

ГОСУДАРСТВЕННОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Основы проектирования машин»

МЕХАНИЧЕСКИЕ ДЕТАЛИ И УЗЛЫ ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ

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



Могилев 2018

Содержание

Введение.....	4
1 Сопротивление материалов. Примеры решения задач.....	5
2 Детали машин. Примеры решения задач.....	13
Список литературы.....	33



Введение

Цель курса «Механические детали и узлы электрооборудования автомобилей» – ознакомить студентов с классическими видами механизмов и их возможностями по преобразованию и получению требуемых перемещений, общими методами оценки параметров движения без учета и с учетом сил, действующих на звенья механизмов, требованиями к точности и прочности составляющих механизмов, с конструкционными материалами и их свойствами, типовыми соединениями деталей, деталями и узлами механизмов, геометрическими, точностными и прочностными расчетами отдельных передаточных механизмов.

Методические рекомендации к практическим занятиям представлены в последовательности изучения дисциплины в соответствии с рабочей программой, в которой изложены сведения из общепрофессиональных дисциплин, таких как «Сопротивление материалов» и «Детали машин».

Методические рекомендации содержат примеры выполнения задач, позволяющие овладеть методикой их решения и приобрести навыки численного анализа механизмов, прочности их звеньев и кинематических пар.

Термины и условные обозначения, применяемые в методических рекомендациях, даны в соответствии с действующими стандартами.



1 Сопротивление материалов. Примеры решения задач

Задача 1. Определить реакции опор балки (рисунок 1.1), если $F_1 = 250$ Н; $F_2 = 300$ Н; $M = 50$ Н·м; $\alpha = 60^\circ$; $a = 0,2$ м; $b = 0,1$ м; $c = 0,15$ м; $d = 0,25$ м.

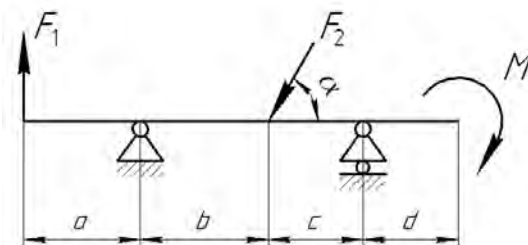


Рисунок 1.1 – Схема нагружения двухопорной балки

Решение

Отбрасываем реакции связей и заменяем их действие реакциями (рисунок 1.2): для левой опоры (шарнирно-неподвижной) R_A^x и R_A^y ; для правой опоры (шарнирно-подвижной) R_B .

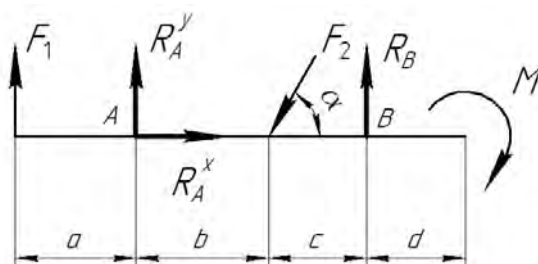


Рисунок 1.2 – Расчетная схема балки

Составляем уравнения равновесия:

– уравнение проекций сил на ось X :

$$\sum F_x = 0, \quad R_A^x - F_2 \cos \alpha = 0; \quad (1.1)$$

– сумма моментов сил относительно точки A :

$$\sum M_A = 0, \quad -F_1 a - F_2 \sin \alpha \cdot b + R_B (b + c) - M = 0; \quad (1.2)$$

– сумма моментов сил относительно точки B :

$$\sum M_B = 0, \quad -F_1 (a + b + c) - R_A^y (b + c) + F_2 \sin \alpha \cdot c - M = 0. \quad (1.3)$$

Из уравнения (1.1) находим реакцию R_A^x :

$$R_A^x = F_2 \cos \alpha = 300 \cos 60^\circ = 150 \text{ Н.}$$

Из уравнения (1.2) определяем реакцию R_B :

$$R_B = \frac{F_1 \cdot a + F_2 \cdot \sin \alpha \cdot b + M}{b + c} = \frac{250 \cdot 0,2 + 300 \sin 60^\circ \cdot 0,1 + 50}{0,1 + 0,15} = 503,92 \text{ Н.}$$

Из уравнения (1.3) находим реакцию R_A^y :

$$R_A^y = \frac{-F_1(a + b + c) + F_2 \sin \alpha \cdot c - M}{b + c} =$$

$$= \frac{-250 \cdot (0,2 + 0,1 + 0,15) + 300 \cdot \sin 60^\circ \cdot 0,15 - 50}{0,1 + 0,15} = -494,16 \text{ Н.}$$

Для проверки правильности решения составляем уравнение проекций сил на ось Y :

$$\sum F_y = 0, \quad F_1 + R_A^y - F_2 \sin \alpha + R_B = 250 - 494,16 - 300 \cdot \sin 60^\circ + 503,92 = 0.$$

Определяем полную реакцию левой опоры A :

$$R_A = \sqrt{(R_A^x)^2 + (R_A^y)^2} = \sqrt{150^2 + (-494,16)^2} = 516,42 \text{ Н.}$$

Задача 2. Определить положение центра тяжести плоского сечения, показанного на рисунке 1.3.

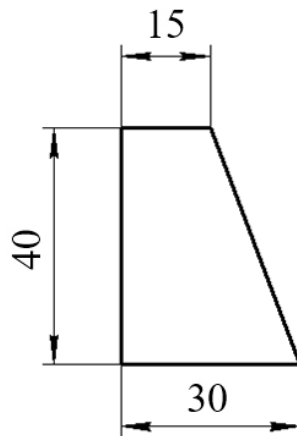


Рисунок 1.3 – Размеры плоского сечения

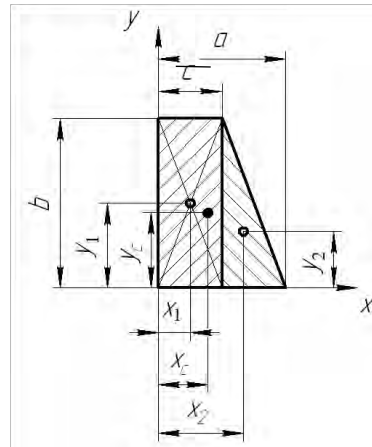


Рисунок 1.4 – Расчетная схема

Решение

Проводим оси x и y и разбиваем сечение на простые фигуры (прямоугольник и треугольник (рисунок 1.4)).

Определяем площади фигур:

– прямоугольника: $A_1 = cb = 15 \cdot 40 = 600 \text{ мм}^2$;

– треугольника: $A_2 = \frac{1}{2} b(a - c) = \frac{1}{2} \cdot 40 \cdot (30 - 15) = 300 \text{ мм}^2$.

Находим расстояние от центров тяжести фигур до осей:

– прямоугольника: $x_1 = \frac{c}{2} = \frac{15}{2} = 7,5 \text{ мм}$, $y_1 = \frac{b}{2} = \frac{40}{2} = 20 \text{ мм}$;

– треугольника (центр тяжести лежит на расстоянии $1/3$ от стороны треугольника) $x_2 = c + (a - c)/3 = 15 + (30 - 15)/3 = 20 \text{ мм}$; $y_2 = b/3 = 40/3 = 13,33 \text{ мм}$.

Записываем выражения для статических моментов инерции (фигуры складываются):

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

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

Отсюда находим

$$y_c = \frac{A_1 \cdot y_1 + A_2 \cdot y_2}{A_1 + A_2} = \frac{600 \cdot 20 + 300 \cdot 13,33}{600 + 300} = 17,77 \text{ мм};$$

$$x_c = \frac{A_1 \cdot x_1 + A_2 \cdot x_2}{A_1 + A_2} = \frac{600 \cdot 7,5 + 300 \cdot 20}{600 + 300} = 11,67 \text{ мм}.$$

Откладываем эти расстояния относительно осей координат и определяем положение центра тяжести.

Задача 3. Ступенчатый брус круглого сечения нагружен силами F_1 , F_2 , F_3 (рисунок 1.5). Найти наиболее нагруженное сечение бруса и проверить его на прочность, если известно, что допускаемое напряжение на растяжение и сжатие $[\sigma_p] = 120 \text{ МПа}$.

