

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Учреждение образования
«Витебский государственный технологический университет»

Детали машин

Рабочая тетрадь для практических занятий для студентов специальностей:

- 1-36 01 01 «Технология машиностроения»;
- 1-36 07 02 «Производство изделий на основе трехмерных технологий»;
- 1-40 05 01-01 «Информационные системы и технологии»;
- 1-50 01 02 «Конструирование и технология швейных изделий»;
- 1-50 02 01 «Конструирование и технология изделий из кожи»,
- 1-50 01 01-01 «Производство текстильных материалов»

Витебск
2020

УДК 621.81

Составители:

В. С. Бабаев, В. Г. Буткевич, А. С. Куландин

Рекомендовано к изданию редакционно-издательским советом УО «ВГТУ», протокол № 1 от 10.09.2020.

Детали машин: рабочая тетрадь для практических занятий / сост. В. С. Бабаев, В. Г. Буткевич, А. С. Куландин. – Витебск: УО «ВГТУ», 2020. – 107 с.

В рабочей тетради представлены расчеты всех видов передач привода для выполнения студентами лабораторных работ по дисциплине «Детали машин». Учебное издание составлено для студентов механических и технологических специальностей дневной и заочной форм обучения.

УДК 621.81

© УО «ВГТУ», 2020

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	4
1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ.....	5
2 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ПРИВОДА	6
3 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ПРИВОДА	10
4 РАСЧЁТ ЗАКРЫТОЙ КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ С КРУГОВЫМИ ЗУБЬЯМИ.....	14
5 РАСЧЁТ ЗУБЧАТО-РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	26
6 РАСЧЁТ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	31
7 РАСЧЁТ ОТКРЫТОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	38
8 РАСЧЁТ ПЛОСКОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ	44
9 РАСЧЁТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	50
10 РАСЧЁТ ЗАКРЫТОЙ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ ЧЕРВЯКОМ	57
11 РАСЧЁТ ЗАКРЫТОЙ ПРЯМОЗУБОЙ КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	67
12 РАСЧЁТ ЗАКРЫТОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	78
13 РАСЧЁТ ОТКРЫТОЙ ПРЯМОЗУБОЙ КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	87
14 РАСЧЁТ ЗАКРЫТОЙ КОСОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	95
ЛИТЕРАТУРА	106

ПРЕДИСЛОВИЕ

В предлагаемой рабочей тетради для студентов специальностей: 1-36 01 01 «Технология машиностроения»; 1-36 07 02 «Производство изделий на основе трехмерных технологий»; 1-40 05 01-01 «Информационные системы и технологии»; 1-50 01 02 «Конструирование и технология швейных изделий»; 1-50 02 01 «Конструирование и технология изделий из кожи»; 1-50 01 01-01 «Производство текстильных материалов» дневной и заочной форм обучения приведены методики кинематического расчета различных передач привода.

Задача издания – изложить учебный материал в форме, наиболее удобной для использования при проектировании машин.

1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Приведенные ниже программы (методики) предназначены для расчета передач привода. Методика изложения материала в издании построена на основе деления расчета на проектировочный и проверочный.

Расчеты передач привода выполняются в следующей последовательности:

- выбираются материалы;
- определяются геометрические размеры зубчатых колес;
- производится проверка передачи на контактную усталость и сопротивления усталости при изгибе.

Точность выполняемых расчетов до двух знаков после запятой, в том числе и геометрических расчетов передач привода.

1.1 Обозначения и сокращения

ДВ – электродвигатель;

С – синхронная (частота вращения);

ОП – открытая передача (ременная, цепная, зубчатая), т. е. передача расположения вне редуктора;

ЗП – закрытая передача (цилиндрическая или коническая зубчатая и червячная), т. е. передача редуктора;

ЦЗП – цилиндрическая зубчатая передача;

КЗП – коническая зубчатая передача;

ЧП – червячная передача;

РП – ременная передача;

ЦП – цепная передача;

ПК – подшипник качения;

М – муфта;

ПР – машинный привод;

Тр – требуемая величина;

Б – быстроходный (входной) вал редуктора;

Т – тихоходный (выходной) вал редуктора;

В – приводной (выходной) вал привода;

1 – индекс, относящийся к ведущему элементу передачи (шестерне);

2 – индекс, относящийся к ведомому элементу передачи (колену);

Н – твердость поверхности зубьев;

min – минимальное значение величины;

max – максимальное значение величины.

2 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ПРИВОДА (с открытой передачей между электродвигателем и редуктором)

Исходные данные для расчета

- мощность на выходном (приводном) валу привода $P_B =$ кВт;
- частота вращения выходного (приводного) вала привода $n_B =$ мин⁻¹;
- режим нагружения (рабочая нагрузка) привода принимается постоянным.

2.1 Порядок кинематического расчёта привода

2.1.1 Принимаем последовательность соединения элементов привода
Дв → ОП → ЗП → СМ → В.

2.1.2 Принимаем значения коэффициентов полезного действия элементов, входящих в привод

$$\eta_{СМ} =$$

$$\eta_{ЗП} =$$

$$\eta_{ОП} =$$

$$\eta_{ПК} =$$

2.1.3 Определение общего КПД привода

$$\eta_{ПР} = \eta_{СМ} \cdot \eta_{ЗП} \cdot \eta_{ОП} \cdot \eta_{ПК}^3 =$$

2.1.4 Определение требуемой мощности электродвигателя, кВт

$$P_{тр.Дв} = \frac{P_B}{\eta_{ПР}} =$$

2.1.5 Предварительно принимаем передаточные числа передач, входящих в привод

$$u'_{ЗП} =$$

$$u'_{OP} =$$

2.1.6 Определение предварительного значения передаточного числа привода

$$u'_{PP} = u'_{3П} \cdot u'_{OP} =$$

2.1.7 Определение требуемой частоты вращения вала электродвигателя, мин⁻¹

$$n_{тр.Дв} = n_B \cdot u'_{PP} =$$

2.1.8 В качестве приводного механизма привода принимаем по каталогу электродвигатель типа АИР с техническими характеристиками:

$$P_{Дв} = \text{кВт} - \text{мощность электродвигателя};$$

$$n_C = \text{мин}^{-1} - \text{синхронная частота вращения электродвигателя};$$

$$n_{Дв} = \text{мин}^{-1} - \text{номинальная частота вращения электродвигателя}.$$

2.1.9 Определение действительного передаточного числа привода

$$u_{PP} = \frac{n_{Дв}}{n_B} =$$

2.1.10 Передаточное число зубчатой передачи редуктора принимаем равным

$$u_{3П} =$$

2.1.11 Определение действительного передаточного числа открытой передачи

$$u_{OP} = \frac{u_{PP}}{u_{3П}} =$$

2.1.12 Передаточные числа передач привода

$$u_{3П} =$$

$$u_{OP} =$$

2.1.13 Определение частот вращения валов привода, мин⁻¹

$$n_{Дв} =$$

$$n_B = \frac{n_{Дв}}{u_{ОП}} =$$

$$n_T = \frac{n_B}{u_{ЗП}} =$$

$$n_B = n_T =$$

2.1.14 Определение мощностей на валах привода, кВт

$$P_{Дв} =$$

$$P_B = P_{Дв} \cdot \eta_{ОП} \cdot \eta_{ПК} =$$

$$P_T = P_B \cdot \eta_{ЗП} \cdot \eta_{ПК} =$$

$$P_B = P_T \cdot \eta_{СМ} \cdot \eta_{ПК} =$$

2.1.15 Определение крутящих (вращающих) моментов на валах привода, Н·мм

$$T_{Дв} = 9550 \cdot \frac{P_{Дв}}{n_{Дв}} \cdot 10^3 =$$

$$T_B = 9550 \cdot \frac{P_B}{n_B} \cdot 10^3 =$$

$$T_T = 9550 \cdot \frac{P_T}{n_T} \cdot 10^3 =$$

$$T_B = 9550 \cdot \frac{P_B}{n_B} \cdot 10^3 =$$

Таблица 2.1 – Кинематические и силовые параметры на валах привода

Параметр	Вал привода			
	Двигателя	Быстроходный редуктора	Тихоходный редуктора	Выходной (приводной)
Расчётная мощность P , кВт				
Частота вращения n , мин ⁻¹				
Крутящий (вращающий) момент T , Н·мм				

3 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ПРИВОДА (с соединительной муфтой между электродвигателем и редуктором)

Исходные данные для расчета

- мощность на выходном (приводном) валу привода $P_B =$ кВт;
- частота вращения выходного (приводного) вала привода $n_B =$ мин⁻¹;
- режим нагружения (рабочая нагрузка) привода принимается постоянным.

3.1 Порядок кинематического расчёта привода

3.1.1 Принимаем последовательность соединения элементов привода Дв → СМ → ЗП → ОП → В.

3.1.2 Принимаем значения коэффициентов полезного действия элементов, входящих в привод

$$\eta_{СМ} =$$

$$\eta_{ЗП} =$$

$$\eta_{ОП} =$$

$$\eta_{ПК} =$$

3.1.3 Определение общего КПД привода

$$\eta_{ПР} = \eta_{СМ} \cdot \eta_{ЗП} \cdot \eta_{ОП} \cdot \eta_{ПК}^3 =$$

3.1.4 Определение требуемой мощности электродвигателя, кВт

$$P_{тр.Дв} = \frac{P_B}{\eta_{ПР}} =$$

3.1.5 Предварительно принимаем передаточные числа передач, входящих в привод

$$u'_{ЗП} =$$

$$u'_{ОП} =$$

3.1.6 Определение предварительного значения передаточного числа привода

$$u'_{\text{ПР}} = u'_{\text{ЗП}} \cdot u'_{\text{ОП}} =$$

3.1.7 Определение требуемой частоты вращения вала электродвигателя, мин^{-1}

$$n_{\text{тр.Дв}} = n_{\text{В}} \cdot u'_{\text{ПР}} =$$

3.1.8 В качестве приводного механизма привода принимаем по каталогу электродвигатель типа АИР с техническими характеристиками:

$P_{\text{Дв}} =$ кВт – мощность электродвигателя;

$n_{\text{С}} =$ мин^{-1} – синхронная частота вращения электродвигателя;

$n_{\text{Дв}} =$ мин^{-1} – номинальная частота вращения электродвигателя.

