера (рисунок 4.3) если известны:

– окружное усилие на барабане $F_{tB} = 1,3$ кН;

– окружная скорость ленты $v = 2,8$ м/с;

– диаметр барабана $D_B = 350$ мм.

Расчет сводится в таблицу 4.2.



1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – одноступенчатый конический редуктор; 4 – цепная передача; 5 – барабан

Рисунок 4.3 – Привод ленточного конвейера

Таблица 4.2 – Порядок выбора электродвигателя

Параметр	Обозначение	Определение параметра
Мощность на барабане	P_{PO}	$P_{PO} = 1 \cdot 1,3 \cdot 2,8 = 3,64$ кВт
Общий КПД привода	η_o	$\eta_o = \prod_{i=1}^n \eta_i = \eta_M \cdot \eta_{КП} \cdot \eta_{ЦП} \cdot \eta_{ЛП}^3 = 0,98 \cdot 0,95 \cdot 0,91 \cdot 0,99^3 = 0,822$
Требуемая мощность электродвигателя	$P_{ДТР}$	$P_{ДТР} = \frac{3,64}{0,822} = 4,43$ кВт
Расчетный диаметр рабочего органа	D_{PO}	$D_{PO} = 350$ мм (задан по условию)
Угловая скорость рабочего органа	ω_{PO}	$\omega_{PO} = \frac{2 \cdot 2,8}{350 \cdot 10^{-3}} = 16$ с ⁻¹
Частота вращения рабочего органа	n_{PO}	$n_{PO} = \frac{30 \cdot 16}{3,14} = 152,86$ мин ⁻¹
Требуемая частота вращения двигателя	$n_{ДТР}$	$n_{ДТР} = 76,43 \cdot (2 \dots 3) \cdot (2 \dots 5) = 611,44 \dots 2292,9$
Выбор электродвигателя		По таблице А.2 выбираем электродвигатель 4А132S6У3 с $P_D = 5,5$ кВт $> P_{ДТР} = 4,43$ кВт и частотой вращения $n_D = 950$ мин ⁻¹

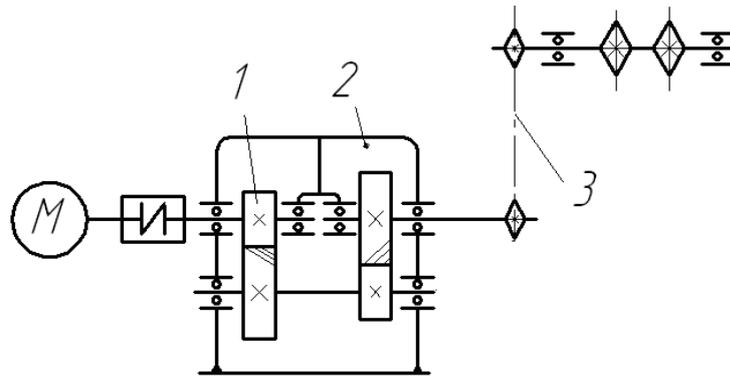
Пример 2 – Назначить передаточные отношения передач в приводе цепного конвейера (рисунок 4.4) если известны:

- частота вращения двигателя $n_D = 1450$ мин⁻¹;
- частота вращения приводного вала со звездочками $n_{ЗВ} = 34$ мин⁻¹.

Рассчитывается общее передаточное отношение привода

$$i_o = \frac{n_D}{n_{ЗВ}} = \frac{1450}{34} = 42,65.$$

Назначается передаточное отношение открытой цепной передачи по таблице А.1: $i_{ЦЕП} = 3$.



1 – быстроходная передача редуктора; 2 – тихоходная передача редуктора; 3 – открытая цепная передача

Рисунок 4.4 – Привод цепного конвейера

Определяется общее передаточное отношение редуктора

$$i_{\text{РЕД}} = \frac{i_o}{i_{\text{ЦЕП}}} = \frac{42,65}{3} = 14,21.$$

Находится передаточное отношение тихоходной передачи редуктора по таблице А.3:

$$i_T = 0,9 \cdot \sqrt{i_{\text{РЕД}}} = 0,9 \cdot \sqrt{14,21} = 3,39.$$

Вычисляется передаточное отношение быстроходной передачи редуктора

$$i_B = \frac{i_{\text{РЕД}}}{i_T} = \frac{14,21}{3,39} = 4,19.$$

Пример 3 – Определить частоты вращения и вращающие моменты на валах привода цепного конвейера (рисунок 4.5) если известны:

- передаточные отношения передач $i_1 = 4,19$; $i_2 = 3,39$; $i_3 = 3$;
- частота вращения двигателя $n_D = 1450 \text{ мин}^{-1}$;
- требуемая мощность двигателя $P_{\text{ДТР}} = 2,82 \text{ кВт}$.

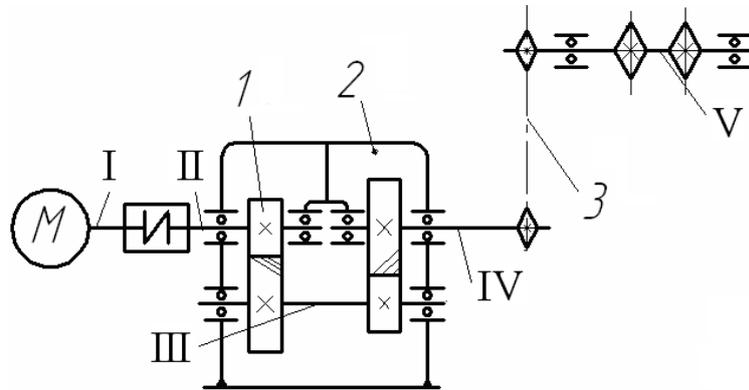
Определяются частоты вращения валов:

$$n_I = n_D = 1450 \text{ мин}^{-1}; \quad n_{II} = n_I = 1450 \text{ мин}^{-1};$$

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

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

$$n_V = \frac{n_{IV}}{i_3} = \frac{102,08}{3} = 34,02 \text{ мин}^{-1}.$$



1 – быстроходная передача редуктора; 2 – тихоходная передача редуктора;
3 – открытая цепная передача; I–V – валы

Рисунок 4.5 – Привод скребкового конвейера

Рассчитываются угловые скорости валов:

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

$$\omega_{III} = \frac{\pi \cdot n_{III}}{30} = \frac{3,14 \cdot 364,06}{30} = 36,22 \text{ с}^{-1};$$

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

$$\omega_V = \frac{\pi \cdot n_V}{30} = \frac{3,14 \cdot 34,02}{30} = 3,56 \text{ с}^{-1}.$$

Находятся мощности на валах:

$$P_I = P_{дтр} = 2,82 \text{ кВт};$$

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

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

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

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

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 Расчет зубчатых передач

5.1 Теоретические основы практического занятия

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* σ_H и *напряжения изгиба* σ_F .

Для каждого зуба σ_H и σ_F изменяются во времени по некоторому прерывистому циклу. Переменные напряжения являются причиной *усталостного разрушения* зубьев: *поломки зубьев* и *выкрашивания* поверхности, поэтому σ_H и σ_F приняты за критерии работоспособности и расчёта зубчатой передачи.

В современной методике расчета из двух напряжений σ_H и σ_F за основные, относительно которых ведется проектный расчёт, в большинстве случаев приняты контактные напряжения σ_H , потому что в пределах заданных габаритов зубчатых колес σ_H остаются постоянными, а σ_F можно уменьшать путем увеличения модуля.