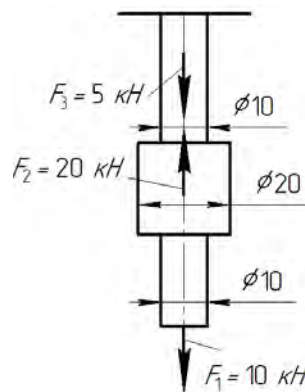


Рисунок 1.5 – Схема прямолинейного ступенчатого бруса

Решение

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

чения и точкам приложения сосредоточенных сил. Брус имеет пять участков (рисунок 1.6, а): участок I (от точки приложения силы F_1 до точки A, в которой изменяется диаметр сечения с 10 мм до 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 20 мм до 10 мм); участок IV (от точки B до точки приложения силы F_3); участок V (от точки приложения силы F_3 до конца бруса).

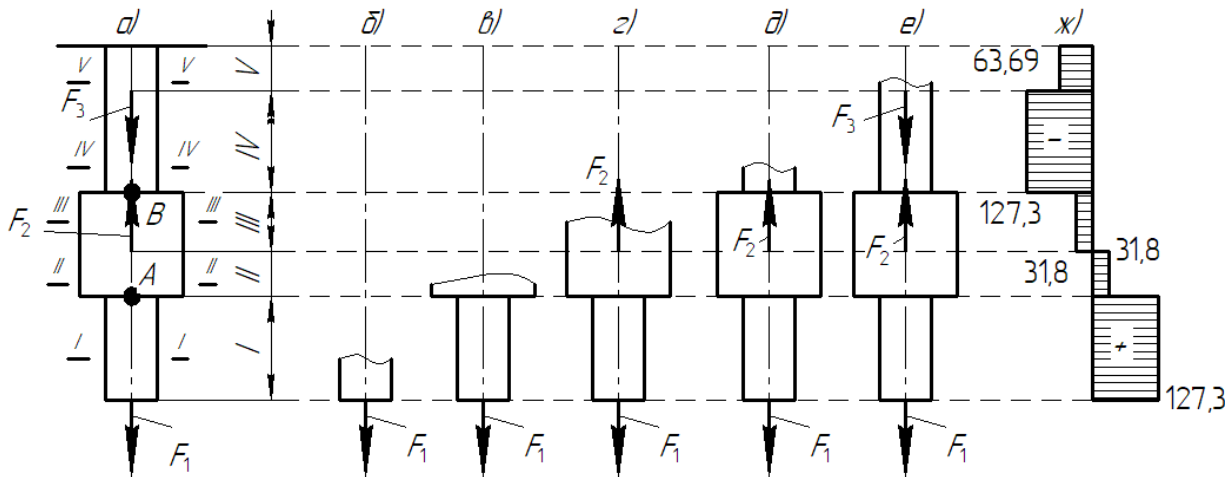


Рисунок 1.6 – Расчетная схема бруса

Определяем напряжения на каждом из указанных участков.

Участок I (рисунок 1.6, б). Проводим сечение I–I и отбрасываем верхнюю часть бруса. На брус на участке I действует сила F_1 , растягивающая брус. Значит, на этом участке результирующая сила $F_I = F_1$. Определяем напряжения на этом участке (усилия подставляем в ньютонах, размеры – в миллиметрах):

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

Участок II (рисунок 1.6, в). Проводим сечение II–II и отбрасываем верхнюю часть бруса. На брус на участке II действует сила F_1 , растягивающая брус. Значит, на этом участке результирующая сила $F_{II} = F_1$. Находим напряжения на этом участке:

$$\sigma_{II} = \frac{4F_{II}}{\pi d_2^2} = \frac{4 \cdot 10 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20^2} = 31,8 \text{ МПа.}$$

Участок III (рисунок 1.6, г). Проводим сечение III–III и отбрасываем 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 $F_{III} = F_1 - F_2$. Вычислим напряжения на этом участке:

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

Участок IV (рисунок 1.6, *д*). Проводим сечение IV–IV и отбрасываем 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 $F_{\text{IV}} = F_1 - F_2$. Определяем напряжения на этом участке:

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

Участок V (рисунок 1.6, *е*). Проводим сечение V–V и отбрасываем 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 $F_{\text{V}} = F_1 - F_2 + F_3$. Вычисляем напряжения на этом участке:

$$\sigma_{\text{V}} = \frac{4F_{\text{V}}}{\pi d_3^2} = \frac{4 \cdot (10 - 20 + 5) \cdot 10^3}{3,14 \cdot 10^2} = -63,69 \text{ МПа.}$$

Строим эпюру напряжений вдоль оси бруса (рисунок 1.6, *ж*). Находим наиболее нагруженные участки (I и IV) и, сравнивая напряжения на них с допускаемыми, делаем вывод о том, что брус не выдержит заданные нагрузки.

Задача 4. Проверить на прочность балку круглого сечения (рисунок 1.7), нагруженную силами $F_1 = 5 \text{ кН}$, $F_2 = 1 \text{ кН}$, $F_3 = 12 \text{ кН}$, $F_4 = 8 \text{ кН}$ и изгибающими моментами $M_1 = 0,2 \text{ кН}\cdot\text{м}$, $M_2 = 0,5 \text{ кН}\cdot\text{м}$. Известны также диаметр балки $d = 40 \text{ мм}$, размеры $a = 0,1 \text{ м}$, $b = 0,2 \text{ м}$, $c = 0,2 \text{ м}$, $d = 0,3 \text{ м}$ и допускаемые напряжения на изгиб $[\sigma_u] = 160 \text{ МПа}$.

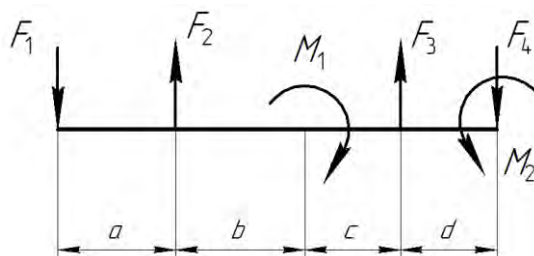


Рисунок 1.7 – Схема нагружения балки

Решение

Разбиваем балку на участки. Границами участков являются точки приложения силовых факторов (сил и изгибающих моментов). Балка имеет четыре участка (рисунок 1.8): участок I (от точки приложения силы F_1 до точки при-

ложения 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).

Определяем изгибающие моменты на каждом из указанных участков (см. рисунок 1.8).

Участок I. Проводим сечение I–I и отбрасываем правую часть балки. На участке 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 этом участке:

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

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

Участок II. Проводим сечение II–II и отбрасываем правую часть балки. На участке 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 берем со знаком «–». Составляем уравнение, по которому изменяется изгибающий момент на указанном участке:

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

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

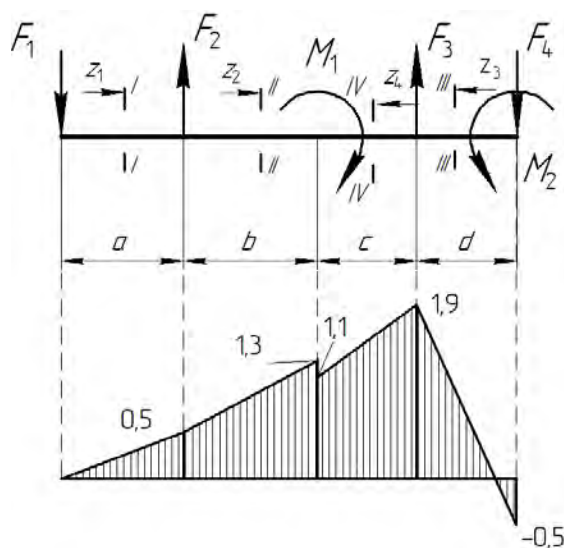


Рисунок 1.8 – Расчетная схема балки

Участок III. Проводим сечение III–III и отбрасываем левую часть балки. На участке 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 берем со знаком «–». Составляем уравнение, по которому изменяется изгибающий момент на участке III:

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

Строим эпюру изгибающих моментов на участке III (в точке приложения силы F_4 и момента M_2 $M_{III} = -0,5$ кН, на расстоянии d $M_{III} = 1,9$ кН·м);

Участок IV. Проводим сечение IV–IV и отбрасываем левую часть балки. На участке 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 берем со знаком «–». Составляем уравнение, по которому изменяется изгибающий момент на участке IV:

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

Строим эпюру изгибающих моментов на участке IV (в точке приложения силы F_3 $M_{IV} = 1,9$ кН·м, на расстоянии c $M_{IV} = 1,1$ кН·м).