3.1.9 Определение действительного передаточного числа привода

$$u_{\text{ПР}} = \frac{n_{\text{Дв}}}{n_{\text{В}}} =$$

3.1.10 Передаточное число зубчатой передачи редуктора принимаем равным

$$u_{\text{ЗП}} =$$

3.1.11 Определение действительного передаточного числа открытой передачи

$$u_{\text{ОП}} = \frac{u_{\text{ПР}}}{u_{\text{ЗП}}} =$$

3.1.12 Передаточные числа передач привода

$$u_{\text{ЗП}} =$$

$$u_{\text{ОП}} =$$

3.1.13 Определение частот вращения валов привода, мин^{-1}

$$n_{\text{Дв}} =$$

$$n_B = n_{Дв} =$$

$$n_T = \frac{n_{Дв}}{u_{ЗП}} =$$

$$n_B = \frac{n_T}{u_{ОП}} =$$

3.1.14 Определение мощностей на валах привода, кВт

$$P_{Дв} =$$

$$P_B = P_{Дв} \cdot \eta_{СМ} \cdot \eta_{ПК} =$$

$$P_T = P_B \cdot \eta_{ЗП} \cdot \eta_{ПК} =$$

$$P_B = P_T \cdot \eta_{ОП} \cdot \eta_{ПК} =$$

3.1.15 Определение крутящих (вращающих) моментов на валах привода, Н·мм

$$T_{Дв} = 9550 \cdot \frac{P_{Дв}}{n_{Дв}} \cdot 10^3 =$$

$$T_B = 9550 \cdot \frac{P_B}{n_B} \cdot 10^3 =$$

$$T_T = 9550 \cdot \frac{P_T}{n_T} \cdot 10^3 =$$

$$T_B = 9550 \cdot \frac{P_B}{n_B} \cdot 10^3 =$$

Таблица 3.1 – Кинематические и силовые параметры на валах привода

Параметр	Вал привода			
	Двигателя	Быстроход- ный редуктора	Тихоход- ный редуктора	Выходной (приводной)
Расчётная мощность P , кВт				
Частота вращения n , мин ⁻¹				
Крутящий (вращающий) момент T , Н·мм				

4 РАСЧЁТ ЗАКРЫТОЙ КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ С КРУГОВЫМИ ЗУБЬЯМИ

Исходные данные для расчета

- крутящий момент на шестерне $T_1 =$ н·мм;
- крутящий момент на колесе $T_2 =$ н·мм;
- частота вращения шестерни $n_1 =$ мин⁻¹;
- частота вращения колеса $n_2 =$ мин⁻¹;
- передаточное число передачи $U' =$
- срок службы передачи $L_h =$ ч.

4.1 Проектный расчет передачи

4.1.1 Материал зубчатого колеса – сталь

Термообработка –

Твёрдость $H_2 =$

Механические характеристики, МПа (Н/мм²):

Предел прочности $\sigma_B =$

Предел текучести $\sigma_T =$

4.1.2 Материал шестерни – сталь

Термообработка –

Твёрдость $H_1 =$

Механические характеристики, МПа:

Предел прочности $\sigma_B =$

Предел текучести $\sigma_T =$

4.1.3 Определение средних значений твёрдостей шестерни H_{1cp} и колеса

H_{2cp}

$$H_{1cp} = 0,5(H_{1min} + H_{1max}) =$$

$$H_{2cp} = 0,5(H_{2min} + H_{2max}) =$$

Средние значения твёрдостей, полученные в HRC, перевести в HB и дальнейшие расчёты вести в HB.

4.1.4 Определение чисел циклов перемены контактных напряжений для шестерни N_{HO1} и колеса N_{HO2} , соответствующих пределам выносливости материалов колёс

$$N_{HO1} = 30 \cdot H_{1cp}^{2,4} =$$

$$N_{HO2} = 30 \cdot H_{2cp}^{2,4} =$$

4.1.5 Определение действительного числа циклов перемены напряжений для шестерни

$$N_1 = 60 \cdot n_1 \cdot L_h =$$

4.1.6 Определение действительного числа циклов перемены напряжений для колеса

$$N_2 = 60 \cdot n_2 \cdot L_h =$$

4.1.7 Определение коэффициентов долговечности для шестерни K_{HL1} и колеса K_{HL2} при расчёте по контактным напряжениям

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO1}}{N_1}} =$$

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO2}}{N_2}} =$$

Так как коэффициенты долговечности $K_{HL1} < 1$ и $K_{HL2} < 1$, то принимаем $K_{HL1} = 1$ и $K_{HL2} = 1$.

4.1.8 Определение длительного предела контактной выносливости для активных поверхностей зубьев шестерни $\sigma_{H \lim 1}$ и колеса $\sigma_{H \lim 2}$, МПа:

$$\sigma_{H \lim 1} = 2 \cdot H_{1cp} + 70 =$$

$$\sigma_{H \lim 2} = 2 \cdot H_{2cp} + 70 =$$

4.1.9 Принимаем коэффициенты безопасности для шестерни $[S_H]_1 =$ и колеса $[S_H]_2 =$

4.1.10 Определение допускаемых контактных напряжений для зубьев шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$, МПа:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H \text{ lim}1}}{[S_H]_1} \cdot K_{HL1} =$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H \text{ lim}2}}{[S_H]_2} \cdot K_{HL2} =$$

4.1.11 Определение среднего значения допускаемого контактного напряжения $[\sigma_H]$ из полученных значений для шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$, МПа:

$$[\sigma_H] = 0,5 \cdot ([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) =$$

4.1.12 Определение предельного допускаемого контактного напряжения $[\sigma_H]$, МПа:

$$[\sigma_H] = 1,15 \cdot [\sigma_H]_2 =$$

4.1.13 Принимаем в качестве расчетного допускаемого контактного напряжения конической передачи с круговыми зубьями $[\sigma_H] =$ МПа, меньшее значение из среднего и предельного допускаемого контактного напряжения.

4.1.14 Принимаем число циклов перемены напряжений изгиба, соответствующее пределу выносливости для материалов шестерни и колеса, равным $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$.

4.1.15 Принимаем исходя из термообработки зубчатых колёс показатель степени в уравнении кривой усталости $m_1 =$, $m_2 =$.

4.1.16 Определение коэффициентов долговечности для шестерни K_{FL1} и колеса K_{FL2} при расчете по напряжениям изгиба:

$$K_{FL1} = \sqrt[m_1]{\frac{N_{F0}}{N_1}} =$$

$$K_{FL2} = \sqrt[m_2]{\frac{N_{F0}}{N_2}} =$$

Так как коэффициенты долговечности $K_{FL1} < 1$ и $K_{FL2} < 1$, то принимаем $K_{FL1} = 1$ и $K_{FL2} = 1$.

4.1.17 Определение пределов выносливостей активных поверхностей зубьев по напряжениям изгиба для шестерни $\sigma_{F\lim1}$ и колеса $\sigma_{F\lim2}$, МПа:

$$\sigma_{F\lim1} = 1,8 \cdot H_{1cp} =$$

$$\sigma_{F\lim2} = 1,8 \cdot H_{2cp} =$$

Если в качестве термообработки колеса (колёс) принимается закалка, то предел выносливости не рассчитывается, а принимается равным $\sigma_{Flim} = 650$ МПа.

4.1.18 Принимаем коэффициенты безопасности для шестерни $[S_F]_1 = 1,75$ и колеса $[S_F]_2 = 1,75$.

4.1.19 Принимаем коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (реверс) $Y_A = 1$.

4.1.20 Определение допускаемых напряжений изгиба для зубьев шестерни $[\sigma_F]_1$ и колеса $[\sigma_F]_2$, МПа:

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F\lim1}}{[S_F]_1} \cdot K_{FL1} \cdot Y_A =$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F\lim2}}{[S_F]_2} \cdot K_{FL2} \cdot Y_A =$$

4.1.21 Принимаем коэффициент ширины зубчатого венца передачи относительно внешнего конусного расстояния $K_{be} = 0,285$.

4.1.22 Определение значения коэффициента, характеризующего повышение прочности (нагрузочной способности) конической передачи с круговыми зубьями ν_H по сравнению с прямозубой конической передачей:

$$\nu_H =$$

Расположение конической шестерни относительно опор принимаем консольным.

4.1.23 Принимаем приведённый модуль упругости для стальных колёс $E_{np} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

4.1.24 Принимаем предварительное значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине колеса $K'_{H\beta} =$

4.1.25 Определение предварительного значения внешнего делительного диаметра зубчатого колеса d'_{e2} из условия контактной усталости (прочности) зубьев, мм:

$$d'_{e2} = 1,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{\text{ПР}} \cdot T_2 \cdot U' \cdot K'_{H\beta}}{v_H \cdot [\sigma_H]^2 \cdot (1 - K_{be}) \cdot K_{be}}} =$$

4.1.26 Определение предварительного значения внешнего конусного расстояния передачи R'_e , мм:

$$R'_e = 0,5 \cdot d'_{e2} \cdot \frac{\sqrt{(U')^2 + 1}}{U'} =$$

4.1.27 Определение предварительного значения ширины венца зубчатого колеса передачи b' , мм:

$$b' = K_{be} \cdot R'_e =$$

4.1.28 Полученное значение ширины венца зубчатого колеса $b' =$ мм округлить до ближайшего стандартного значения $b =$ мм из ряда нормальных линейных размеров.