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 σ_H и изгиба σ_F) и сравниваются с их допускаемыми значениями $[\sigma_H]$ и $[\sigma_F]$.

5.2 Алгоритм расчета практического занятия

Исходными данными для расчета допускаемых напряжений зубчатых передач служат: частоты вращения шестерни n_1 , мин⁻¹, и колеса n_2 , мин⁻¹; срок службы t , лет; режим работы. 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 определения допускаемых напряжений для зубчатых передач приведен в таблице 5.1. Порядок проектного расчета цилиндрических зубчатых передач приведен в таблице 5.2.

Таблица 5.1 – 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 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])
Расчётный срок службы, ч	t_{Σ}	$t_{\Sigma} = N_{\Gamma} \cdot N_{H} \cdot N_{дн} \cdot N_{см} \cdot t_{см},$ где N_{Γ} – 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. Задаётся по рекомендации преподавателя
Коэффициент режима работы	μ_H	Определяем по таблице Б.3 [1, таблица 8.9] в зависимости от заданного режима работы

Окончание таблицы 5.1

1	2	3
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}	S_{Hi} выбираем по таблице Б.2 [1, таблица 8.8] в зависимости от назначенной термообработки
Допускаемое контактное напряжение для шестерни и колеса	$[\sigma_H]_1,$ $[\sigma_H]_2$	$[\sigma_H]_i = \frac{\sigma_{Hi \text{ lim}}}{S_{Hi}} Z_{Ni}$
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 изгибной выносливости для шестерни и колеса	$\sigma_{F1 \text{ lim}},$ $\sigma_{F2 \text{ lim}}$	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	μ_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}	$N_{FEi} = \mu_F \cdot 60 \cdot c \cdot n_i \cdot t_\Sigma$
Коэффициент долговечности для шестерни и колеса	$Y_{N1},$ Y_{N2}	$Y_N = \sqrt[6]{\frac{N_{FG i}}{N_{FE i}}}$ 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	$[\sigma_F]_1,$ $[\sigma_F]_2$	$[\sigma_F]_i = \frac{\sigma_{Fi \text{ lim}}}{S_{Fi}} Y_A \cdot Y_{Ni}$

Порядок проектного расчета цилиндрических зубчатых передач приведен в таблице 5.2.

Таблица 5.2 – Порядок проектного расчета для цилиндрических зубчатых передач

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
Коэффициент ширины относительно межосевого расстояния	ψ_{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	ψ_{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 $K_{H\alpha} = 1 + 0,25 \cdot (n_{CT} - 5)$
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 ψ_{bd}
Модуль упругости	E_{np}	Для стали $E_{np} = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па
Делительный диаметр шестерни	d_1	Для прямозубой передачи $d_1 = 1,35 \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot \left(\frac{u \pm 1}{u}\right)}{[\sigma_H]^2 \cdot \psi_{bd}}}$ для косозубой передачи $d_1 = 1,2 \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot \left(\frac{u \pm 1}{u}\right)}{[\sigma_H]^2 \cdot \psi_{bd}}}$ («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	ψ_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	ϵ_β	$\epsilon_\beta \geq 1,1$ (только для косозубой передачи)

Окончание таблицы 5.2

1	2	3
Угол наклона зубьев (только для косозубой передачи)	β	$\beta = \arcsin \frac{\varepsilon_{\beta} \cdot \pi \cdot m}{b_{W1}}$ $8 < \beta < 22^{\circ}$, если значение β выходит из пределов изменяем ε_{β}
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}	$d_{fi} = d_i - 2,5 \cdot m$

Порядок проверочного расчета цилиндрических зубчатых передач приведен в таблице 5.3.

Таблица 5.3 – 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)	ε_{α}	$\varepsilon_{\alpha} = \left[0,95 - 1,6 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] (1 + \cos \beta) \cos \beta$
Коэффициент повышения прочности косозубых передач по контактными напряжениям (только для косозубой)	$Z_{H\beta}$	$Z_{H\beta} = \sqrt{\frac{\cos^2 \beta}{\varepsilon_{\alpha}}}$

Продолжение таблицы 5.3

1	2	3
Окружная скорость	v	$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60}$
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 v
Коэффициент расчётной нагрузки	K_H	$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}$
Угол профиля	α	$\alpha = 20^\circ$
Контактные напряжения	σ_H	Для прямозубых передач $\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{E_{ПП} \cdot T_1 \cdot K_H}{d_1^2 \cdot b_w \cdot \sin(2\alpha)} \left(\frac{u+1}{u} \right)} \leq [\sigma_H];$ для косозубых передач $\sigma_H = 1,18 \cdot Z_{H\beta} \cdot \sqrt{\frac{E_{ПП} \cdot T_1 \cdot K_H}{d_1^2 \cdot b_w \cdot \sin(2\alpha)} \left(\frac{u+1}{u} \right)} \leq [\sigma_H]$
Недогрузка (перегрузка)	Δ_{σ_H}	$\Delta_{\sigma_H} = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100 \%$ Если недогрузка больше 5 % или перегрузка больше 3 % то производим корректировку ширины b_w по формуле $b'_w = \left(\frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \right)^2 \cdot b_w$ и пересчитываем σ_H
<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 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	$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{FS1}},$ $\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{FS2}}$	В дальнейшем расчёт ведём при том Y_{FS} , для которого отношение получилось меньше
Определяем отношение	$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{FS1}},$ $\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{FS2}}$	В дальнейшем расчёт ведём при том Y_{FS} , для которого отношение получилось меньше
Коэффициент повышения изгибной прочности вследствие наклона контактной линии к основанию зуба	Y_β	$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{100} \geq 0,7$ (только для косозубой передачи)
Коэффициент повышения прочности косозубых передач по напряжениям изгиба	$Y_{F\beta}$	$Y_{F\beta} = \frac{Y_\beta}{\varepsilon_\alpha}$ (только для косозубой передачи)
Коэффициент неравномерности нагрузки	$K_{F\alpha}$	$K_{F\alpha} = K_{H\alpha}$

Окончание таблицы 5.3

1	2	3
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 Ψ_{bd}
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	σ_F	Для прямозубых передач $\sigma_F = \frac{Y_{FS} \cdot F_t \cdot K_F}{b_w \cdot m} \leq [\sigma_F];$ для косозубых передач $\sigma_F = \frac{Y_{FS} \cdot Y_{F\beta} \cdot K_F \cdot F_t}{b_{w1} \cdot m} \leq [\sigma_F].$

6 Расчет валов

6.1 Теоретические основы практического занятия

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. 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 T_1 , Н·м, и колеса T_2 , Н·м; делительный диаметр шестерни d_w , мм; ширина колеса b_w , мм; угол наклона зубьев β , град (*только для косозубых цилиндрических передач*).