По эпюре определяем наибольший момент $M_{\max} = 1,9$ кН·м.

Определяем напряжения изгиба:

$$\sigma_u = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{M_{\max}}{0,2d^3} = \frac{1,9 \cdot 10^6}{0,2 \cdot 40^3} = 148,4 \text{ МПа},$$

где W – осевой момент сопротивления круглого сечения диаметром d ; $W = 0,2 \cdot d^3$.

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

Задача 5. На валу установлены четыре диска, к которым подвешены грузы (рисунок 1.9). Проверить на прочность вал, показанный на рисунке. Известны диаметр вала $d = 75$ мм, диаметры дисков $d_1 = 200$ мм, $d_2 = 150$ мм, $d_3 = 100$ мм,



$d_4 = 250$ мм и вес грузов $F_1 = 20$ кН, $F_2 = 40$ кН, $F_3 = 35$ кН, $F_4 = 40$ кН. Допускаемые напряжения на кручение $[\tau_{кр}] = 25$ МПа.

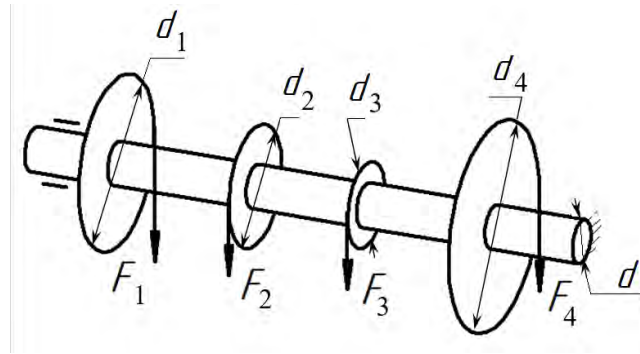


Рисунок 1.9 – Схема нагружения вала

Решение

Определяем крутящие моменты на каждом из четырех дисков:

$$T_1 = F_1 \frac{d_1}{2} = 20 \cdot \frac{0,2}{2} = 2 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$T_2 = F_2 \frac{d_2}{2} = 40 \cdot \frac{0,15}{2} = 3 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$T_3 = F_3 \frac{d_3}{2} = 35 \cdot \frac{0,1}{2} = 1,75 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$T_4 = F_4 \frac{d_4}{2} = 40 \cdot \frac{0,25}{2} = 5 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Строим расчетную схему и эпюру крутящих моментов вала (рисунок 1.10).

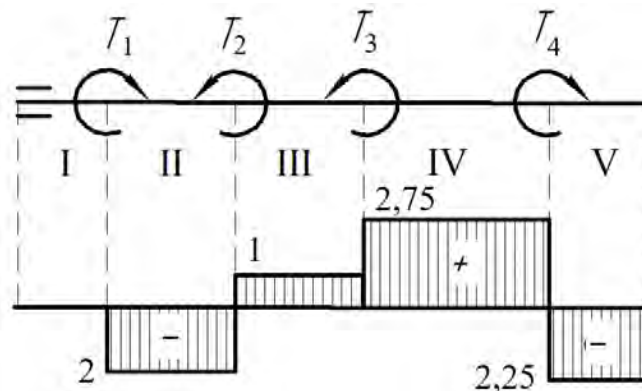


Рисунок 1.10 – Расчетная схема вала

Разбиваем вал на пять участков. Определяем крутящие моменты на каждом из участков.

Участок I. Проводим сечение I–I и отсекаем правую часть $T_I = 0$.

Участок II. Проводим сечение II–II и отсекаем правую часть $T_{II} = -T_1 = -2$ кН·м.

Участок III. Проводим сечение III–III и отсекаем правую часть $T_{III} = -T_1 + T_2 = -2 + 3 = 1$ кН·м.

Участок IV. Проводим сечение IV–IV и отсекаем правую часть $T_{IV} = -T_1 + T_2 + T_3 = -2 + 3 + 1,75 = 2,75$ кН·м.

Участок V. Проводим сечение V–V и отсекаем правую часть $T_V = -T_1 + T_2 + T_3 - T_4 = -2 + 3 + 1,75 - 5 = -2,25$ кН·м.

По эпюре определяем наибольший момент $T_{\max} = T_{IV} = 5$ кН·м.

Записываем условие прочности:

$$\tau_{кр} = \frac{T_{\max}}{W_p} = \frac{T_{\max}}{0,2d^3} = \frac{5 \cdot 10^3 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 75^3} = 59,3 \text{ МПа} > [\tau_{кр}] = 25 \text{ МПа},$$

где W_p – полярный момент сопротивления для стержня круглого сечения диаметром d , $W_p = 0,2 \cdot d^3$

Вывод: вал заданные нагрузки не выдержит.

2 Детали машин. Примеры решения задач

Задача 1. Две полосы из стали Ст 3 соединены стыковым швом и нагружены моментом M (рисунок 2.1). Принимая предел текучести $\sigma_T = 220$ МПа, определить допустимое значение момента M . Сварка ручная электродами Э34.

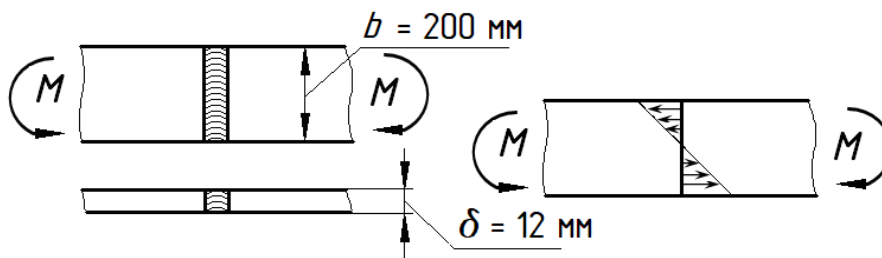


Рисунок 2.1 – Размеры и расчетная схема стыкового сварного соединения

Решение

Определяем допустимые напряжения сварного соединения.
Допустимые напряжения при растяжении материала полос

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



Допускаемые напряжения при растяжении сварного шва $[\sigma] = 0,9[\sigma]_p$.

Допускаемые напряжения при сжатии сварного шва $[\sigma] = [\sigma]_p$.

Так как при изгибе верхняя часть сварного шва испытывает напряжения растяжения, а нижняя напряжения сжатия, за допускаемые принимаем наименьшие из полученных значений.

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

Исходя из условия прочности сварного шва на изгиб

$$M = [\sigma] \cdot W = \frac{[\sigma] \delta b^2}{6} = \frac{132 \cdot 10^6 \cdot 0,012 \cdot 0,2^2}{6} = 10,56 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Задача 2. Рассчитать сварное нахлесточное соединение полосы 8×40 мм с косынкой из стали Ст 3, испытывающих действие крутящего момента $M = 0,4$ кН·м (рисунок 2.2). Сварка автоматическая под флюсом электродом Э50.

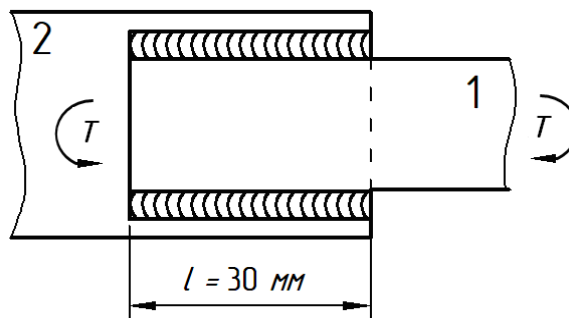


Рисунок 2.2 – Расчетная схема нахлесточного сварного соединения

Решение

Определяем допускаемые напряжения материала полосы и косынки:

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

Допускаемые напряжения сварного шва (при срезе)

$$[\tau] = 0,6[\sigma]_p = 0,6 \cdot 146,6 = 87,96 \text{ МПа.}$$

Записываем условие прочности для данного соединения:

$$\tau = \frac{T}{W_p} \leq [\tau],$$

где W_p – полярный момент сопротивления сечения сварного шва, $W_p = \beta \cdot k \cdot l \cdot b$.