4.1.29 Определение предварительного значения внешнего окружного модуля передачи m'_{te} , мм:

$$m'_{te} = \frac{b}{10} =$$

4.1.30 Полученное значение внешнего окружного модуля передачи $m'_{te} =$ округляем до ближайшего большего стандартного значения $m_{te} =$

4.1.31 Определение предварительного значения внешнего делительного диаметра шестерни, мм

$$d'_{e1} = \frac{d'_{e2}}{U'} =$$

4.1.32 Определение предварительного значения числа зубьев шестерни

$$Z'_1 = \frac{d'_{e1}}{m_{t\beta}} =$$

4.1.33 Полученное значение числа зубьев шестерни $Z'_1 =$ округляем до ближайшего целого числа $Z_1 = > Z_{\min} = 15$.

4.1.34 Определение предварительного значения числа зубьев колеса Z'_2

$$Z'_2 = Z_1 \cdot U' =$$

4.1.35 Полученное значение числа зубьев колеса $Z'_2 =$ округлить до ближайшего целого числа $Z_2 =$

4.1.36 Определение действительного передаточного числа зубчатой передачи

$$U = \frac{Z_2}{Z_1} =$$

4.1.37 Определение отклонения действительного передаточного числа передачи $U =$ от заданного $U' =$

$$\Delta U = \frac{|U - U'|}{U'} \cdot 100\% =$$

4.1.38 Определение действительного значения внешнего конусного расстояния передачи R_e , мм

$$R_e = 0,5 \cdot m_{t\beta} \cdot \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} =$$

4.1.39 Проверка выполнения условия

$$\frac{b}{R_e} =$$

4.1.40 Определение среднего конусного расстояния передачи

$$R_m = R_e - 0,5 \cdot b =$$

4.1.41 Определение угла делительного конуса колеса, град.

$$\delta_2 = \arctg U =$$

4.1.42 Определение угла делительного конуса шестерни, град.

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 =$$

4.1.43 Принимаем средний угол наклона зубьев колёс передачи $\beta_n = 35^\circ$.

4.1.44 Определение внешней высоты головки зубьев шестерни $h_{a\beta 1}$ и колеса $h_{a\beta 2}$, мм

$$h_{a\beta 1} = h_{a\beta 2} = m_{t\beta} \cdot \cos \beta_n =$$

4.1.45 Определение внешней высоты ножки зубьев шестерни $h_{f\beta 1}$ и колеса $h_{f\beta 2}$, мм

$$h_{f\beta 1} = h_{f\beta 2} = m_{t\beta} \cdot (\cos \beta_n + 0,2) =$$

4.1.46 Определение внешней высоты зубьев шестерни $h_{\epsilon 1}$ и колеса $h_{\epsilon 2}$, мм

$$h_{\epsilon 1} = h_{\epsilon 2} = 2 \cdot m_{t\beta} \cdot (\cos \beta_n + 0,1) =$$

4.1.47 Определение внешних делительных диаметров шестерни $d_{\epsilon 1}$ и колеса $d_{\epsilon 2}$, мм

$$d_{\epsilon 1} = m_{t\beta} \cdot Z_1 =$$

$$d_{\epsilon 2} = m_{t\beta} \cdot Z_2 =$$

4.1.48 Определение внешних диаметров вершин зубьев шестерни $d_{a\beta 1}$ и колеса $d_{a\beta 2}$, мм

$$d_{a\beta 1} = d_{\epsilon 1} + 2 \cdot h_{a\beta 1} \cdot \cos \delta_1 =$$

$$d_{a\beta 2} = d_{\epsilon 2} + 2 \cdot h_{a\beta 2} \cdot \cos \delta_2 =$$

4.1.49 Определение внешних диаметров впадин зубьев шестерни $d_{f\delta 1}$ и колеса $d_{f\delta 2}$, мм

$$d_{f\delta 1} = d_{\delta 1} - 2 \cdot h_{f\delta 1} \cdot \cos \delta_1 =$$

$$d_{f\delta 2} = d_{\delta 2} - 2 \cdot h_{f\delta 2} \cdot \cos \delta_2 =$$

4.1.50 Определение среднего нормального модуля зацепления m_{nm} , мм

$$m_{nm} = m_{t\delta} \cdot \left(1 - \frac{0,5 \cdot b}{R_\delta} \right) \cdot \cos \beta_n =$$

4.1.51 Определение средних делительных диаметров шестерни d_{m1} и колеса d_{m2} , мм

$$d_{m1} = \frac{m_{nm} \cdot z_1}{\cos \beta_n} =$$

$$d_{m2} = \frac{m_{nm} \cdot z_2}{\cos \beta_n} =$$

4.2 Проверочный расчет передачи

4.2.1 Определение окружной скорости зубчатых колёс, м/с

$$V = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} =$$

4.2.2 Назначаем степень точности передачи $ST=$ в зависимости от окружной скорости зубчатых колёс $V =$

4.2.3 Определение значения коэффициента ширины венца зубчатого колеса относительно среднего делительного диаметра шестерни

$$\Psi_{bd} = \frac{b}{d_{m1}} =$$

4.2.4 Принимаем значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине колеса $K_{H\beta} =$

4.2.5 Принимаем значение коэффициента динамической нагрузки передачи $K_{HV} =$

4.2.6 Принимаем значение коэффициента, учитывающего распределение нагрузки между зубьями передачи $K_{Ha} =$

4.2.7 Определение коэффициента нагрузки передачи

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{Ha} \cdot K_{HV} =$$

4.2.8 Принимаем угол зацепления (профиля делительный) $\alpha_w = 20^\circ$

4.2.9 Определение действительного контактного напряжения в зацеплении зубчатых колёс, МПа

$$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{E_{IP} \cdot T_1 \cdot K_H \cdot \sqrt{U^2 + 1}}{\nu_H \cdot d_{m1}^2 \cdot b \cdot \sin(2 \cdot \alpha_w) \cdot U}} =$$

4.2.10 Определение отклонения действительного контактного напряжения в зацеплении зубчатых колёс $\sigma_H =$ от расчётного допускаемого $[\sigma_H] =$

$$\frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100\% =$$

4.2.11 Определение окружной силы в зацеплении зубчатых колёс, н

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m1}} =$$

4.2.12 Определение радиальной силы на шестерне передачи F_{r1} , равной осевой силе на колесе передачи F_{a2} , н

$$F_{r1} = F_{a2} = \frac{F_t}{\cos \beta_n} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_w \cdot \cos \delta_1 - \sin \beta_n \cdot \sin \delta_1) =$$

4.2.13 Определение осевой силы на шестерне передачи F_{a1} , равной радиальной силе на колесе передачи F_{r2} , н

$$F_{a1} = F_{r2} = \frac{F_t}{\cos \beta_n} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_w \cdot \sin \delta_1 + \sin \beta_n \cdot \cos \delta_1) =$$

4.2.14 Определение эквивалентных чисел зубьев шестерни Z_{V1} и колеса Z_{V2}

$$Z_{V1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cdot (\cos \beta_n)^3} =$$

$$Z_{V2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2 \cdot (\cos \beta_n)^3} =$$

4.2.15 Принимаем в зависимости от эквивалентных чисел зубьев шестерни $Z_{V1} =$ и колеса $Z_{V2} =$ значения коэффициентов формы зубьев шестерни $Y_{F1} =$ и колеса $Y_{F2} =$

4.2.16 Определение значения коэффициента, характеризующего повышение прочности (нагрузочной способности) конической передачи с круговыми зубьями ν_F по сравнению с прямозубой конической передачей $\nu_F =$

4.2.17 Принимаем значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого колеса $K_{F\beta} =$

4.2.18 Принимаем значение коэффициента динамической нагрузки передачи $K_{FV} =$

4.2.19 Принимаем значение коэффициента, учитывающего распределение нагрузки между зубьями $K_{F\alpha}$; для конических колёс с круговыми зубьями, имеющими точечный начальный контакт, принимаем значение коэффициента $K_{F\alpha} = 1$.

4.2.20 Определение коэффициента нагрузки передачи

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot K_{F\alpha} =$$

4.2.21 Определение менее прочного звена передачи (шестерня – 1 или колесо – 2) по отношениям

$$\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}} =$$

$$\frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}} =$$

Менее прочным звеном передачи будет колесо (шестерня), так как для него указанное соотношение получилось меньше.

4.2.22 Определение действительного напряжения изгиба менее прочного звена передачи колеса (шестерни) $\sigma_{F2}(\sigma_{F1})$ и сравниваем с допускаемым напряжением изгиба колеса $[\sigma_F]_2$ (шестерни $[\sigma_F]_1$), Мпа

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F}{d_F \cdot b \cdot m_{nm}} =$$

Таблица 4.1 – Геометрические размеры, кинематические и силовые параметры конической передачи с круговыми зубьями

Параметр	Значение
Число зубьев шестерни Z_1	
Число зубьев колеса Z_2	
Внешний окружной модуль передачи m_{te} , мм	
Угол делительного конуса шестерни δ_1 , град.	
Угол делительного конуса колеса δ_2 , град.	
Внешний делительный диаметр шестерни d_{e1} , мм	
Внешний делительный диаметр колеса d_{e2} , мм	
Внешнее конусное расстояние передачи R_e , мм	
Ширина венца зубчатого колеса передачи b , мм	
Угол наклона зубьев колёс β_n	
Окружная скорость зубчатых колёс передачи V , м/с	
Степень точности передачи ST	
Окружная сила в зацеплении зубчатых колёс F_t , н	
Расчётное допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$, н/мм ²	
Действительное контактное напряжение в зубчатом зацеплении, σ_H , н/мм ²	
Допускаемое напряжение изгиба для зубьев колеса $[\sigma_F]_2$, н/мм ²	
Действительное напряжение изгиба для зубьев колеса, σ_{F2} , н/мм ²	