6.2 Алгоритм расчета практического занятия

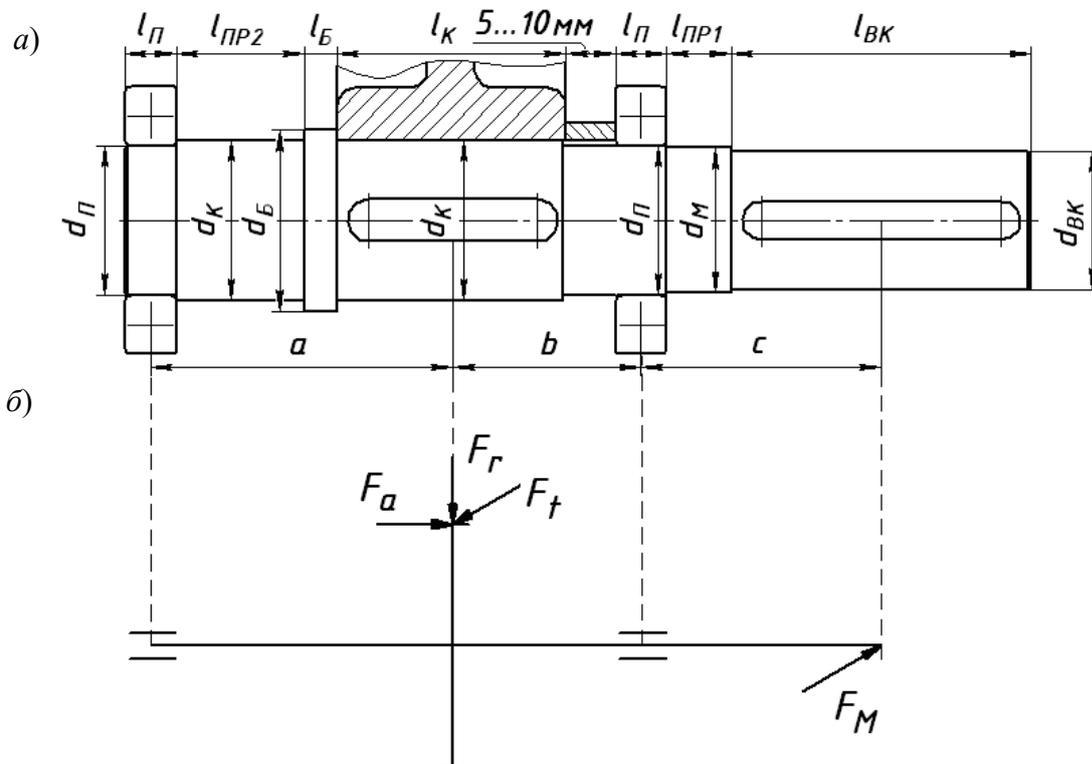
В качестве материалов валов используются качественные конструкционные стали (ГОСТ 1055–88). Основными параметрами материала является предел прочности σ_B и предел текучести σ_T . Затем необходимо определить нагрузки, возникающие в передачах, установленных на валу (таблица 6.1).

После определения нагрузок 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. 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 6.1, а. 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 $[\tau] = 12 \dots 15$ МПа. Остальные диаметры шеек валов и их длины определяют конструктивно, используя таблицу 6.2.

Таблица 6.1 – Нагрузки, действующие на вал

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



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_{Π}	$d_{\Pi} = d_K - 5$
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 вала	l_{BK}	Выбираем по ГОСТ 12080–66 в зависимости от d_{BK}
Длина шейки вала под подшипники	l_{Π}	<p>Принимаем равной ширине подшипника $l_{\Pi} = b_{\Pi}$, который предварительно подбираем по диаметру d_{Π} по рекомендациям:</p> <p>если осевая нагрузка отсутствует ($F_a = 0$), то принимаем шариковый радиальный подшипник по ГОСТ 8338–75</p> <p>если осевая нагрузка присутствует ($F_a < 1000$ Н), то принимаем шариковый радиально-упорный подшипник по ГОСТ 831–75</p> <p>если осевая нагрузка присутствует ($F_a > 1000$ Н), то принимаем роликовый радиально-упорный подшипник (конический) по ГОСТ 27365–87.</p> <p>Выписываем условное обозначение выбранного подшипника</p>
Длина шейки вала под колесо	l_K	$l_K = b_K,$ <p>где b_K – ширина ступицы колеса, $b_K = (1,1 \dots 1,4) \cdot b_W$; b_W – ширина зубчатого или червячного колеса, установленного на валу (возможно определение l_K по чертежу колеса, установленного на валу)</p>
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
<p><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 и использовать их в курсовом проекте нельзя</p>		

После определения геометрических параметров вала составляется его расчетная схема, на которой показываются нагрузки, действующие на вал, и расстояния между точками приложения нагрузок и опорами. Пример расчетной схемы показан на рисунке 6.1, б. Для примера, показанного на рисунке 6.1, расстояния между опорами и точками приложения нагрузок определяются по формулам:

$$a = \frac{l_{II}}{2} + l_{III2} + l_B + \frac{l_K}{2}; \quad (6.1)$$

$$b = \frac{l_K}{2} + (5...10) + \frac{l_{II}}{2}; \quad (6.2)$$

$$c = \frac{l_{II}}{2} + l_{III1} + \frac{l_{BK}}{2}. \quad (6.3)$$

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 изгибающих 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 расчетная 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 :

$$M_a = \frac{F_a \cdot d_{кол}}{2}. \quad (6.4)$$

Составляется уравнение моментов сил относительно левой опоры:

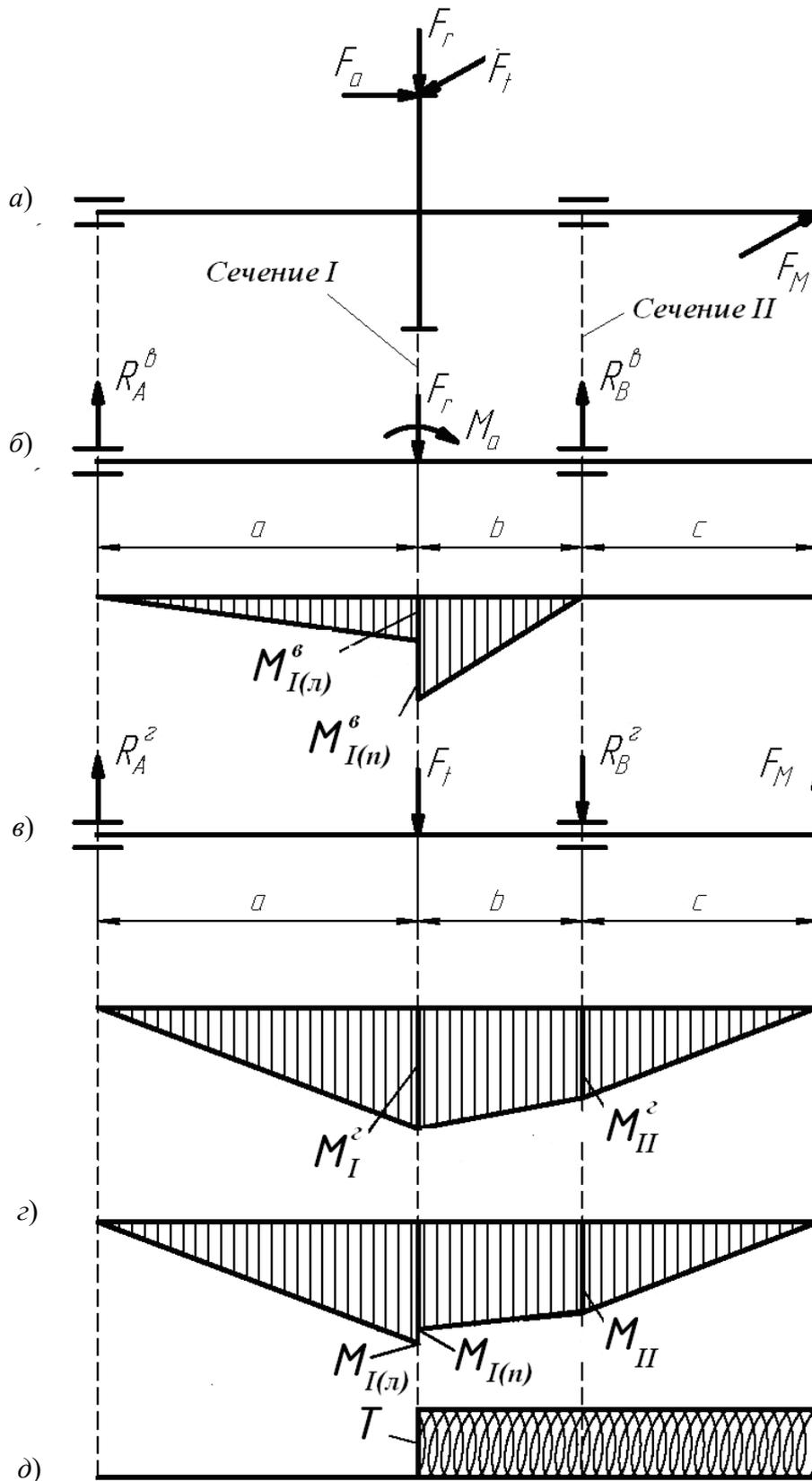
$$\sum M_A = 0: R_B^e \cdot (a + b) - F_r \cdot a - M_a = 0. \quad (6.5)$$