Для сравнительно коротких швов условно полагают, что напряжения направлены вдоль швов и распределены по длине швов равномерно.

Тогда условие прочности запишется в следующем виде:

$$\tau = \frac{T}{\beta k l b} = \frac{0,4 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 0,008 \cdot 0,03 \cdot 0,04} = 59,52 \text{ МПа} \leq [\tau] \approx 88 \text{ МПа} .$$

Вывод: шов выдержит заданную нагрузку.

Задача 3. Проверить тавровое сварное соединение трубы квадратного сечения (рисунок 2.3) на прочность для двух случаев: сварной шов стыковой; сварной шов угловой. Известно, что труба нагружена силой $F = 100$ кН. Материал трубы – сталь Ст 3. Сварка ручная, дуговая, выполнена электродом Э42.

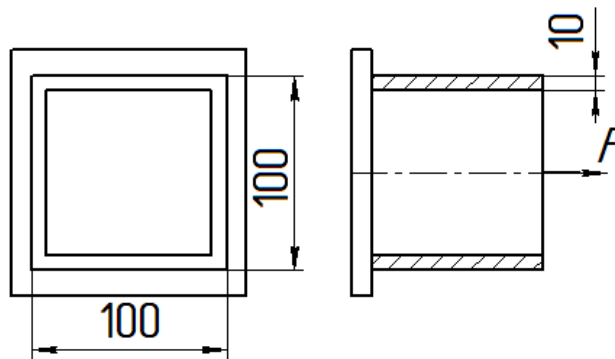


Рисунок 2.3 – Расчетная схема таврового сварного соединения

Решение

Определяем допускаемые напряжения сварного соединения.
Допускаемые напряжения при растяжении материала трубы

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

Допускаемые напряжения при растяжении сварного шва

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

Определяем допускаемые напряжения при срезе сварного шва:

$$[\tau] = 0,6[\sigma]_p = 0,6 \cdot 146,6 = 87,96 \text{ МПа}.$$

Если сварной шов выполнен стыковым, то

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F}{l^2 - (l - 2\delta)^2} = \frac{100 \cdot 10^3}{0,1^2 - (0,1 - 2 \cdot 0,01)^2} = 27,7 \text{ МПа}.$$

Если сварной шов выполнен угловым, то

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F}{4\beta kl} = \frac{100 \cdot 10^3}{4 \cdot 0,7 \cdot 0,01 \cdot 0,1} = 35,71 \text{ МПа.}$$

Задача 4. Определить диаметр винта домкрата (рисунок 2.4), предназначенного для поднятия груза весом $F = 30$ кН, для двух случаев: если винт выполнен с метрической резьбой и если винт выполнен с трапецеидальной резьбой. Найти минимальную высоту резьбовой части домкрата и определить необходимую длину рукоятки в двух случаях резьбы, если допускаемое усилие для рабочего составляет $P = 150$ Н. Домкрат выполнен из стали 45. Коэффициент трения в резьбе $f = 0,18$.

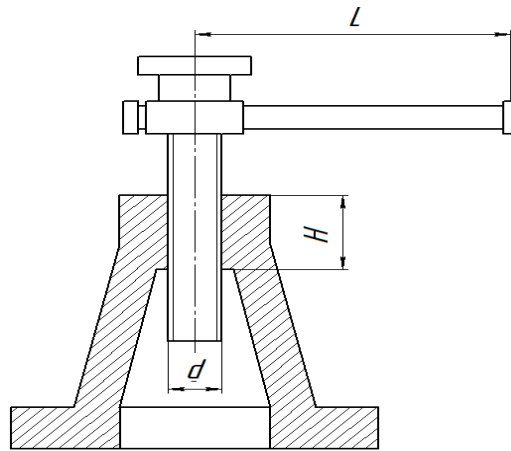


Рисунок 2.4 – Конструктивная схема домкрата

Решение

Требуемый внутренний диаметр резьбы определим исходя из прочности винта на сжатие:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 30 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 216}} = 13,3 \text{ мм,}$$

где $[\sigma]$ – допускаемые напряжения материала винта,

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

Для первого случая по ГОСТ 9150–81 выбираем резьбу метрическую М16 с параметрами $d_1 = 13,835$ мм, $d_2 = 14,701$ мм, $p = 1,5$ мм.

Для второго случая по ГОСТ 9484–81 выбираем резьбу трапецеидальную Тр 16 × 2 с параметрами $d_1 = 14$ мм, $d_2 = 15$ мм, $p = 2$ мм.

Необходимую высоту гайки (минимальную высоту резьбовой части домкрата) для метрической резьбы определяем из условия прочности витков на срез:

$$H = \frac{F}{\pi d_1 [\tau] K K_m} = \frac{30 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 13,835 \cdot 216 \cdot 0,87 \cdot 0,6} = 6,12 \text{ мм},$$

где $[\tau]$ – допускаемые напряжения среза в резьбе, $[\tau] = 0,6\sigma_T = 216 \text{ МПа}$;

K – коэффициент полноты резьбы;

K_m – коэффициент неравномерности нагрузки по виткам резьбы.

Необходимую высоту гайки (минимальную высоту резьбовой части домкрата) для трапецеидальной резьбы находим из условия прочности витков на смятие:

$$H = \frac{2Fp}{\pi d_2 (d - d_1) \cdot [\sigma_{см}]} = \frac{2 \cdot 30 \cdot 10^3 \cdot 2}{3,14 \cdot 15 \cdot (16 - 14) \cdot 480} = 2,65 \text{ мм},$$

где $[\sigma_{см}]$ – допускаемые напряжения смятия в резьбе, $[\sigma_{см}] \approx 0,8 \cdot \sigma_B = 0,8 \cdot 600 = 480 \text{ МПа}$.

Определяем момент завинчивания в первом и втором случаях по формуле

$$T_{зав} = 0,5 F d_2 \cdot [\text{tg}(\psi + \varphi)],$$

где ψ – угол подъема резьбы;

φ – угол трения в резьбе.

Для метрической резьбы

$$\psi = \text{arctg} \frac{p}{\pi d_2} = \text{arctg} \frac{1,5}{3,14 \cdot 14,701} = 1,86^\circ;$$

$$\varphi = \text{arctg} \frac{f}{\cos \gamma} = \text{arctg} \frac{0,18}{\cos 30^\circ} = 11,74^\circ.$$

Для трапецеидальной резьбы

$$\psi = \text{arctg} \frac{p}{\pi d_2} = \text{arctg} \frac{2}{3,14 \cdot 15} = 2,43^\circ;$$

$$\varphi = \text{arctg} \frac{f}{\cos \gamma} = \text{arctg} \frac{0,18}{\cos 15^\circ} = 10,55^\circ.$$

Для домкрата с метрической резьбой

$$T_{зав} = 0,5 F d_2 [\text{tg}(\psi + \varphi)] = 0,5 \cdot 30 \cdot 10^3 \cdot 14,701 \cdot 10^{-3} [\text{tg}(1,86 + 11,74)] = 53,35 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$



Для домкрата с трапецеидальной резьбой

$$T_{зав} = 0,5Fd_2[\operatorname{tg}(\psi + \varphi)] = 0,5 \cdot 30 \cdot 10^3 \cdot 15 \cdot 10^{-3} [\operatorname{tg}(2,43 + 10,55)] = 51,86 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Длина рукоятки:

– для домкрата с метрической резьбой

$$L = \frac{T_{зав}}{P} = \frac{53,34 \cdot 10^3}{150} = 356 \text{ мм};$$

– для домкрата с трапецеидальной резьбой

$$L = \frac{T_{зав}}{P} = \frac{51,86 \cdot 10^3}{150} = 346 \text{ мм}.$$

Задача 5. Резбовая часть грузовой скобы имеет резьбу М30 (рисунок 2.5). Определить, какую нагрузку она может выдержать, если материал скобы – сталь 45.