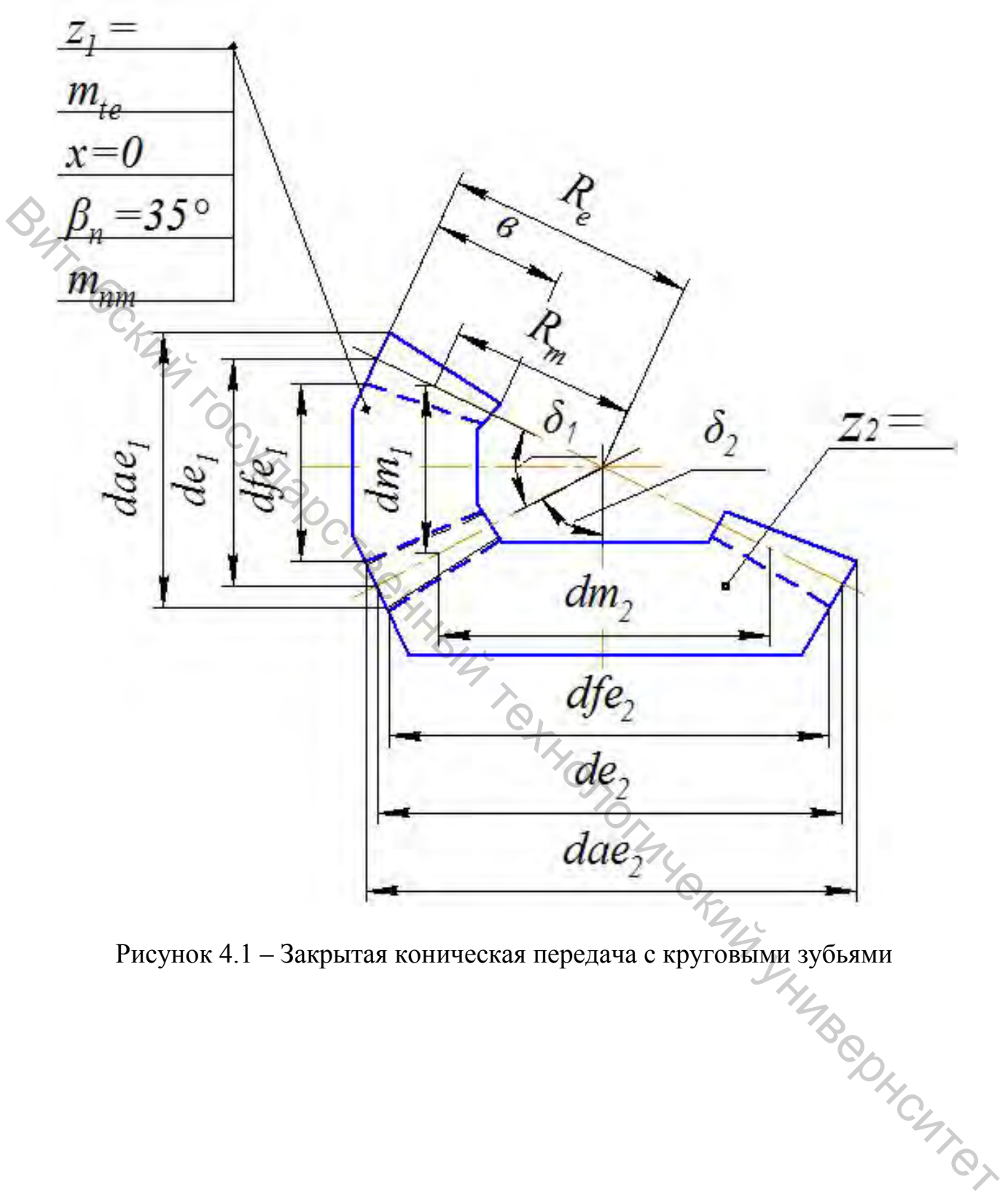


Рисунок 4.1 – Закрытая коническая передача с круговыми зубьями

5 РАСЧЁТ ЗУБЧАТО-РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные для расчёта

- мощность на валу ведущего шкива передачи $P_1 =$ кВт;
- частота вращения ведущего шкива передачи $n_1 =$ мин⁻¹;
- крутящий (вращающий) момент на ведущем валу передачи $T_1 =$ н·м;
- передаточное число передачи $U' =$
- угол наклона передачи к горизонту $\alpha =$ град.;
- режим работы передачи –

5.1 Проектный расчёт передачи

5.1.1 Принимаем в качестве тягового органа передачи зубчатый ремень с трапецеидальной формой зубьев.

5.1.2 Принимаем значение коэффициента $C_p =$, учитывающего динамичность нагружения передачи и режим её работы.

5.1.3 Для ремня с трапецеидальной формой зубьев принимаем значение коэффициента, учитывающего профиль зубьев ремня $K = 35$.

5.1.4 Определение требуемого модуля зацепления m' из условия усталостной прочности зубьев ремня, мм

$$m' = K \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot C_p}{n_1}} =$$

5.1.5 Полученное значение требуемого модуля зацепления $m' =$ мм округляем до ближайшего стандартного значения модуля $m =$ мм.

5.1.6 Для стандартного модуля зацепления $m =$ мм принимаем значение шага зубьев ремня $t_p =$ мм.

5.1.7 Для частоты вращения ведущего шкива $n_1 =$ мин⁻¹ модуля зацепления $m =$ мм принимаем число зубьев ведущего шкива передачи $Z_1 =$

5.1.8 Определение предварительного значения числа зубьев Z'_2 ведомого шкива передачи

$$Z'_2 = Z_1 \cdot U' =$$

5.1.9 Предварительное значение числа зубьев Z'_2 ведомого шкива округляем до ближайшего целого числа $Z_2 =$

5.1.10 Определение действительного значения U передаточного числа передачи

$$U = \frac{Z_2}{Z_1} =$$

5.1.11 Определение отклонения действительного значения передаточного числа ременной передачи U от заданного значения U' =

$$\Delta U = \frac{|U - U'|}{U'} \cdot 100\% = \leq [\Delta U] = 4\%.$$

5.1.12 Определение диаметров делительных окружностей ведущего d_1 и ведомого d_2 шкивов передачи, мм

$$d_1 = m \cdot Z_1 =$$

$$d_2 = m \cdot Z_2 =$$

5.1.13 Для модуля зацепления $m =$ мм, принимаем толщину ремня $H_p =$ мм.

5.1.14 Определение минимально допустимое значение $a_{\text{мин}}$ межосевого расстояния передачи, мм

$$a_{\text{мин}} = 0,55 \cdot (d_1 + d_2) + H_p =$$

5.1.15 Принимаем стандартное значение межосевого расстояния передачи $a_c =$ мм, согласованное с возможностью размещения электродвигателя и редуктора на раме привода.

5.1.16 Определение требуемого значения длины ремня L' , мм

$$L' = 2 \cdot a_c + \frac{\pi \cdot (d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a_c} =$$

5.1.17 Определение требуемого значения числа зубьев ремня Z'_p

$$Z'_p = \frac{L'}{\pi \cdot m} =$$

5.1.18 Принимаем стандартное число зубьев ремня $Z_p =$, ближайшее к требуемому числу зубьев $Z'_p =$

5.1.19 Определение действительной длины ремня L , мм

$$L = \pi \cdot m \cdot Z_p =$$

5.1.20 Определение действительного значения межосевого расстояния передачи α , мм

$$\alpha = 0,125 \cdot \{2 \cdot L - \pi \cdot (d_1 + d_2) + \sqrt{[2L - \pi \cdot (d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}\} =$$

5.1.21 Определение угла α_1 обхвата ремнём ведущего шкива передачи, град.

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \cdot 57,3^\circ =$$

5.1.22 Принимаем минимально допустимое число зубьев ремня, находящихся в зацеплении с ведущим шкивом передачи $[Z_{01}] = 6$.

5.1.23 Определение числа зубьев ремня Z_{01} , находящихся в зацеплении с ведущим шкивом (число зубьев ремня на дуге обхвата)

$$Z_{01} = Z_1 \cdot \frac{\alpha_1}{360^\circ} = > [Z_{01}] = 6.$$

5.1.24 Определение скорости V ремня, м/с

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} =$$

5.1.25 Для модуля зацепления $m =$ мм принимаем значение допускаемой удельной окружной силы ремня $[q_0] =$ Н/мм в стандартных условиях работы передачи.

5.1.26 Принимаем значение коэффициента $C_Z = 1$, учитывающего число зубьев Z_{01} ремня, находящихся в зацеплении с ведущим шкивом.

5.1.27 Принимаем значение коэффициента $C_U = 1$, учитывающего передаточное число передачи $U =$

5.1.28 Определение удельной окружной силы $[q]$ в заданных (реальных) условиях эксплуатации

$$[q] = [q_0] \cdot C_p \cdot C_Z \cdot C_U =$$

5.1.29 Для модуля зацепления $m =$ мм принимаем значение погонной массы ремня (массы 1 м длины ремня шириной 1 мм)

$$q_m = \text{кг/м} \cdot \text{мм}$$

5.1.30 Определение значения окружного усилия F_t , передаваемого ремнём, н

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_1} =$$

5.1.31 По тяговой способности определяем требуемую ширину b' ремня, мм

$$b' = \frac{F_t}{[q] - q_m \cdot v^2} =$$

5.1.32 Принимаем стандартное значение ширины ремня $b =$ мм, ближайшее большее значение к требуемой ширине ремня $b' =$ мм.

5.1.33 По частоте вращения ведущего шкива $n_1 =$ мин⁻¹ принимаем значение допускаемого давления на зубья ремня $[p_Z] =$ МПа.

5.1.34 Принимаем значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки $\psi = 1,1$ между зубьями ремня и шкива на дуге обхвата $\alpha_1 =$

5.1.35 Для модуля зацепления $m =$ мм принимаем высоту зуба ремня $h_p =$ мм.