Отсюда выражается реакция R_B^e :

$$R_B^e = \frac{F_r \cdot a + M_a}{(a + b)}. \quad (6.6)$$

Составляется уравнение моментов сил относительно правой опоры:

$$\sum M_B = 0: -R_A^e \cdot (a + b) + F_r \cdot b - M_a = 0. \quad (6.7)$$



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^e :

$$R_A^e = \frac{F_r \cdot b - M_a}{(a + b)}. \quad (6.8)$$

Строится эпюра изгибающих моментов в вертикальной плоскости.
Момент в сечении I (с левой стороны):

$$M_{I(a)}^e = R_A^e \cdot a. \quad (6.9)$$

Момент в сечении I (с правой стороны):

$$M_{I(b)}^e = R_B^e \cdot b. \quad (6.10)$$

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:

$$\sum M_A = 0: -F_t \cdot a - R_B^z \cdot (a + b) + F_m \cdot (a + b + c) = 0. \quad (6.11)$$

Отсюда выражается реакция R_B^z :

$$R_B^z = \frac{F_m \cdot (a + b + c) - F_t \cdot a}{(a + b)}. \quad (6.12)$$

Составляется уравнение моментов сил относительно правой опоры:

$$\sum M_B = 0: F_t \cdot b - R_A^z \cdot (a + b) + F_m \cdot c = 0. \quad (6.13)$$

Отсюда выражается реакция R_A^z :

$$R_A^z = \frac{F_t \cdot b + F_m \cdot c}{(a + b)}. \quad (6.14)$$

Строится эпюра изгибающих моментов в горизонтальной плоскости.
Момент в сечении I:

$$M_I^z = R_A^z \cdot a. \quad (6.15)$$

Момент в сечении II:

$$M_{II}^z = F_m \cdot c. \quad (6.16)$$

Строится эпюра суммарных изгибающих моментов (рисунок 6.2, з).
Момент в сечении I:

$$M_{I(x)} = \sqrt{(M_{I(x)}^e)^2 + (M_I^z)^2} . \quad (6.17)$$

$$M_{I(n)} = \sqrt{(M_{I(n)}^e)^2 + (M_I^z)^2} . \quad (6.18)$$

Момент в сечении II:

$$M_{II} = \sqrt{(M_{II}^e)^2 + (M_{II}^z)^2} . \quad (6.19)$$

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.

Далее для опасного сечения производится проверочный расчет вала на усталостную выносливость. Расчет заключается в определении коэффициента запаса сопротивления усталости S и сравнении его с допусаемым коэффициентом запаса сопротивления усталости $[S]$.

7 Расчет подшипников качения

7.1 Теоретические основы практического занятия

Исходными данными к расчету подшипников качения являются: частота вращения вала n , мин⁻¹, 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 (*отсутствует в цилиндрической прямозубой передаче*), срок службы механизма в часах L_h . Расчет заключается в проверке предварительно подобранного подшипника по динамической C , Н, и статической C_0 , Н, грузоподъемности.

7.2 Алгоритм расчета практического занятия

В начале расчёта определяются нагрузки на подшипники, а потом проверка по грузоподъемности в порядке, представленном в таблице 7.1.

Таблица 7.1 – Порядок определения нагрузок на подшипники

Параметр	Обозначение	Определение параметра
<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	$R_B = \sqrt{(R_B^e)^2 + (R_B^z)^2}$
<i>Осевые нагрузки на подшипники</i> (не определяются для шариковых радиальных подшипников)		
Параметр осевой нагрузки	e	Определяем в зависимости от отношения F_a / C_0
Угол контакта подшипника	α	Выбираем по ГОСТ или таблице ГОСТ для подшипника, предварительно подобранного при расчете вала по его условному обозначению
Коэффициент минимальной осевой силы	e'	$e' = e$ при $\alpha \geq 18^\circ$, $e' = 0,83 \cdot e$ при $\alpha < 18^\circ$
Внутреннее усилие в левом подшипнике	S_A	$S_A = e' \cdot R_A$
Внутреннее усилие в правом подшипнике	S_B	$S_B = e' \cdot R_B$
Осевые нагрузки на подшипники	F_{aA} , F_{aB}	Если $S_A \geq S_B$ и $F_a \geq 0$, то $F_{aA} = S_A$ и $F_{aB} = F_{aA} + F_a$; если $S_A < S_B$ и $F_a \geq S_B - S_A$, то $F_{aA} = S_A$ и $F_{aB} = F_{aA} + F_a$; если $S_A < S_B$ и $F_a < S_B - S_A$, то $F_{aB} = S_B$ и $F_{aA} = F_{aB} - F_a$
<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	$\frac{F_{aA}}{V \cdot R_A}$, $\frac{F_{aB}}{V \cdot R_B}$	Сравниваем отношение $\frac{F_{ai}}{V \cdot R_i}$ с параметром осевой нагрузки e 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°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}	$P_{rA} = (V \cdot X_A \cdot R_A + Y_A \cdot F_{aA}) \cdot K_B \cdot K_T$, $P_{rB} = (V \cdot X_B \cdot R_B + Y_B \cdot F_{aB}) \cdot K_B \cdot K_T$ Дальнейший расчет ведется для подшипника с наибольшей эквивалентной динамической нагрузкой
Ресурс работы подшипника	L	$L = 60 \cdot 10^{-6} \cdot n \cdot L_h$