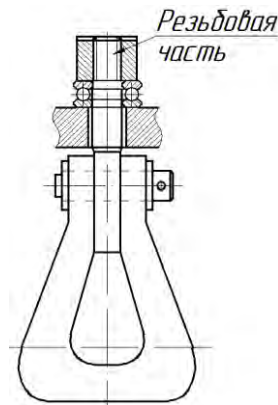


Рисунок 2.5 – Конструктивная схема грузовой скобы

Решение

Определяем допускаемые напряжения для резьбы. Для болтов без затяжки

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

где σ_T – предел текучести материала.

Из условия прочности резьбовой части скобы определяем искомую нагрузку:

$$F = \frac{\pi d_1^2 [\sigma]}{4} = \frac{3,14 \cdot 25,705^2 \cdot 216}{4} = 112093 \text{ Н} = 112 \text{ кН},$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы (по ГОСТ 9150–81 $d_1 = 25,705$ мм).

Задача 6. Определить диаметр болта, крепящего кронштейн (рисунок 2.6). Кронштейн нагружен силой $F = 16$ кН. Материал болта – сталь 35.

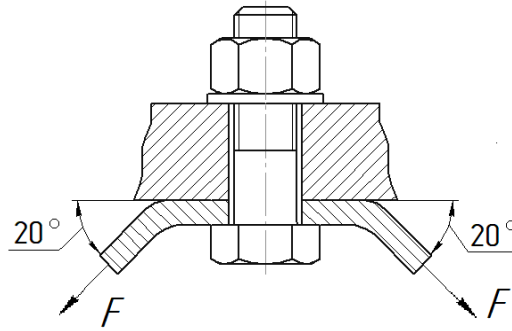


Рисунок 2.6 – Схема болтового крепления кронштейна

Решение

Определяем допускаемые напряжения для предварительно затянутого болта:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[s]} = \frac{300}{2} = 150 \text{ МПа},$$

где $[s]$ – запас прочности для неконтролируемой затяжки, $[s] = 1,5 \dots 2,5$.

Рассчитываем внешнюю нагрузку, действующую на болт:

$$F_B = 2F \sin 30^\circ = 2 \cdot 16 \cdot 0,5 = 16 \text{ кН}.$$

Определяем требуемую силу затяжки:

$$F_{ЗАТ} = K_{ЗАТ} \cdot F_B = 1,5 \cdot 16 = 24 \text{ кН},$$

где $K_{ЗАТ}$ – коэффициент затяжки (при постоянной нагрузке $K_{ЗАТ} = 1,25 \dots 2$).

Расчетная нагрузка, действующая на болт,

$$F_P = F_{ЗАТ} + \chi F_B = 24 + 0,25 \cdot 16 = 28 \text{ кН},$$

где χ – коэффициент внешней нагрузки (при неконтролируемой затяжке $\chi = 0,2 \dots 0,3$).

Из условия прочности резьбовой части болта определяем внутренний диаметр резьбы:

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 F_P}{\pi [\sigma]}} = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot 28 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 150}} = 17,6 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 9150–81 подбираем резьбу М22 с $d_1 = 18,933$ мм.

Задача 7. Спроектировать шпоночное соединение шестерни с валом. Передаваемый момент $T = 150 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Передача работает с небольшими толчками.

Решение

Определяем диаметр вала исходя из его условия прочности на кручение:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{150 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 12}} = 39 \text{ мм},$$

где $[\tau]$ – допускаемые напряжения вала на кручение (для нетрансмиссионных валов $[\tau] = 12 \dots 15 \text{ МПа}$).

По ГОСТ 23360–78 в зависимости от диаметра вала d выбираем шпонку призматическую с размерами поперечного сечения $b \times h = 12 \times 8$ (рисунок 2.7).

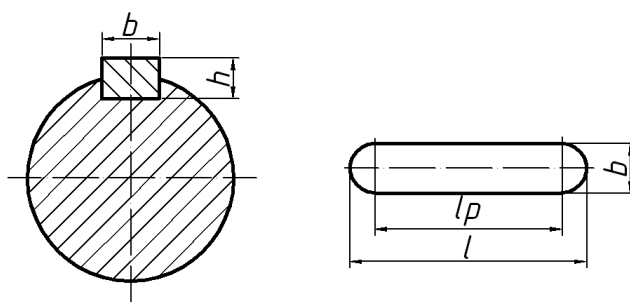


Рисунок 2.7 – Схема сопряжения призматической шпонки с валом

Из условия прочности шпонки выражаем ее рабочую длину:

$$l_p = \frac{4T}{hd[\sigma_{см}]} = \frac{4 \cdot 150 \cdot 10^3}{8 \cdot 39 \cdot 140} = 13,7 \text{ мм},$$

где $[\sigma_{см}]$ – допускаемые напряжения смятия (по [1, с. 78] при посадках с натягом $[\sigma_{см}] = 110 \dots 200 \text{ МПа}$. В зависимости от степени динамической нагрузки (небольшие толчки) принимаем $[\sigma_{см}] = 140 \text{ МПа}$).

Определяем полную длину шпонки:

$$l = l_p + b = 13,7 + 12 = 25,7 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 23360–78 из стандартного ряда длин назначаем длину шпонки $l = 28 \text{ мм}$.

Задача 8. Рассчитать цилиндрическую косозубую передачу, шестерня и колесо которой вращаются с частотами $n_1 = 227 \text{ мин}^{-1}$ и $n_2 = 76 \text{ мин}^{-1}$, с вращающимися моментами $T_1 = 147 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и $T_2 = 408 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Режим работы передачи средний равновероятный. Работа двухсменная, 5 дней в неделю, 6 лет.

Решение

Для изготовления колеса и шестерни выбираем легированную сталь 40X с термообработками [1, таблица 8.8]: для колеса – улучшение до $H = (230...260)$ HB, для шестерни – азотирование поверхностей зубьев до $H = (50...59)$ HRC с пределами прочности и текучести $\sigma_B = 1000$ МПа и $\sigma_T = 800$ МПа (твердость сердцевины зуба (26...30)HRC).

Определяем допускаемые контактные напряжения в следующей последовательности. Пределы контактной выносливости [1, таблица 8.9] для шестерни $\sigma_{H \text{ lim1}} = 1050$ МПа и для колеса $\sigma_{H \text{ lim2}} = 2H + 70 = 2 \cdot 245 + 70 = 560$ МПа, где

$$H = \frac{H_{\min} + H_{\max}}{2} = \frac{230 + 260}{2} = 245 \text{ МПа.}$$

Циклическая долговечность:

– для колеса

$$N_{HG2} = 30H_2^{2,4} = 30 \cdot 245^{2,4} = 1,63 \cdot 10^7;$$

– для шестерни

$$N_{HG1} = 30H_1^{2,4} = 30 \cdot 540^{2,4} = 11,12 \cdot 10^7,$$

где $H_1 = 540$ HB из [1, рисунок 8.40] по значению

$$\text{HRC}_1 = \frac{\text{HRC}_{\min} + \text{HRC}_{\max}}{2} = \frac{50 + 59}{2} = 54,5.$$

Эквивалентное число циклов нагружения зубьев:

– колеса

$$N_{HE2} = \mu_{H2} 60c n_2 t_{\Sigma} = 0,25 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 76 \cdot 24960 = 2,86 \cdot 10^7;$$

– шестерни

$$N_{HE1} = \mu_{H1} 60c n_1 t_{\Sigma} = 0,25 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 227 \cdot 24960 = 8,52 \cdot 10^7,$$

где c – число зацеплений зуба за один оборот шестерни (колеса);

μ_{H1} и μ_{H2} – коэффициенты режима работы зубьев шестерни и колеса [1, таблица 8.10];

t_{Σ} – расчётный срок службы.

$$t_{\Sigma} = N_G N_H N_{DH} N_{CM} t_{CM} = 6 \cdot 52 \cdot 5 \cdot 2 \cdot 8 = 24960 \text{ ч,}$$

где N_G – количество лет службы привода, ($N_G = 6$ по условию задачи);

N_H – количество недель в году, $N_H = 52$;



$N_{дн}$ – количество рабочих дней в неделю ($N_{дн} = 5$ по условию задачи);

$N_{см}$ – количество рабочих смен в день ($N_{см} = 2$ по условию задачи);

$t_{см}$ – количество часов в смену (принимаем $t_{см} = 8$).