5.1.36 Определение давления p на зубья ремня, Мпа

$$p = \frac{F_t \cdot \psi}{z_{01} \cdot b \cdot h_p} = \leq [P_Z]$$

5.1.37 Определение натяжения ремня F_V от центробежных сил, н

$$F_V = q_m \cdot b \cdot v^2 =$$

5.1.38 Определение значения предварительного натяжения F_0 зубчатого ремня, н

$$F_0 = 1,2 \cdot F_V =$$

5.1.39 Определение усилий F_B , действующих на валы ременной передачи, н

$$F_B = 1,1 \cdot F_t =$$

5.2 Определение размеров шкивов передачи

5.2.1 Для модуля зацепления $m =$ мм принимаем расстояние от впадины зуба ремня до оси металлического троса $\delta =$ мм.

5.2.2 Принимаем, для более равномерного нагружения зубьев, значения поправок к диаметрам вершин зубьев ведущего $K_1 =$ и ведомого $K_2 =$ шкивов.

5.2.3 Определение диаметров вершин зубьев ведущего d_{a1} и ведомого d_{a2} шкивов передачи, мм

$$d_{a1} = d_1 - 2 \cdot \delta + K_1 =$$

$$d_{a2} = d_2 - 2 \cdot \delta + K_2 =$$

5.2.4 Определение диаметров впадин между зубьями ведущего d_{f1} и ведомого d_{f2} шкивов передачи, мм

$$d_{f1} = d_{a1} - 1,8 \cdot m =$$

$$d_{f2} = d_{a2} - 1,8 \cdot m =$$

5.2.5 Определение длины зуба шкива (ширины шкива) передачи $B_{ш}$, мм
 $B_{ш} = b + m =$

5.2.6 Исходя из скорости ремня $V < 30$ М/с, шкивы будем изготавливать литыми из чугуна марки СЧ 15.

Таблица 5.1 – Геометрические размеры, кинематические и силовые параметры зубчато-ремённой передачи

Параметр	Значение
Модуль зацепления m , мм	
Число зубьев ведущего шкива Z_1	
Число зубьев ведомого шкива Z_2	
Диаметр делительной окружности ведущего шкива d_1 , мм	
Диаметр делительной окружности ведомого шкива d_2 , мм	
Межосевое расстояние передачи a , мм	
Угол обхвата ремнём ведущего шкива α_1 , град.	
Длина ремня L , мм	
Скорость ремня V , М/с	
Число зубьев ремня Z_p	
Ширина ремня b , мм	
Предварительное натяжение ремня F_0 , н	
Усилия, действующие на валы передачи F_B , н	

6 РАСЧЁТ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные для расчета

- мощность на ведущем шкиве (на валу электродвигателя) передачи $P_1 =$ кВт;
- частота вращения ведущего шкива (вала электродвигателя) передачи $n_1 =$ кВт;
- крутящий (вращающий) момент на ведущем валу передачи $T_1 =$ н·м;
- передаточное число передачи $U' =$
- угол наклона передачи к горизонту $\alpha =$ град.;
- режим работы передачи – постоянный.

6.1 Проектный расчет передачи

6.1.1 Принимаем значение коэффициента $C_p =$, учитывающего динамичность нагружения передачи и режим её работы

6.1.2 Определение расчётного вращающего момента T_{1p} на ведущем валу передачи, н·м:

$$T_{1p} = \frac{T_1}{C_p} =$$

6.1.3 Принимаем в качестве тягового органа передачи нормальный клиновой ремень сечения.

6.1.4 Для выбранного сечения ремня принимаем минимальное значение диаметра ведущего шкива передачи $D_{1\min} =$ мм.

6.1.5 Для ремня нормального сечения принимаем значения коэффициента пропорциональности $C = 38...42$.

6.1.6 Определение диапазона рекомендуемых значений диаметра ведущего шкива передачи D_1' , мм

$$D_1' = C \cdot \sqrt[3]{T_{1p}} = (38...42) \cdot \sqrt[3]{T_{1p}} =$$

6.1.7 Принимаем стандартное значение диаметра ведущего шкива передачи $D_1 =$ мм, входящее в диапазон рекомендуемых значений $D_1' =$

6.1.8 Принимаем значение коэффициента упругого скольжения клинового кордтаневого ремня нормального сечения $\varepsilon = 0,02$.

6.1.9 Определение значения диаметра D_2' ведомого шкива передачи, мм

$$D_2' = D_1 \cdot u' \cdot (1 - \varepsilon) =$$

6.1.10 Принимаем ближайшее стандартное значение диаметра ведомого шкива передачи $D_2 =$ мм.

6.1.11 Определение действительного значения U передаточного числа передачи

$$U = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \varepsilon)} =$$

6.1.12 Определение отклонения действительного значения передаточного числа ременной передачи $U =$ от заданного значения $U' =$

$$\Delta U = \frac{|U - U'|}{U'} \cdot 100\% = \leq [\Delta U] \leq 5\%.$$

6.1.13 Принимаем для выбранного сечения высоту ремня $h =$ мм.

6.1.14 Определение минимально допустимого значения a_{\min} межосевого расстояния ременной передачи, мм

$$a_{\min} = 0,55 \cdot (D_1 + D_2) + h =$$

6.1.15 Определение рекомендуемого значения a_p межосевого расстояния ременной передачи, мм

$$a_p = \frac{1,5 \cdot D_2}{\sqrt[3]{U}} =$$

6.1.16 Принимаем стандартное значение межосевого расстояния передачи большее, чем a_{\min} и a_p , и согласованное с возможностью размещения электродвигателя и редуктора на раме привода, мм

$$a_c = \text{мм} > 400 \text{ мм}.$$

6.1.17 Определение предварительного значения L_p' длины ремня передачи, мм:

$$L_p' = 2 \cdot a_c + 0,5 \cdot \pi \cdot (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a_c} =$$

6.1.18 Принимаем стандартное значение длины клинового ремня нормального сечения $L_p =$ мм.

6.1.19 Определение действительного значения a' межосевого расстояния ременной передачи, мм

$$a' = 0,125 \cdot \left\{ 2 \cdot L_p - \pi \cdot (D_1 + D_2) + \sqrt{[2 \cdot L_p - \pi \cdot (D_1 + D_2)]^2 - 8 \cdot (D_2 - D_1)^2} \right\} =$$

Полученное действительное значение $a' =$ мм межосевого расстояния передачи округляем до ближайшего целого числа $a =$ мм в большую сторону.

6.1.20 Определение скорости V ремня, м/с

$$V = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} =$$

6.1.21 Определение числа (частоты) ν пробегов ремня в единицу времени (секунду), с⁻¹

$$\nu = \frac{V \cdot 10^3}{L_p} =$$

6.1.22 Определение угла обхвата ремнём α_1 ведущего шкива передачи, град.:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} \cdot 57,3^\circ =$$

6.1.23 Определение полезного усилия (окружного) F_t , передаваемого комплектом клиновых ремней передачи, н

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{D_1} =$$

6.1.24 Принимаем значение номинальной мощности $P_0 =$ кВт, передаваемой одним клиновым ремнём принятого сечения, эталонной длины $L_0 =$ мм в стандартных условиях эксплуатации (угол обхвата ремнём ведущего шкива $\alpha_1 = 180^\circ$, передаточное число передачи $U = 1$, спокойная, постоянная нагрузка).

6.1.25 Принимаем значение коэффициента, учитывающего влияние длины ремня $L_p =$ мм на его долговечность $C_L =$

6.1.26 Принимаем значение коэффициента, учитывающего влияние угла обхвата ремнём ведущего шкива $\alpha_1 =$ на тяговую способность передачи $C_\alpha =$

6.1.27 Принимаем значение коэффициента, учитывающего влияние передаточного числа $U =$ передачи $C_u =$

6.1.28 Определение P_p мощности передаваемой одним клиновым ремнём в заданных (реальных) условиях эксплуатации передачи, кВт

$$P_p = P_0 \cdot C_L \cdot C_\alpha \cdot C_u \cdot C_p =$$

6.1.29 Принимаем значение коэффициента, учитывающего неравномерность распределения нагрузки между ремнями передачи $C_z =$

6.1.30 Определение требуемого числа клиновых ремней в передаче (для обеспечения по ГОСТ 1284.3-80 среднего ресурса эксплуатации в $L_h = 2000$ ч)

$$Z' = \frac{P_1}{P_p \cdot C_z} =$$

Полученное значение числа клиновых ремней Z' округлить до ближайшего большего целого числа ремней $Z =$

6.1.31 Принимаем значение плотности материала ремня $\rho = 1250$ кг/м³.

6.1.32 Принимаем площадь выбранного сечения одного ремня $A =$ мм².

6.1.33 Определение натяжения ремней F_V от центробежных сил, н

$$F_V = \rho \cdot A \cdot V^2 \cdot 10^{-6} =$$

6.1.34 Определение силы предварительного натяжения F_0 одного ремня передачи, н

$$F_0 = \frac{850 \cdot P_1 \cdot C_L}{Z \cdot V \cdot C_\alpha \cdot C_u \cdot C_p} + F_V =$$

6.1.35 Определение сил натяжения ведущей F_1 и ведомой F_2 ветвей ремня передачи, н

$$F_1 = F_0 + \frac{0,5 \cdot F_t}{Z} =$$

$$F_2 = F_0 - \frac{0,5 \cdot F_t}{Z} =$$

6.1.36 Определение силы давления F_B на валы передачи, н

$$F_B = 2 \cdot F_0 \cdot Z \cdot \sin(0,5 \cdot \alpha_1) =$$

Полученное значение силы давления на валы передачи округлить до ближайшего целого числа по правилам округления $F_B =$ н.

6.2 Проверочный расчет передачи на прочность и долговечность ремня

6.2.1 Определение растягивающего напряжения σ_1 в ведущих ветвях ремней от рабочего натяжения F_1 , Мпа

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + \frac{0,5 \cdot F_t}{Z \cdot A} =$$

6.2.2 Принимаем значение модуля продольной упругости клинового ремня при изгибе $E_u = 80$ Мпа.

6.2.3 Определение напряжения при изгибе ремня σ_F на ведущем шкиве передачи, Мпа

$$\sigma_F = E_u \cdot \frac{h}{D_1} =$$

6.2.4 Определение напряжения в ремнях от центробежных сил F_V , Мпа

$$\sigma_V = \rho \cdot V^2 \cdot 10^{-6} =$$

6.2.5 Принимаем значение допускаемого напряжения при растяжении клинового ремня $[\sigma_p] = 9$ МПа.