Окончание таблицы 7.1

Параметр	Обозначение	Определение параметра
Коэффициент долговечности	a_1	$a_1 = 1$ при вероятности безотказной работы $P(t) = 0,9$
Обобщённый 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 грузоподъёмность	C_D	$C_D = P_r \cdot \sqrt[p]{\frac{L}{a_1 \cdot a_{23}}}$
Условие выбора по динамической грузоподъёмности		$C_D < C$ Если условие не выполняется, то подбираем подшипник с большей серией диаметра. Например, если подшипник 6112 не подходит по динамической грузоподъёмности, то подбираем подшипник 6212 или 6312, для которого значение C будет большим
<i>Расчет подшипников по статической грузоподъёмности</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	$P_{0A} = X_0 \cdot R_A + Y_0 \cdot F_{aA},$ $P_{0B} = X_0 \cdot R_B + Y_0 \cdot F_{aB}$ Дальнейший расчет ведется для подшипника с наибольшей эквивалентной статической нагрузкой
Условие выбора по статической грузоподъёмности		$P_0 < C_0.$ Если условие не выполняется, то подбираем подшипник с большей серией диаметра

8 Расчет сварных и резьбовых соединений

8.1 Теоретические основы и примеры расчета сварных соединений

Сварные соединения – это соединения, образованные за счет расплавления материала деталей в зоне их стыка. В машиностроении используются следующие виды сварки: электродуговая, кузнечная, газовая, контактная, сварка трением. Независимо от вида сварки различают три вида сварных соединений: стыковое (детали прилегают друг к другу узкими гранями), нахлесточное (детали прилегают друг к другу широкими гранями), тавровое (одна деталь узкой гранью пристыковывается к широкой грани другой детали).

Стыковые сварные соединения могут разрушаться по шву, месту сплавления металла шва с металлом детали в зоне термического влияния. Зоной термического влияния называют прилегающий к шву участок детали, в котором в

результате нагревания при сварке изменяются механические свойства металла. Практикой установлено, что при качественном выполнении сварки разрушение соединения стальных деталей происходит преимущественно в зоне термического влияния. Поэтому расчет прочности стыкового соединения принято выполнять по размерам сечения детали в этой зоне.

Рассмотрим пример расчета стыкового сварного соединения.

Пример 1 – Две полосы из стали Ст3 (предел текучести $\sigma_T = 220$ МПа) соединены стыковым швом и нагружены моментом M (рисунок 8.1). Определить допустимое значение момента M , если сварка ручная электродуговая электродом Э34.

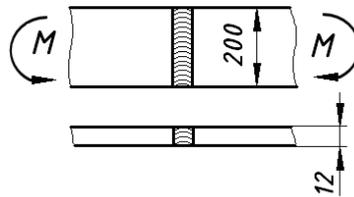


Рисунок 8.1 – Сварное соединение двух полос

Записываем условие прочности соединения на изгиб:

$$\sigma = \frac{M}{W} \leq [\sigma'] \quad (8.1)$$

Задаемся допустимыми напряжениями для сварного шва. Так как при изгибе в зоне термического влияния сварного шва присутствуют напряжения и растяжения и сжатия (рисунок 8.2), то допустимые напряжения будут определяться по выражениям:

– для растянутого участка зоны термического влияния сварного шва

$$[\sigma'] = 0,9[\sigma]_p; \quad (8.2)$$

– для сжатого участка зоны термического влияния сварного шва

$$[\sigma'] = [\sigma]_p, \quad (8.3)$$

где $[\sigma]_p$ – допустимые напряжения на растяжения для материала свариваемых деталей.

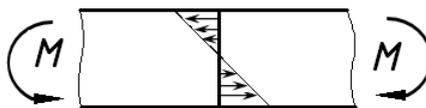


Рисунок 8.2 – Напряжения в зоне термического влияния сварного шва

Определение допускаемого момента производится по наименьшим напряжениям (растяжения), тогда

$$[\sigma'] = 0,9[\sigma]_p = 0,9 \frac{\sigma_T}{s} = 0,9 \cdot \frac{220}{1,5} = 132 \text{ МПа.}$$

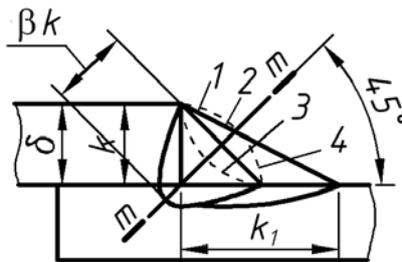
Поперечное сечение сварное соединение представляет собой прямоугольник со сторонами $b = 200$ мм и $\delta = 12$ мм. Осевой момент сопротивления поперечного сечения сварного шва определяется по выражению

$$W = \frac{b^2 \cdot \delta}{6}. \quad (8.4)$$

Тогда подставляя (8.4) в (8.1) и выражая момент M , получаем

$$M = [\sigma'] \cdot W = \frac{[\sigma'] \cdot b^2 \cdot \delta}{6} = \frac{132 \cdot 10^6 \cdot 0,2^2 \cdot 0,012}{6} = 10560 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Нахлесточные сварные соединения выполняются с помощью угловых швов (рисунок 8.3). К основным геометрическим характеристикам поперечного сечения углового шва относятся катет k и расчетная высота шва $\beta \cdot k$. Коэффициент β зависит от технологического процесса сварки и составляет при ручной и многопроходной автоматической или механизированной сварке $\beta = 0,7$, при двух- и трехпроходной механизированной сварке $\beta = 0,8$, при однопроходной автоматической сварке $\beta = 1,1$ и т. д.



1 – нормальный ($k = k_1$); 2 – улучшенный ($k / k_1 = 1:1,5; 1:2$); 3 – вогнутый;
4 – выпуклый

Рисунок 8.3 – Угловые сварные швы

В большинстве случаев $k = \delta_{\min}$, где δ_{\min} – меньшая из толщин свариваемых деталей. Разрушение углового шва происходит по сечению m – m . Площадь опасного сечения шва равна $\beta \cdot k \cdot l$, где l – длина шва.

В зависимости от расположения различают швы *лобовые* и *фланговые*.

Лобовой шов расположен *перпендикулярно*, а *фланговый* – *параллельно* линии действия нагружающей силы. Обычно применяют комбинированное со-

единение фланговыми и лобовыми швами.

Рассмотрим пример расчета нахлесточного сварного соединения.

Пример 2 – Проверить на прочность сварное нахлесточное соединение полосы 8×40 (1) с косынкой (2) из стали Ст3, испытывающих воздействие момента $T = 400 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (рисунок 8.4). Сварка автоматическая под флюсом электродом Э50.

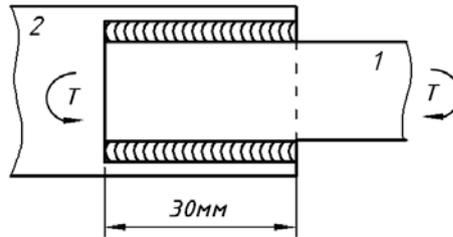


Рисунок 8.4 – Сварное соединение полосы с косынкой

Данное нахлесточное соединение фланговое. Записываем условие прочности соединения [1]:

$$\tau = \frac{T}{\beta \cdot k \cdot l \cdot b} \leq [\tau'], \quad (8.5)$$

где l – длина сварных швов;

b – расстояние между сварными швами.

Определяем допускаемые напряжения для сварного шва. Так как угловые сварные швы рассчитываются по напряжениям среза, то для сварки автоматической под флюсом электродом Э50 допускаемые напряжения будут определяться по выражению

$$[\tau'] = 0,65 [\sigma]_p = 0,65 \cdot \frac{\sigma_T}{s}. \quad (8.6)$$

Принимая предел текучести для стали Ст3 $\sigma_T = 220 \text{ МПа}$, получим

$$[\tau'] = 0,65 \cdot \frac{220}{1,5} = 95,33 \text{ МПа}.$$

Определяем напряжения в сварных швах по выражению (8.5). При этом за катет шва k принимаем толщину полосы, равную 8 мм; длину шва l принимаем равной 30 мм, а расстояние между швами b равным толщине полосы 40 мм.

$$\tau = \frac{400}{0,7 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 30 \cdot 10^{-3} \cdot 40 \cdot 10^{-3}} = 59,52 \cdot 10^6 \text{ Па} = 59,52 \text{ МПа}.$$

Сравниваем полученные напряжения с допускаемыми, делаем вывод, что прочность соединения обеспечена. Сварной шов обладает запасом прочности.