Коэффициент долговечности для колеса и шестерни

$$Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HG2}}{N_{HE2}}} = \sqrt[6]{\frac{1,63 \cdot 10^7}{2,86 \cdot 10^7}} = 0,9 \text{ (принимаем 1)} \text{ и } Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{N_{HG1}}{N_{HE1}}} = \sqrt[6]{\frac{11,12 \cdot 10^7}{8,52 \cdot 10^7}} = 1,03.$$

Допускаемые контактные напряжения

– для зубьев колеса

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H \text{ lim}2}}{S_{H2}} Z_{N2} = \frac{560}{1,1} \cdot 1 = 509 \text{ МПа};$$

– для зубьев шестерни

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H \text{ lim}1}}{S_{H1}} Z_{N1} = \frac{1050}{1,2} \cdot 1,03 = 901 \text{ МПа},$$

где S_{H2} и S_{H1} – коэффициенты безопасности [1, таблица 8.9] для колеса и для шестерни, $S_{H2} = 1,1$ и $S_{H1} = 1,2$.

Допускаемые контактные напряжения косозубой передачи

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_H]_2 + [\sigma_H]_1}{2} = \frac{509 + 901}{2} = 705 \text{ МПа, но не более чем } 1,25 \cdot [\sigma_H]_{\text{min}}.$$

В данном случае $1,25[\sigma_H]_{\text{min}} = 1,25 \cdot 509 = 636 \text{ МПа}$, поэтому принимаем $[\sigma_H] = 636 \text{ МПа}$.

Определяем допускаемые напряжения изгиба в следующей последовательности. Пределы изгибной выносливости [1, таблица 8.9]:

– для шестерни

$$\sigma_{F \text{ lim}1} = 12HRC_{\text{сердц}} + 300 = 12 \cdot 28 + 300 = 636 \text{ МПа},$$

где $HRC_{\text{сердц}}$ – средняя твердость сердцевины шестерни,

$$HRC_{\text{сердц}} = \frac{HRC_{\text{сердц min}} + HRC_{\text{сердц max}}}{2} = \frac{26 + 30}{2} = 28;$$

– для колеса

$$\sigma_{H \text{ lim}2} = 1,8 \cdot HB_2 = 1,8 \cdot 245 = 441 \text{ МПа}.$$



Коэффициенты долговечности:

– для колеса

$$Y_{F2} = \sqrt[6]{\frac{N_{FG}}{N_{FE2}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{1,55 \cdot 10^7}} \approx 1;$$

– для шестерни

$$Y_{F1} = \sqrt[6]{\frac{N_{FG}}{N_{FE1}}}; \quad Y_F = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{4,62 \cdot 10^7}} \approx 1,$$

где N_{FG} – циклическая долговечность (для всех сталей $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$);

N_{FE2} и N_{FE1} – эквивалентные числа циклов перемены напряжений изгиба;

для колеса $N_{FE2} = \mu_{F2} 60 c n_2 t_{\Sigma} = 0,14 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 76 \cdot 24960 = 1,55 \cdot 10^7$, для шестерни $N_{FE1} = \mu_{F1} 60 c n_1 t_{\Sigma} = 0,14 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 227 \cdot 24960 = 4,62 \cdot 10^7$ (μ_{F1} и μ_{F2} – коэффициенты режима работы зубьев шестерни и колеса [1, таблица 8.10]).

Допускаемые напряжения изгиба

– для зубьев колеса

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F \text{ lim} 2}}{S_{F2}} Y_A Y_{F2} = \frac{441}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 252 \text{ МПа};$$

– для зубьев шестерни

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{F \text{ lim} 1}}{S_{F1}} Y_A Y_{F1} = \frac{636}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 363 \text{ МПа},$$

где S_{F2} и S_{F1} – коэффициенты безопасности колеса и шестерни [1, таблица 8.9];

Y_A – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки ($Y_A = 1$ – односторонняя нагрузка).

Выполняем проектный расчёт передачи в последовательности.

Делительный диаметр шестерни

$$\begin{aligned} d_1 &= 1,2 \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \psi_{bd}} \cdot \left(\frac{u \pm 1}{u}\right)} = \\ &= 1,2 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 147 \cdot 10^3 \cdot 1,6 \cdot 1,08}{636^2 \cdot 0,598} \cdot \left(\frac{2,987 + 1}{2,987}\right)} = 79,87 \text{ мм}, \end{aligned}$$

где u – передаточное число передачи, $u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{227}{76} = 2,987$;



ψ_{bd} – коэффициент ширины колеса относительно делительного диаметра.

$$\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u+1) = 0,5 \cdot 0,3 \cdot (2,987+1) = 0,598,$$

ψ_{ba} – коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния. Выбираем по [1, таблица 8.4] при несимметричном расположении колёс относительно опор (при твердости зубьев $H < 350$ НВ $\psi_{ba} = 0,25 \dots 0,4$). Принимаем $\psi_{ba} = 0,3$;

$K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки (выбираем по [1, рисунок 8.15] в зависимости от НВ, схемы редуктора и ψ_{bd}). В данном случае $K_{H\beta} = 1,08$;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между одновременно зацепляющимися парами зубьев. Для косозубых передач $K_{H\alpha} = 1 + C(n_{CT} - 5) = 1 + 0,25(9 - 5) = 1,75$, здесь n_{CT} – степень точности (назначаем 9-ю степень точности); $C = 0,25$ при $H < 350$ НВ. Значение $K_{H\alpha}$ не должно превышать 1,6, поэтому принимаем $K_{H\alpha} = 1,6$;

Определяем ширину колеса:

$$b_w = d_1 \psi_{bd} = 79,87 \cdot 0,598 = 47,73 \text{ мм.}$$

Назначаем $b_w = 48$ мм.

Модуль передачи

$$m = \frac{b_w}{\psi_m} = \frac{48}{25} = 1,92 \text{ мм,}$$

где ψ_m – коэффициент модуля (выбираем по [1, таблица 8.5] в зависимости от $H < 350$ НВ из интервала $\psi_m = 30 \dots 20$). Принимаем $\psi_m = 25$.

Из таблицы ГОСТ 9563–80 выбираем модуль $m = 2$ мм.

Принимаем по [1] коэффициент осевого перекрытия $\varepsilon_\beta = 1,2$, тогда угол наклона зубьев

$$\beta = \arcsin \frac{\varepsilon_\beta \pi m}{b_w} = \arcsin \frac{1,2 \cdot 3,14 \cdot 2}{48} = 9,04^\circ.$$

Число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{d_1 \cos \beta}{m} = \frac{79,88 \cdot \cos 9,04^\circ}{2} = 39,04 > z_{\min} = 17, \text{ принимаем } z_1 = 39.$$

Число зубьев колеса $z_2 = z_1 u = 39 \cdot 2,987 = 116,22$, принимаем $z_2 = 116$.

Уточненное передаточное число $u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{116}{39} = 2,97$.