6.2.6 Определение суммарного (максимального) напряжения в ведущих ветвях ремней σ_{max} , МПа, и сравнение его с допускаемым напряжением $[\sigma_p]$

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_F + \sigma_V = \leq [\sigma_p] = 9 \text{ МПа.}$$

6.2.7 Принимаем значение временного предела выносливости клинового ремня $\sigma_V = 9$ МПа.

6.2.8 Принимаем для постоянной нагрузки значение коэффициента, учитывающего влияние режима работы передачи на долговечность ремня $C_H = 1$.

6.2.9 Определение ресурса L_h ремня (срока службы передачи), ч

$$L_h = \left(\frac{\sigma_V}{\sigma_{max}} \right)^8 \cdot \frac{10^7 \cdot C_u \cdot C_H}{7200 \cdot v} =$$

6.3 Определение размеров шкивов передачи

6.3.1 Для выбранного сечения ремня и диаметров шкивов $D_1 =$ мм и $D_2 =$ мм принимаем углы клина канавок ведущего $\varphi_1 =$ и ведомого $\varphi_2 =$ шкивов.

6.3.2 Для выбранного сечения ремня принимаем размеры канавок шкивов: $b =$ мм; $h =$ мм; $t =$ мм; $f =$ мм; $h_1 =$ мм.

6.3.3 Определение наружных диаметров ведущего $D_{в1}$ и ведомого $D_{в2}$ шкивов передачи, мм

$$D_{в1} = D_1 + 2 \cdot b =$$

$$D_{в2} = D_2 + 2 \cdot b =$$

6.3.4 Определение ширины обода B ведущего и ведомого шкивов передачи

$$B = (Z - 1) \cdot t + 2 \cdot f = \text{ мм.}$$

6.3.5 Исходя из скорости ремня передачи $V < 30$ м/с, шкивы будем изготавливать литыми из чугуна марки СЧ15.

6.3.6 Для снижения массы шкивы будем изготавливать с диском и отверстиями в нём.

Таблица 6.1 – Геометрические размеры, кинематические и силовые параметры клиноременной передачи

Параметр	Значение
Тип ремня	
Сечение ремня	
Количество ремней Z	
Диаметр ведущего шкива D_1 , мм	
Диаметр ведомого шкива D_2 , мм	
Угол обхвата ремнём ведущего шкива α_1 , град.	
Межосевое расстояние передачи a , мм	
Длина ремня L_p , мм	
Скорость ремня V , м/с	
Число пробегов ремня ν , с ⁻¹	
Начальное натяжение ремня F_0 , н	
Сила давления ремней на валы передачи F_B , н	
Максимальное напряжение в ремне σ_{\max} , МПа	

7 РАСЧЁТ ОТКРЫТОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные для расчёта

- мощность на ведущем элементе передачи (шестерне) $P_1 =$ кВт ;
- крутящий момент на ведущем элементе передачи $T_1 =$ н·м ;
- частота вращения ведущего элемента передачи $n_1 =$ мин⁻¹ ;
- частота вращения ведомого элемента передачи (колеса) $n_2 =$ мин⁻¹ ;
- передаточное число передачи $U' =$;
- срок службы передачи $L_h =$ · 10³ ч.

7.1 Проектный расчёт передачи

7.1.1 Материал зубчатого колеса –

Термообработка –

Твёрдость $H_2 =$

Механические характеристики МПа ($\frac{Н}{мм^2}$);

Предел прочности $\sigma_B =$

Предел текучести $\sigma_T =$

7.1.2 Материал шестерни –

Термообработка –

Твёрдость $H_1 =$

Механические характеристики МПа ($\frac{Н}{мм^2}$);

Предел прочности $\sigma_B =$

Предел текучести $\sigma_T =$

7.1.3 Определение средних значений твёрдостей шестерни H_{1cp} и колеса

H_{2cp}

$$H_{1cp} = 0,5 (H_{1min} + H_{1max}) =$$

$$H_{2cp} = 0,5 (H_{2min} + H_{2max}) =$$

Средние значения твёрдостей, полученные в HRC, перевести в HB и дальнейшие расчёты вести в HB.

7.1.4 Принимаем число циклов перемены напряжений изгиба, соответствующее пределу выносливости для материалов шестерни и колеса равным $N_{F_0} = 4 \cdot 10^6$.

7.1.5 Определение действительного числа циклов перемены напряжений для шестерни

$$N_1 = 60 \cdot n_1 \cdot L_h =$$

7.1.6 Определение действительного числа циклов перемены напряжений для колеса

$$N_2 = 60 \cdot n_2 \cdot L_h =$$

7.1.7 Принимаем исходя из материалов и термообработки зубчатых колёс показатели степени в уравнении кривой усталости $m_1 =$, $m_2 =$.

7.1.8 Определение коэффициентов долговечности для шестерни K_{FL1} и колеса K_{FL2} при расчёте по напряжениям изгиба

$$K_{FL1} = \sqrt[m_1]{\frac{N_{F_0}}{N_1}} =$$

$$K_{FL2} = \sqrt[m_2]{\frac{N_{F_0}}{N_2}} =$$

Если коэффициенты долговечности $K_{FL1} < 1$ и $K_{FL2} < 1$, то принимаем $K_{FL1} = 1$ и $K_{FL2} = 1$.

7.1.9 Определение пределов выносливостей активных поверхностей зубьев по напряжениям изгиба для шестерни σ_{Flim1} и колеса σ_{Flim2} , МПа:

$$\sigma_{Flim1} = 1,8 \cdot H_{1cp} =$$

$$\sigma_{Flim2} = 1,8 \cdot H_{2cp} =$$

Если в качестве термообработки колеса (колёс) принимается закалка, то предел выносливости не рассчитывается, а принимается равным $\sigma_{Flim} = 650$ МПа.

7.1.10 Принимаем коэффициенты безопасности для шестерни $[S_F]_1 = 1,75$ и колеса $[S_F]_2 = 1,75$.

7.1.11 Принимаем коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (реверс) $Y_A = 1$.

7.1.12 Определение допускаемых напряжений изгиба для зубьев шестерни

$[\sigma_F]_1$ и колеса $[\sigma_F]_2$, МПа:

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{Flim1}}{[S_F]_1} \cdot K_{FL1} \cdot Y_A =$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{Flim2}}{[S_F]_2} \cdot K_{FL2} \cdot Y_A =$$

7.1.13 Принимаем число зубьев шестерни $Z_1 =$, входящее в диапазон рекомендуемых значений $18 \leq Z_1 \leq 32$.

7.1.14 Определение предварительного значения числа зубьев колеса Z'_2
 $Z'_2 = Z_1 \cdot U' =$

7.1.15 Полученное значение числа зубьев колеса $Z'_2 =$ округлить до ближайшего целого числа $Z_2 =$.

7.1.16 Определение действительного передаточного числа U зубчатой передачи

$$U = \frac{Z_2}{Z_1} =$$

7.1.17 Определение отклонения ΔU действительного передаточного числа передачи $U =$ от заданного $U' =$

$$\Delta U = \frac{|U - U'|}{U'} \cdot 100\% = \leq [\Delta U] = 4\%.$$

7.1.18 Принимаем в зависимости от чисел зубьев шестерни $Z_1 =$ и колеса $Z_2 =$ значения коэффициентов формы зубьев шестерни $y_{F1} =$ и колеса $y_{F2} =$.

7.1.19 Определение предварительного значения коэффициента Ψ'_{bd} ширины шестерни относительно её диаметра

$$\Psi'_{bd} = \frac{10}{Z_1} =$$

7.1.20 Принимаем предварительное значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине колеса $K'_{F\beta} =$

Предварительно в качестве опор валов передачи принимаем шарикоподшипники.

7.1.21 Принимаем значение вспомогательного коэффициента $K_m = 1,4$, учитывающего материал зубчатых колёс и наклон зубьев.

7.1.22 Определение предварительного значения окружного модуля зацепления m'_t из условия сопротивления усталости зубьев шестерни при изгибе, мм

$$m'_t = K_m \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K'_{F\beta} \cdot Y_{F1}}{Z_1^2 \cdot \Psi'_{bd} \cdot [\sigma_F]_1}} =$$

7.1.23 Принимаем ближайшее большее стандартное значение окружного модуля зацепления $m_t =$ мм.

7.1.24 Определение действительного значения межосевого расстояния передачи a_w , мм

$$a_w = \frac{m_t \cdot (Z_1 + Z_2)}{2} =$$

Полученное значение межосевого расстояния передачи a_w не округляем до стандартного значения.

7.1.25 Определение делительных диаметров шестерни d_1 и колеса d_2 , мм

$$d_1 = m_t \cdot Z_1 =$$

$$d_2 = m_t \cdot Z_2 =$$

7.1.26 Определение диаметров окружностей вершин (головок) зубьев шестерни d_{a1} и колеса d_{a2} , мм

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_t =$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_t =$$

7.1.27 Определение диаметров окружностей впадин (ножек) зубьев шестерни d_{f1} и колеса d_{f2} , мм

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_t =$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_t =$$

7.1.28 Определение предварительного значения b'_2 ширины зубчатого колеса, мм

$$b'_2 = \Psi'_{bd} \cdot d_1 =$$

7.1.29 Полученное значение ширины зубчатого колеса $b'_2 =$ мм округляем до ближайшего значения из ряда нормальных линейных размеров $b_2 =$ мм.

7.1.30 Определение диапазона рекомендуемых значений ширины шестерни b'_1 , мм

$$b'_1 = b_2 + (2 \dots 5) \text{ мм} =$$

7.1.31 Принимаем из ряда нормальных линейных размеров стандартное значение ширины шестерни $b_1 =$ мм, входящее в диапазон рекомендуемых значений $b_1 =$ мм.