8.2 Теоретические основы расчета резьбовых соединений

Резьбовые соединения являются одними из наиболее распространенных видов разъемных соединений. К ним относятся соединения с помощью болтов, винтов, шпилек, винтовых стяжек и т. д. Резьбовые соединения проектируют таким образом, чтобы стержень болта, винта или шпильки находился под действием только растягивающей нагрузки, действующей по его оси (за исключением случая, когда на соединение действуют силы, сдвигающие детали в стыке, при установке болта без зазора). Различают затянутые и незатянутые резьбовые соединения. Затяжка – это упругая деформация растяжения стержня, возникающая при завинчивании резьбового соединения моментом, приложенным к головке болта (винта) или к гайке при ограничении их осевого перемещения поверхностью соединяемых деталей.

8.3 Алгоритмы решения типовых случаев резьбовых соединений

Пример 1 (расчетный случай: «Болт нагружен только внешней растягивающей нагрузкой»). Резьбовая часть грузовой скобы (рисунок 8.5) имеет резьбу М30. Определить, какую нагрузку она может выдержать, если материал скобы – сталь 45 с пределом текучести $\sigma_T = 360$ МПа.

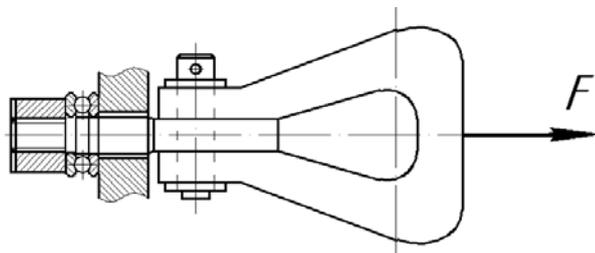


Рисунок 8.5 – Грузовая скоба

Грузовая скоба является грузозахватным приспособлением, предназначенным для подвешивания и удерживания груза. Для обеспечения вращения скобы гайка установлена на упорном подшипнике качения, следовательно, производить затяжку гайки нельзя. Резьбовая часть под действием веса груза F растягивается. Наиболее опасным сечением резьбы является круглое сечение по внутреннему диаметру d_1 .

Запишем условие прочности стержня резьбовой части скобы на растяжение:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma], \quad (8.7)$$

где A – площадь опасного сечения резьбы.

При растягивающей внешней нагрузки без затяжки допускаемые напряжения определяются по выражению

$$[\sigma] = 0,6 \cdot \sigma_T; \quad (8.8)$$

$$[\sigma] = 0,6 \cdot 360 = 216 \text{ МПа.}$$

Для резьбы М30 (при крупном шаге $p = 33,5$ мм) определяем ее внутренний диаметр: $d_1 = 26,21$ мм.

Из условия (8.7) определяем нагрузку:

$$F = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot [\sigma]}{4}; \quad (8.9)$$

$$F = \frac{3,14 \cdot (26,21 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 216 \cdot 10^6}{4} \approx 116482 \text{ Н.}$$

Пример 2 (расчетный случай: «Болт затянут, внешняя нагрузка отсутствует»). Определить допускаемую силу затяжки для болта М12, крепящего крышку подшипника (рисунок 8.6), если материал болта – сталь 35 с пределом текучести $\sigma_T = 300$ МПа. Осевой нагрузкой на подшипнике пренебречь.

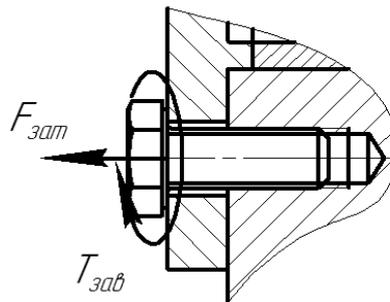


Рисунок 8.6 – Соединение крышки подшипника с корпусом

Данное винтовое соединение должно обеспечивать герметичность подшипникового узла за счет затяжки болта (при этом стык крышки и корпуса сжимается). При затяжке винта в его стержне возникают напряжения от силы затяжки и напряжения от момента завинчивания. Прочность соединения при этом оценивается по эквивалентным напряжениям, при этом условие прочности

$$\sigma = \frac{1,3 \cdot 4 \cdot F_{зат}}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma]. \quad (8.10)$$

При затяжке болтов допускаемые напряжения определяются по выражению

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[s]}, \quad (8.11)$$

где $[s]$ – коэффициент запаса прочности.

При неконтролируемой затяжке коэффициент запаса прочности определяется в зависимости от номинального диаметра резьбы. Для резьб М6...М16 коэффициент $[s] = 5 \dots 4$. Принимаем $[s] = 4,5$, тогда

$$[\sigma] = \frac{300}{4,5} = 66,7 \text{ МПа.}$$

Для резьбы М12 (при крупном шаге $p = 1,75$ мм) определяем ее внутренний диаметр $d_1 = 10,11$ мм.

Из условия (8.10) определяем нагрузку

$$F_{зат} = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot [\sigma]}{1,3 \cdot 4}; \quad F_{зат} = \frac{3,14 \cdot (10,11 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 66,7 \cdot 10^6}{1,3 \cdot 4} \approx 4115 \text{ Н.}$$

Пример 3 (расчетный случай: «Болт затянут, внешняя нагрузка присутствует»). Определить диаметр болта, крепящего расчалку к основанию (рисунок 8.7), нагруженную силами $F = 16$ кН. Материал болта – сталь 35 с пределом текучести $\sigma_T = 300$ МПа. Нагрузка постоянная.

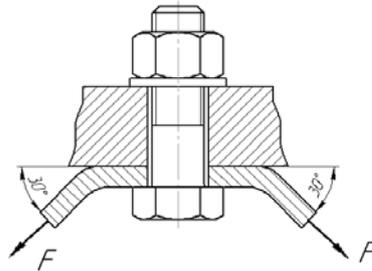


Рисунок 8.7 – Крепление расчалки

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

$$F_{BH} = 2 \cdot F \cdot \sin 30^\circ; \quad (8.12)$$

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

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

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

$$F_B = 1,3 \cdot F_{зам} + \chi \cdot F_{BH}; \quad (8.13)$$

$$F_{CT} = F_{зам} - (1 - \chi) \cdot F_{BH}, \quad (8.14)$$

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

Силу затяжки определяют по выражению

$$F_{зам} = K_{зам} \cdot F_{BH}, \quad (8.15)$$

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 [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.

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

При затяжке болтов допускаемые напряжения определяются по выражению (8.11):

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

Прочность болта будет оцениваться по выражению (8.6), т. к. затяжка учтена при определении расчетной силы F_p , растягивающей болт. Из (8.6) 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 9150–81 подбираем резьбу М24×2 с $d_1 = 21,84$ мм.

Список литературы

1 **Иванов, М. Н.** Детали машин: учебник / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 15-е изд., испр. и доп. – Москва: Юрайт, 2016. – 408 с.: ил.