Определяем геометрические параметры передачи.
Межосевое расстояние

$$a_w = \frac{m(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{2 \cdot (39 + 116)}{2 \cdot \cos 9,04^\circ} = 156,95 \text{ мм.}$$

Делительные диаметры:

– шестерни

$$d_1 = \frac{mz_1}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 39}{\cos 9,04^\circ} = 78,98 \text{ мм;}$$

– колеса

$$d_2 = \frac{mz_2}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 116}{\cos 9,04^\circ} = 234,91 \text{ мм.}$$

Диаметры вершин зубьев:

– шестерни

$$d_{a1} = d_1 + 2mh_a^* = 82,98 \text{ мм;}$$

– колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2mh_a^* = 238,91 \text{ мм.}$$

Диаметры впадин зубьев:

– шестерни

$$d_{f1} = d_1 - 2m(h_a^* + c^*) = 73,98 \text{ мм;}$$

– колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2m(h_a^* + c^*) = 229,91 \text{ мм.}$$

Выполняем проверочный расчёт передачи по контактным напряжениям:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 1,18Z_{H\beta} \sqrt{\frac{E_{pp} T_1 K_H}{d_1^2 b_w \sin(2\alpha)} \left(\frac{u+1}{u} \right)} = \\ &= 1,18 \cdot 0,75 \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 147 \cdot 10^3 \cdot 1,83}{78,98^2 \cdot 48 \cdot \sin 40^\circ} \left(\frac{2,97+1}{2,97} \right)} = 554,35 \text{ МПа,} \end{aligned}$$

где $Z_{H\beta}$ – коэффициент повышения прочности косозубых передач по контактным напряжениям,



$$Z_{H\beta} = \sqrt{\frac{\cos^2 \beta}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{\cos^2 9,04^\circ}{1,76}} = 0,75;$$

ε_α – коэффициент торцового перекрытия,

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] (1 + \cos \beta) \cos \beta = \\ &= \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{39} + \frac{1}{116} \right) \right] (1 + \cos 9,04^\circ) \cos(9,04^\circ) = 1,76; \end{aligned}$$

E_{IP} – приведенный модуль упругости (для стали $E_{IP} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа);

K_H – коэффициент расчётной нагрузки,

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} = 1,6 \cdot 1,08 \cdot 1,06 = 1,83;$$

K_{Hv} – коэффициент динамической нагрузки, выбирается по [1, таблица 8.3] в зависимости от степени точности и окружной скорости

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 78,98 \cdot 10^{-3} \cdot 227}{60} = 0,94 \text{ м/с},$$

в данном случае $K_{Hv} = 1,06$.

Получили $\sigma_H = 554,35$ МПа $<$ $[\sigma_H] = 636$ МПа, недогрузка составляет:

$$\Delta_{\sigma_H} = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100\% = \frac{636 - 554,35}{636} \cdot 100\% = 12,8\%,$$

что является недопустимым.

Корректируем ширину колеса:

$$b_w = \left(\frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \right)^2 \cdot b'_w = \left(\frac{554,35}{636} \right)^2 \cdot 48 = 36,47 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_w = 37$ мм.

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 1,18 Z_{H\beta} \cdot \sqrt{\frac{E_{IP} \cdot T_1 \cdot K_H}{d_1^2 \cdot b_w \cdot \sin(2\alpha)} \left(\frac{u+1}{u} \right)} = \\ &= 1,18 \cdot 0,75 \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 147 \cdot 10^3 \cdot 1,83}{78,98^2 \cdot 37 \cdot \sin 40^\circ} \left(\frac{2,97+1}{2,97} \right)} = 631,4 \text{ МПа}. \end{aligned}$$



Недогрузка составляет:

$$\Delta_{\sigma_H} = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} 100 \% = \frac{636 - 631,4}{636} \cdot 100 \% = 0,72 \%.$$

Величина ее не превышает рекомендуемую максимальную недогрузку 5 %.

Выполняем проверочный расчёт передачи по напряжениям изгиба σ_F в следующей последовательности.

$$\sigma_F = \frac{Y_{FS} Y_{F\beta} F_t K_F}{b_w m} \leq [\sigma_H],$$

где Y_{FS} – коэффициент формы зуба (выбираем по [1, рисунок 8.20] в зависимости от коэффициента смещения $x = 0$ и эквивалентного числа зубьев z_v); для

шестерни $Y_{FS1} = 3,78$ при $z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{39}{\cos^3 9,04^\circ} = 39,16$, для колеса $Y_{FS2} = 3,74$

при $z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{116}{\cos^3 9,04^\circ} = 116,48$.

Находим отношение $\frac{Y_{FS}}{[\sigma_F]}$:

– для шестерни

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{FS1}} = \frac{363}{3,78} = 96,03;$$

– для колеса

$$\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{FS2}} = \frac{252}{3,74} = 67,37.$$

Дальнейший расчёт ведем по колесу (с более слабыми зубьями).

Коэффициент повышения прочности косозубых передач по напряжениям изгиба

$$Y_{F\beta} = \frac{K_{F\alpha} \cdot Y_\beta}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1,35 \cdot 0,91}{1,76} = 0,70,$$

где $K_{F\alpha}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между одновременно зацепляющимися парами зубьев (выбирается по [1, таблица 8.7] в зависимости от степени точности и окружной скорости). В данном случае $K_{F\alpha} = 1,35$;

Y_β – коэффициент повышения изгибной прочности вследствие наклона контактной линии к основанию зуба,

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{100} = 1 - \frac{9,04^{\circ}}{100^{\circ}} = 0,91.$$

Окружное усилие на шестерне

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 147 \cdot 10^3}{78,98} = 3722,46 \text{ Н.}$$

Коэффициент расчётной нагрузки

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} = 1,35 \cdot 1,17 \cdot 1,04 = 1,64,$$

где $K_{F\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки (выбирается по [1, рисунок 8.15] в зависимости от НВ, схемы редуктора и ψ_{bd}). В данном случае $K_{F\beta} = 1,17$;

K_{Fv} – коэффициент динамической нагрузки (выбирается по [1, таблица 8.3] в зависимости от степени точности, окружной скорости и твердости зубьев). В данном случае $K_{Fv} = 1,04$.

После подстановки найденных значений параметров формулы по вычислению σ_F получаем

$$\sigma_F = \frac{Y_{FS} Y_{F\beta} F_t K_F}{b_w m} = \frac{3,74 \cdot 0,70 \cdot 3722,46 \cdot 1,64}{37 \cdot 2} = 216 \text{ МПа} \leq [\sigma_F] = 252 \text{ МПа.}$$

Задача 9. Рассчитать клиноременную передачу привода ленточного транспортера. $P_1 = 12$ кВт; $n_1 = 1850$ мин⁻¹; $i_{mp} = 3,7$; натяжение ремня периодическое.

Решение

По [1, рисунок 12.23] в зависимости от мощности P_1 и частоты вращения n_1 выбираем сечение ремня – Б.

По [1, рисунок 12.26] находим диаметр малого шкива $d_1 = 200$ мм и номинальную мощность, передаваемую одним ремнём, $P_0 = 5,8$ кВт.

Рассчитываем геометрические параметры передачи:

– диаметр большого шкива

$$d_2 = d_1 \cdot i_{mp} = 200 \cdot 3,7 = 740 \text{ мм.}$$

Из стандартного ряда выбираем значение $d_2 = 710$ мм и уточняем передаточное отношение:

$$i_p = \frac{d_2}{d_1} = \frac{710}{200} = 3,55.$$

Определяем отклонение передаточного числа от требуемого:



$$\Delta_i = \frac{|i_{mp} - i_p|}{i_{mp}} \cdot 100 \% = \frac{|3,7 - 3,55|}{3,7} \cdot 100 \% = 4 \%,$$

что является допустимым [1, с. 241].

По [1, с. 239] при $i_p = 3,55$ принимаем предварительное межосевое расстояние:

$$a' \approx 0,95 \cdot d_2 = 0,95 \cdot 710 = 674,5 \text{ мм};$$

– длина ремня [1, формула (12.6)]

$$\begin{aligned} l &\approx 2 \cdot a' + 0,5 \cdot \pi(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a'} = \\ &= 2 \cdot 674,5 + 0,5 \cdot 3,14(710 + 200) + \frac{(710 - 200)^2}{4 \cdot 674,5} = 2874 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Принимаем $l_p = 2800$ мм [1, таблица 12.2];

– межосевое расстояние [1, формула (12.7)]

$$\begin{aligned} a &= \frac{2 \cdot l_p - \pi \cdot (d_2 + d_1) + \sqrt{[2 \cdot l_p - \pi \cdot (d_2 + d_1)]^2 - 8 \cdot (d_2 - d_1)^2}}{8} = \\ &= \frac{2 \cdot 2800 - 3,14 \cdot (710 + 200) + \sqrt{[2 \cdot 2800 - 3,14 \cdot (710 + 200)]^2 - 8 \cdot (710 - 200)^2}}{8} = \\ &= 634 \text{ мм}; \end{aligned}$$

– угол обхвата ремнем малого шкива [1, формула (12.5)]

$$\alpha = 180^\circ - \frac{57(d_2 - d_1)}{a} = 180^\circ - \frac{57(710 - 200)}{634} = 134^\circ$$

находится в рекомендуемых пределах (более 20°) [1, формула (12.29)].