7.2 Проверочный расчёт передачи

7.2.1 Определение окружной скорости зубчатых колёс V , М/с

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} =$$

7.2.2 Назначаем степень точности передачи $ST =$ в зависимости от окружной скорости зубчатых колёс $V =$ М/с.

7.2.3 Определение значения коэффициента ширины шестерни относительно её диаметра

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} =$$

7.2.4 Принимаем значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого колеса $K_{F\beta} =$ в зависимости от коэффициента ψ_{bd} и твёрдости поверхности зубьев шестерни.

7.2.5 Принимаем значение коэффициента динамической нагрузки передачи $K_{FV} =$ в зависимости от степени точности передачи и окружной скорости зубчатых колёс V .

7.2.6 Определение значения коэффициента нагрузки передачи K_F

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV} =$$

7.2.7 Определение окружной силы в зацеплении зубчатых колёс F_t , Н

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} =$$

7.2.8 Принимаем угол зацепления (профиля делительный) $\alpha_W = 20^\circ$.

7.2.9 Определение радиальной силы в зацеплении зубчатых колёс F_r , н

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_W =$$

7.2.10 Определение действительного напряжения изгиба шестерни передачи σ_{F_1} и сравнение её с допускаемым напряжением изгиба $[\sigma_F]_1$, МПа

$$\sigma_{F_1} = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_{F_1}}{b_1 \cdot m_t} = \leq [\sigma_F]_1.$$

7.2.11 Определение действительного напряжения изгиба колеса передачи σ_{F_2} и сравнение её с допускаемым напряжением изгиба $[\sigma_F]_2$, МПа

$$\sigma_{F_2} = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_{F_2}}{b_2 \cdot m_t} = \leq [\sigma_F]_2.$$

Таблица 7.1 – Геометрические размеры, кинематические и силовые параметры открытой прямозубой цилиндрической передачи

Параметр	Значение
Число зубьев шестерни Z_1	
Число зубьев колеса Z_2	
Модуль зацепления m_t , мм	
Диаметр делительной окружности шестерни d_1 , мм	
Диаметр делительной окружности колеса d_2 , мм	
Межосевое расстояние передачи a_W , мм	
Ширина шестерни b_1 , мм	
Ширина колеса b_2 , мм	
Степень точности передачи	ST =
Окружная скорость зубчатых колёс V , м/с	
Окружная сила в зацеплении зубчатых колёс F_t , н	
Допускаемое напряжение изгиба для зубьев шестерни $[\sigma_F]_1$, МПа	
Действительное напряжение изгиба для зубьев шестерни σ_{F_1} , МПа	

8 РАСЧЁТ ПЛОСКОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные для расчета

- мощность на ведущем шкиве (на валу электродвигателя) передачи $P_1 =$ кВт;
- частота вращения ведущего шкива (вала электродвигателя) передачи $n_1 =$ мин⁻¹;
- передаточное число передачи $U' =$
- угол наклона передачи к горизонту $\alpha =$ град.;
- режим работы передачи – постоянный.

8.1 Проектный расчет передачи

8.1.1 Определение диапазона рекомендуемых значений диаметра ведущего шкива D_1' , мм

$$D_1' = (1100 \dots 1300) \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} =$$

8.1.2 Принимаем стандартное значение диаметра ведущего шкива $D_1 =$ мм, входящее в диапазон рекомендуемых значений $D_1' =$ мм.

8.1.3 Принимаем значение коэффициента упругого скольжения ремня $\varepsilon = 0,01$.

8.1.4 Определение предварительного значения диаметра D_2' ведомого шкива ременной передачи, мм

$$D_2' = D_1 \cdot U' \cdot (1 - \varepsilon) =$$

8.1.5 Принимаем ближайшее стандартное значение диаметра ведомого шкива передачи $D_2 =$ мм.

8.1.6 Определение действительного значения U передаточного числа передачи

$$U = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \varepsilon)} =$$

8.1.7 Определение отклонения действительного значения передаточного числа ременной передачи $U =$ от заданного значения $U' =$

$$\Delta U = \frac{|U - U'|}{U'} \cdot 100\% = \leq [\Delta U] = 5\%.$$

8.1.8 Определение скорости ремня передачи $V, \text{ м/с}$

$$V = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} =$$

8.1.9 В качестве тягового органа передачи принимаем плоский резинотканевый ремень.

8.1.10 Определение допускаемого значения межосевого расстояния a' передачи, мм

$$a' = 1,5 \cdot (D_1 + D_2) = \text{мм}.$$

8.1.11 Принимаем стандартное значение межосевого расстояния передачи a согласованное с возможностью размещения электродвигателя и редуктора на раме привода, мм

$$a = \text{мм} > 400 \text{ мм}.$$

8.1.12 Определение расчетной длины ремня L

$$L = 2 \cdot a + 0,5 \cdot \pi \cdot (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a} =$$

8.1.13 Определение числа (частоты) пробегов ремня ν в единицу времени, с^{-1}

$$\nu = \frac{V \cdot 10^3}{L} =$$

8.1.14 Определение действительного значения межосевого расстояния передачи a_D , мм

$$a_D = 0,125 \left\{ 2 \cdot L - \pi \cdot (D_1 + D_2) + \sqrt{[2L - \pi \cdot (D_1 + D_2)]^2 - 8 \cdot (D_2 - D_1)^2} \right\} =$$

8.1.15 Определение угла обхвата α_1 ведущего шкива передачи α_1 , град.

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a_D} \cdot 57,3^\circ =$$

8.1.16 Принимаем значение напряжения от предварительного натяжения ремня $\sigma_0 = 1,8$ МПа.

8.1.17 Принимаем отношение толщины ремня δ к наименьшему допускаемому диаметру D_{\min} ведущего шкива передачи равным для резинотканевого ремня $\frac{\delta}{D_{\min}} = \frac{1}{40}$, либо $\frac{D_{\min}}{\delta} = 40$

8.1.18 Принимаем для стандартных условий работы (скорости ремня $V = 10$ м/с, угла обхвата ремнём ведущего шкива $\alpha_1 = 180^\circ$, горизонтального расположения передачи $\alpha = 0^\circ$ и спокойной работе передачи в одну смену) допускаемое полезное напряжение ремня $[\sigma_{F0}] = 2,25$ МПа.

8.1.19 Определение значения коэффициента, учитывающего влияние угла обхвата $\alpha_1 =$

$$C_\alpha = 1 - 0,003 \cdot (180^\circ - \alpha_1) =$$

8.1.20 Определение значения коэффициента, учитывающего скорость ремня $V =$ М/с

$$C_V = 1,04 - 0,0004 \cdot V^2 =$$

8.1.21 Принимаем значение коэффициента, учитывающего угол наклона $\alpha =$ передачи к горизонту и способ регулирования натяжения ремня $C_0 =$

8.1.22 Принимаем значение коэффициента, учитывающего динамичность нагружения передачи и режим её работы $C_p =$

8.1.23 Определение допускаемого полезного напряжения ремня $[\sigma_F]$ в заданных (реальных) условиях эксплуатации, Мпа

$$[\sigma_F] = [\sigma_{F0}] \cdot C_\alpha \cdot C_V \cdot C_0 \cdot C_p =$$

8.1.24 Определение F_t полезного (окружного) усилия в ременной передаче, н

$$F_t = \frac{P_1 \cdot 10^3}{V} =$$

8.1.25 Определение требуемой толщины δ' ремня, мм

$$\delta' = \frac{D_1}{\left(\frac{D_{\min}}{\delta}\right)} =$$

8.1.26 Принимаем стандартное значение толщины ремня $\delta =$ мм.

8.1.27 Определение требуемой ширины ремня b' , мм

$$b' = \frac{F_t}{[\sigma_F] \cdot \delta} =$$

8.1.28 Принимаем стандартное значение ширины резиноканевого ремня

$b =$ мм.

8.1.29 Определение силы предварительного натяжения ремня F_0 , н

$$F_0 = \sigma_0 \cdot \delta \cdot b =$$

8.1.30 Определение сил натяжения ведущей F_1 и ведомой F_2 ветвей ремня, н

$$F_1 = F_0 + 0,5 \cdot F_t =$$

$$F_2 = F_0 - 0,5 \cdot F_t =$$

8.1.31 Определение силы давления F_B на валы передачи, н

$$F_B = 2 \cdot F_0 \cdot \sin(0,5 \cdot \alpha_1) =$$

8.2 Проверочный расчет передачи на прочность и долговечность ремня

8.2.1 Определение растягивающего напряжения σ_1 в ведущей ветви ремня от силы натяжения ведущей ветви F_1 , Мпа

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{b \cdot \delta} =$$

8.2.2 Принимаем значение модуля упругости резинотканевого ремня при его изгибе $E_u = 80$ МПа.

8.2.3 Определение напряжения при изгибе ремня σ_F на ведущем шкиве передачи, Мпа

$$\sigma_F = E_u \cdot \frac{\delta}{D_1} =$$

8.2.4 Принимаем значение плотности материала ремня $\rho = 1100$ кг/м³.

8.2.5 Определение напряжения в ремне σ_V от центробежных сил, Мпа

$$\sigma_V = \rho \cdot V^2 \cdot 10^{-6} =$$

8.2.6 Принимаем значение допускаемого напряжения на растяжение резинотканевого ремня $[\sigma_p] = 7$ МПа.

8.2.7 Определение суммарного (максимального) напряжения σ_{\max} в ведущей ветви ремня, МПа, и сравнение его с допускаемым напряжением $[\sigma_p]$

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_F + \sigma_V = \leq [\sigma_p] =$$

8.2.8 Принимаем значение временного предела выносливости ремня $\sigma_y = 7,5$ Мпа.