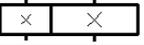
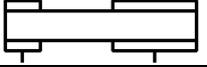
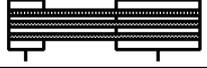
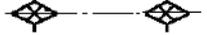
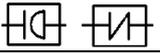
2 **Дунаев, П. Ф.** Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. В. Леликов. – Москва: Высшая школа, 1998. – 447 с.: ил.

3 **Кузьмин, А. В.** Расчёты деталей машин: справочное пособие / А. В. Кузьмин, И. М. Чернин, Б. С. Козинцев. – Минск: Вышэйшая школа, 1986. – 400 с.: ил.

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 – Параметры электродвигателей асинхронных

Обозначение электродвигателя	$P_{эд}$, кВт	$n_{эд}$, мин ⁻¹	Обозначение электродвигателя	$P_{эд}$, кВт	$n_{эд}$, мин ⁻¹
4A71A2Y3	1,1	2840	4A80B6Y3	1,1	930
4A80A2Y3	1,5	2835	4A90L6Y3	1,5	945
4A80B2Y3	2,2	2865	4A100L6Y3	2,2	960
4A90L2Y3	3,0	2905	4A112MA6Y3	3,0	950
4A100S2Y3	4,0	2865	4A112MB6Y3	4,0	950
4A100L2Y3	5,5	2910	4A132S6Y3	5,5	950
4A112M2Y3	7,5	2920	4A132M6Y3	7,5	960
4A132M2Y3	11,0	2930	4A160S6Y3	11,0	960
4A160S2Y3	15,0	2920	4A160M6Y3	15,0	975
4A160M2Y3	18,5	2930	4A180M6Y3	18,5	960
4A180S2Y3	22,0	2920	4A200M6Y3	22,0	975

Окончание таблицы А.2

Обозначение электродвигателя	$P_{эд}$, кВт	$n_{эд}$, мин ⁻¹	Обозначение электродвигателя	$P_{эд}$, кВт	$n_{эд}$, мин ⁻¹
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

Таблица А.3 – Рекомендации по определению передаточного отношения передач

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		$i_T = 0,9 \cdot \sqrt{i_{ред}}$ $i_B = \frac{i_{ред}}{i_T}$
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 цилиндрично-червячный		$i_{цвл} = 1,6 \dots 3,15$ $i_{черв} = \frac{i_{ред}}{i_{цвл}}$

Приложение Б (справочное)

Справочные данные для выполнения расчета зубчатых 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	

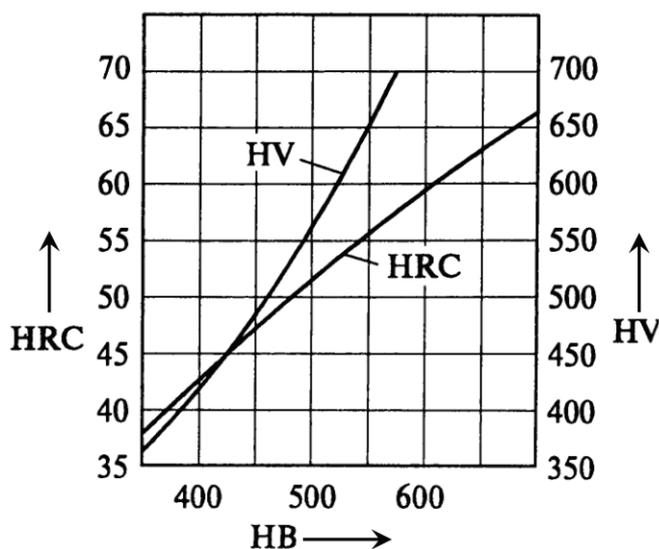


Рисунок Б.1 – Переводной график твердости

Таблица Б.3 – Коэффициенты режима работы для зубчатых передач

Режим работы	Расчёт по контактным напряжениям		Расчёт по напряжениям изгиба			
	Термообработка	μ_H	Термообработка	μ_F	Термообработка	μ_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

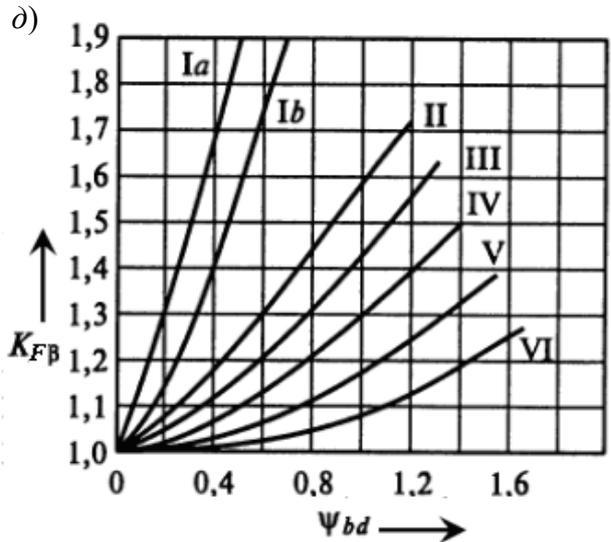
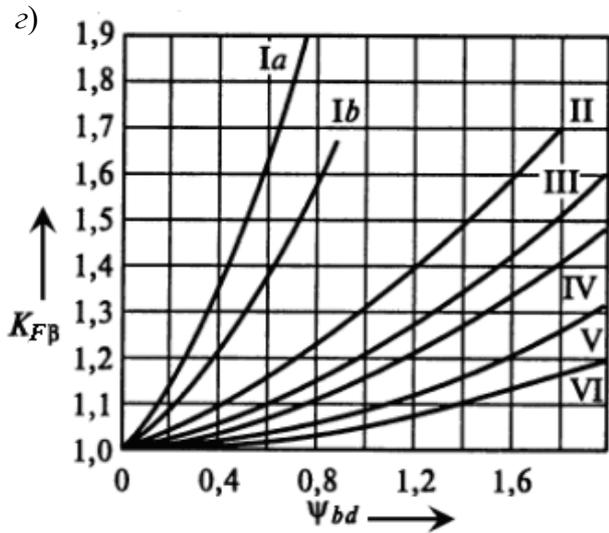
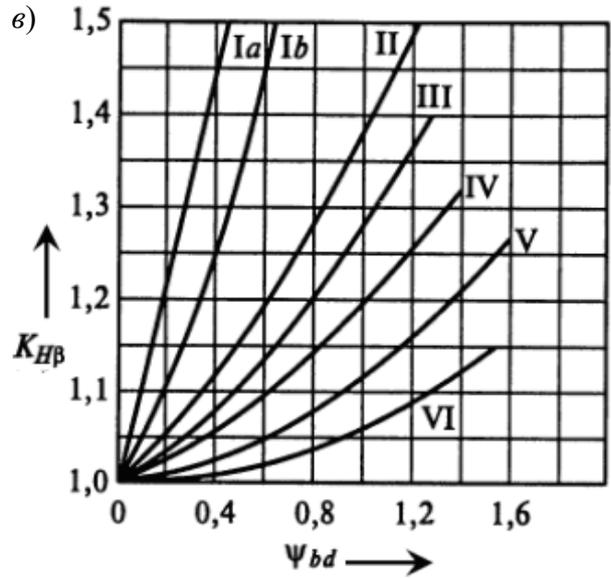
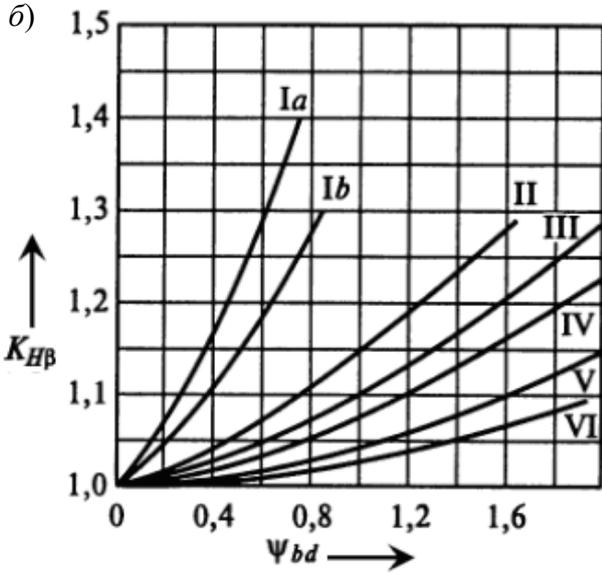
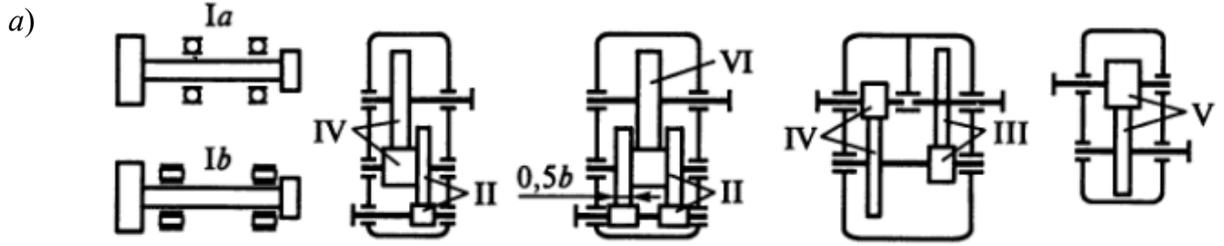
Расположение колес относительно опор в редукторе	Коэффициент ширины колеса	Твердость рабочих поверхностей зубьев	
		$H_2 < 350$ НВ	H_1 и $H_2 > 350$ НВ
Симметричное	ψ_{ba}	0,315...0,5	0,25...0,315
Несимметричное		0,25...0,4	0,2...0,25
Консольное		0,2...0,25	0,15...0,2