Мощность, передаваемая одним ремнём [1, формула (12.28)],

$$P_p = \frac{P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_l \cdot C_i}{C_p} = \frac{5,8 \cdot 0,88 \cdot 1,05 \cdot 1,14}{1,2} = 5,1 \text{ кВт},$$

где C_α – коэффициент угла обхвата (по [1, с. 239] при $\alpha = 134^\circ$ $C_\alpha \approx 0,88$);

C_l – коэффициент длины ремня (по [1, рисунок 12.27] при $l_p = 2800$ мм

$C_l \approx 1,05$);

C_i – коэффициент передаточного отношения (по [1, рисунок 12.28] при



$i = 3,55$ мм $C_i = 1,14$);

C_p – коэффициент режима нагрузки (по [1, с. 239] при нагрузке с умеренными колебаниями $C_p \approx 1,2$).

Необходимое число ремней [1, формула (12.30)]

$$z = \frac{P_1}{P_p \cdot C_z} = \frac{12}{5,1 \cdot 0,95} = 2,48,$$

где C_z – коэффициент числа ремней (по [1, с. 240] при $z = 2 \dots 3$ $C_z = 0,95$).

Принимаем $z = 3$, условие $z < 6(8)$ удовлетворяется [1, формула (12.31)].

Окружная скорость передачи

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,2 \cdot 1850}{60} = 19,36 \text{ м/с.}$$

Сила предварительного натяжения ремней

$$F_0 = \frac{0,85 \cdot P_1 \cdot C_p \cdot C_l}{z \cdot v \cdot C_\alpha \cdot C_i} + F_v = \frac{0,85 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 1,2 \cdot 1,05}{3 \cdot 19,36 \cdot 0,88 \cdot 1,14} + 64,65 = 285,3 \text{ Н,}$$

где F_v – центробежная сила ремня [1, формула (12.13)],

$$F_v = \rho \cdot A \cdot v^2 = 1250 \cdot 138 \cdot 10^{-6} \cdot 19,36^2 = 64,65 \text{ Н;}$$

ρ – плотность материала ремня;

A – площадь поперечного сечения ремня.

Угол между ветвями ремня

$$\beta = 180^\circ - \alpha = 180^\circ - 134^\circ = 46^\circ.$$

Нагрузка на вал

$$F_r = 2 \cdot F_0 \cdot \cos\left(\frac{\beta}{2}\right) - 2 \cdot F_v \cdot z = 2 \cdot 285,3 \cdot \cos(23^\circ) - 2 \cdot 64,65 \cdot 3 = 137,3 \text{ Н.}$$

Задача 10. Рассчитать цепную передачу в приводе цепного транспортёра: $P_1 = 3,4$ кВт; $n_1 = 220$ мин⁻¹; $i = 2,4$; расположение линии центров передачи под углом 15° к горизонту, передача открытая, работает в пыльном помещении в одну смену, регулируется передвижением оси малой звёздочки, цепь роликовая.

Решение

В зависимости от передаточного отношения i по [1, с. 252] выбираем число зубьев малой звёздочки $z_1 = 25$, тогда число зубьев большой звёздочки



$$z_2 = z_1 \cdot i = 25 \cdot 2,4 = 60.$$

По [1, формула (13.5)] принимаем следующую зависимость межосевого расстояния от шага p_u цепи:

$$a = 40 \cdot p_u.$$

Определяем расчётную мощность [1, формула (13.25)]:

$$P_p = P_1 \cdot K_\vartheta \cdot K_z \cdot K_n = 3,4 \cdot 1,3 \cdot 1 \cdot 0,91 = 4,02 \text{ кВт},$$

где K_z – коэффициент числа зубьев [1, с. 256],

$$K_z = \frac{z_{01}}{z_1} = \frac{25}{25} = 1,$$

z_{01} – оптимальное число зубьев, $z_{01} = 25$;

K_n – коэффициент частоты вращения [1, с. 256],

$$K_n = \frac{n_{01}}{n_1} = \frac{200}{220} = 0,91,$$

здесь n_{01} выбирается как ближайшая к заданной частоте вращения малой звёздочки из ряда $n_{01} = 50, 200, 400, 600, 800, 100, 1200, 1600$ мин⁻¹ [1, с. 256];

K_ϑ – коэффициент эксплуатации [1, таблица 13.2],

$$K_\vartheta = K_d \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_{рег} \cdot K_c \cdot K_{реж} = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,3 \cdot 1 = 1,3,$$

где K_d – коэффициент динамической нагрузки;

K_a – коэффициент межосевого расстояния;

K_n – коэффициент наклона передачи к горизонту;

$K_{рег}$ – коэффициент способа регулировки натяжения цепи;

K_c – коэффициент смазки и загрязнения передачи;

$K_{реж}$ – коэффициент режима.

По [1, таблица 13.4] для $n_{01} = 200$ мин⁻¹ и $P_p = 4,02$ кВт назначаем однорядную цепь ПР-19,05-32000 с шагом $p_u = 19,05$ мм. Убеждаемся, что $p_u < [p_u]_{\max} = 50,8$ мм [1, с. 250].

Межосевое расстояние

$$a = 40 \cdot p_u = 40 \cdot 19,05 = 762 \text{ мм}.$$



Окружная скорость [1, формула (13.2)]

$$v = \frac{n_1 \cdot z_1 \cdot p_u}{60} = \frac{220 \cdot 25 \cdot 19,05 \cdot 10^{-3}}{60} = 1,79 \text{ м/с.}$$

Назначаем капельную смазку 10 капель в минуту [1, таблица 13.3].

Число звеньев цепи [1, формула (13.6)]

$$L_p = \frac{2 \cdot a}{p_u} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p_u}{a} = \frac{2 \cdot 762}{19,05} + \frac{25 + 60}{2} + \left(\frac{60 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \cdot \frac{19,05}{762} = 123,2.$$

Округляем полученную величину до целого числа, принимаем $L_p = 123$.

Уточняем значение межосевого расстояния [1, формула (13.7)]:

$$a = \frac{p_u}{4} \cdot \left[L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right] =$$

$$= \frac{19,05}{4} \cdot \left[123 - \frac{25 + 60}{2} + \sqrt{\left(123 - \frac{25 + 60}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{60 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right] = 759 \text{ мм.}$$

Учитывая рекомендации [1, с. 244] по уменьшению межосевого расстояния на $\Delta a = 0,003 \cdot a = 0,003 \cdot 759 \approx 2$ мм, окончательно назначаем $a = 757$ мм.

Диаметр малой звёздочки [1, формула (13.8)]

$$d_1 = \frac{p_u}{\sin\left(\frac{\pi}{z_1}\right)} = \frac{19,05}{\sin\left(\frac{3,14}{25}\right)} = 152 \text{ мм.}$$

Диаметр большой звёздочки [1, формула (13.8)]

$$d_2 = \frac{p_u}{\sin\left(\frac{\pi}{z_2}\right)} = \frac{19,05}{\sin\left(\frac{3,14}{60}\right)} = 364 \text{ мм.}$$

Сила натяжения цепи от центробежных сил [1, формула (13.10)]

$$F_v = q \cdot v^2 = 1,9 \cdot 1,79^2 = 6,1 \text{ Н.}$$



Список литературы

- 1 **Иванов, М. Н.** Детали машин: учебник / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – Москва: Юрайт, 2016. – 408 с.: ил.
- 2 **Ступин, А. В.** Детали машин и механизмов: учебник / А. В. Ступин. – Старый Оскол: ТНТ, 2016. – 208 с.: ил.