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 ψ_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		
<p><i>Примечания</i></p> <p>1 Твердость поверхностей зубьев</p> <p><i>a</i>) $\begin{cases} H_1 \leq 350 \text{ HB}; H_2 \leq 350 \text{ HB}; \\ H_1 \geq 45 \text{ HRC}; H_2 \leq 350 \text{ HB}; \end{cases}$</p> <p><i>б</i>) $H_1 \geq 45 \text{ HRC}; H_2 \geq 45 \text{ HRC}$</p> <p>2 Верхние числа – прямозубые колеса, нижние – косозубые</p>							

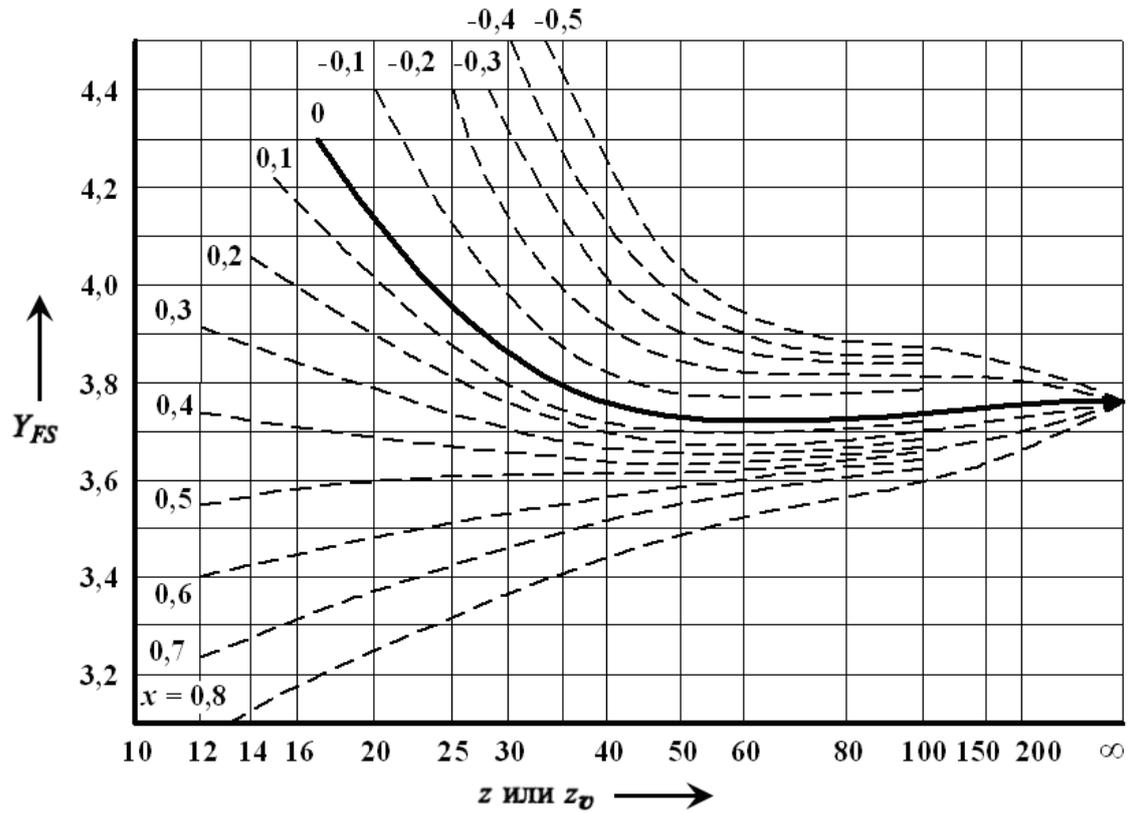


Рисунок Б.3 – Коэффициент формы зуба

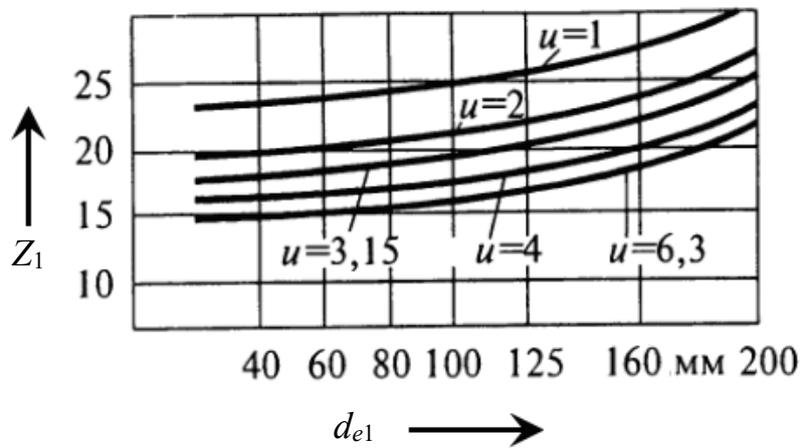


Рисунок Б.4 – Эквивалентное число зубьев

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