8.2.9 Принимаем значение коэффициента, учитывающего влияние передаточного числа передачи $U =$ на долговечность ремня $C_u =$

8.2.10 Принимаем значение коэффициента, учитывающего влияние режима работы передачи на долговечность ремня $C_H =$

8.2.11 Определение ресурса L_h ремня (срока службы передачи), ч

$$L_h = \left(\frac{\sigma_y}{\sigma_{\max}} \right)^6 \cdot \frac{10^7 \cdot C_u \cdot C_H}{7200 \cdot v} =$$

8.3 Определение размеров шкивов передачи

8.3.1 Принимаем в зависимости от ширины ремня $b =$ мм
ширину обода ведущего и ведомого шкивов передачи $B =$ мм.

8.3.2 Принимаем в качестве материала шкивов передачи чугун марки СЧ15, способ их изготовления – литьё.

8.3.3 Исходя из полученных диаметров шкивов передачи их конструкцию выбираем с диском.

Таблица 8.1 – Геометрические размеры, кинематические и силовые параметры плоскоременной передачи

Параметр	Значение
Диаметр ведущего шкива D_1 , мм	
Диаметр ведомого шкива D_2 , мм	
Межосевое расстояние передачи a , мм	
Угол обхвата ремнём ведущего шкива α_1 , град.	
Толщина ремня δ , мм	
Ширина ремня b , мм	
Длина ремня L , мм	
Скорость ремня V , м/с	
Число пробегов ремня в секунду ν , с ⁻¹	
Начальное натяжение ремня F_0 , Н	
Силы давления на валы передачи F_B , Н	
Максимальное напряжение в ремне σ_{\max} , МПа	

9 РАСЧЁТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные для расчета

- мощность на валу ведущей звёздочки передачи $P_1 =$ кВт;
- частота вращения ведущей звёздочки передачи $n_1 =$ мин⁻¹;
- крутящий (вращающий) момент на ведущем валу передачи $T_1 =$ н·м;
- передаточное число передачи $U' =$
- угол наклона передачи к горизонту $\alpha =$
- режим работы передачи – постоянный.

9.1 Проектный расчет передачи

9.1.1 В качестве тягового органа передачи принимаем приводную роликтовую цепь.

9.1.2 Определение предварительного значения числа зубьев Z'_1 ведущей звёздочки передачи:

$$Z'_1 = 29 - 2 \cdot U' =$$

9.1.3 Принимаем наименьшее допустимое число зубьев ведущей звёздочки $Z_{1\min} = 17$.

9.1.4 Полученное предварительное значение числа зубьев ведущей звёздочки $Z'_1 =$ округляем до ближайшего целого нечётного числа зубьев $Z_1 =$, удовлетворяющего условию $Z_1 = > Z_{1\min} = 17$.

9.1.5 Определение предварительного значения числа зубьев Z'_2 ведомой звёздочки

$$Z'_2 = Z_1 \cdot U' =$$

9.1.6 Принимаем наибольшее допустимое число зубьев ведомой звёздочки $Z_{2\max} = 120$.

9.1.7 Полученное предварительное значение числа зубьев ведомой звёздочки $Z'_2 =$ округляем до ближайшего целого, по возможности нечётного числа зубьев $Z_2 =$, удовлетворяющего условию $Z_2 = < Z_{2\max} = 120$

9.1.8 Определение действительного значения U передаточного числа передачи

$$U = \frac{z_2}{z_1} =$$

9.1.9 Принимаем допускаемое отклонение передаточного числа передачи $[\Delta U] = 4\%$.

9.1.10 Определение отклонения действительного значения передаточного числа цепной передачи $U =$ от заданного значения $U' =$

$$\Delta U = \frac{|U - U'|}{U'} \cdot 100\% = \leq [\Delta U] = 4\%.$$

9.1.11 Принимаем предварительное значение межосевого расстояния передачи a' (в шагах цепи p)

$$a' = 40 \cdot p$$

9.1.12 Принимаем для постоянной нагрузки значение коэффициента, учитывающего динамичность нагрузки $K_d = 1$.

9.1.13 Принимаем значение коэффициента, учитывающего межосевое расстояние передачи (длину цепи) $K_a = 1$.

9.1.14 Принимаем значение коэффициента, учитывающего способ регулирования натяжения цепи $K_{\text{рег}} =$

9.1.15 Принимаем для передачи с углом наклона цепи меньше 60° значение коэффициента, учитывающего угол наклона передачи к горизонту $K_n = 1$.

9.1.16 Принимаем для периодической (густой внутришарнирной) смазки цепи значение коэффициента, учитывающего способ смазки передачи $K_c = 1,5$.

9.1.17 Принимаем при двухсменной работе значение коэффициента, учитывающего режим работы передачи $K_{\text{реж}} = 1,25$.

9.1.18 Определение значения коэффициента эксплуатации K_Σ , учитывающего условия работы передачи:

$$K_\Sigma = K_d \cdot K_a \cdot K_{\text{рег}} \cdot K_n \cdot K_c \cdot K_{\text{реж}} =$$

9.1.19 Предварительно в качестве тягового органа передачи принимаем однорядную приводную роликовую цепь.

9.1.20 Для однорядной цепи принимаем значение коэффициента, учитывающего число рядов цепи $K_{\text{ряд}} = 1$.

9.1.21 По частоте вращения ведущей звёздочки $n_1 =$ мин⁻¹ принимаем среднее допустимое давление в шарнирах роликовой цепи $[p_{\text{ц}}] =$ МПа.

9.1.22 Определение требуемого шага цепи p' по условию износостойкости шарниров цепи, мм:

$$p' = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{\text{э}} \cdot 10^3}{Z_1 \cdot [p_{\text{ц}}] \cdot K_{\text{ряд}}}} =$$

9.1.23 В качестве тягового органа передачи принимаем однорядную приводную роликовую цепь типа ПР – с шагом $p =$ мм.

9.2 Проверочный расчет передачи на прочность и износостойкость цепи

9.2.1 Для выбранного шага цепи $p =$ мм принимаем наибольшую допустимую частоту вращения ведущей звёздочки передачи $[n_1] =$ мин⁻¹.

Сравниваем частоту вращения ведущей звёздочки передачи $n_1 =$ мин⁻¹, с наибольшей допустимой частотой вращения $[n_1] =$ мин⁻¹
 $n_1 = < [n_1] =$

9.2.2 Определение средней скорости цепи V , М/мин:

$$V = \frac{Z_1 \cdot n_1 \cdot p}{60 \cdot 10^3} =$$

9.2.3 Определение окружной силы F_t , передаваемой цепью, н

$$F_t = \frac{P_1 \cdot 10^3}{V} =$$

9.2.4 По частоте вращения ведущей звёздочки $n_1 =$ мин⁻¹ и шагу цепи $p =$ мм принимаем допустимое давление в шарнирах цепи $[p_{\text{ц}}] =$ МПа.

9.2.5 Для шага цепи $p =$ мм принимаем площадь проекции опорной поверхности шарнира $A =$ мм².

9.2.6 Определение среднего давления $p_{ц}$ в шарнирах цепи, МПа:

$$p_{ц} = \frac{F_t \cdot K_3}{A \cdot K_{ряд}} = \leq [p_{ц}] =$$

9.2.7 Определение числа звеньев L'_p цепи (длины цепи в шагах)

$$L'_p = 2 \cdot \frac{a'}{p} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a'} =$$

9.2.8 Полученное число звеньев цепи $L'_p =$ округляем до ближайшего целого чётного числа $L_p =$

9.2.9 Определение межосевого расстояния передачи, мм

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

9.2.10 Определение допускаемого числа ударов цепи $[v]$ при набегании её на зубья звёздочек и сбегании с них, с⁻¹.

$$[v] = \frac{508}{p} =$$

9.2.11 Определение числа ударов цепи v при набегании её на зубья звёздочек и сбегании с них и сравнение с допустимым числом ударов $[v]$, с⁻¹:

$$v = \frac{4 \cdot Z_1 \cdot n_1}{60 \cdot L_p} = \leq [v] =$$

9.2.12 Для шага цепи $p =$ мм принимаем значение разрушающей нагрузки цепи $F_p =$, н.

9.2.13 Для шага цепи $p =$ мм принимаем массу 1 м (линейную плотность) цепи $q =$ кг/м.

9.2.14 Принимаем значение ускорения свободного падения $g = 9,81$ м/с².

9.2.15 Учитывая стрелу провисания и наклон передачи к горизонту $\alpha =$ град., принимаем значение коэффициента провисания цепи $K_f = 6$.

9.2.16 Определение натяжения цепи F_0 от провисания ведомой ветви (от силы тяжести) цепи, н

$$F_0 = K_f \cdot q \cdot g \cdot a \cdot 10^{-3} =$$

9.2.17 Определение натяжения цепи от центробежных сил F_V , н

$$F_V = q \cdot V^2 =$$

9.2.18 Принимаем в зависимости от шага цепи $p =$ мм и частоты вращения ведущей звёздочки $n_1 =$ мин⁻¹, допускаемый коэффициент запаса прочности цепи $[S] =$

9.2.19 Определение коэффициента запаса прочности цепи S и сравнение с допускаемым коэффициентом запаса прочности цепи $[S]$:

$$S = \frac{F_p}{K_D \cdot F_t + F_0 + F_V} = \geq [S] =$$

9.2.20 Определение натяжения F_1 ведущей ветви цепи, н

$$F_1 = F_t + F_0 + F_V =$$

9.2.21 Определение натяжения F_2 ведомой ветви цепи, н

$$F_2 = F_0 + F_V =$$

9.2.22 Для постоянной нагрузки и угла наклона цепной передачи к горизонту $\alpha_1 < 40^\circ$ принимаем значение коэффициента нагрузки передачи $K_B = 1,15$.

9.2.23 Определение силы давления цепи F_B на валы передачи, н

$$F_B = K_B \cdot F_t + 2 \cdot F_0 =$$

9.3 Выбор конструкции и размеров звездочек передачи

9.3.1 Определение диаметров делительных окружностей ведущей d_1 и ведомой d_2 звездочек передачи, мм:

$$d_1 = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} =$$

$$d_2 = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} =$$

9.3.2 Определение диаметров окружностей выступов ведущей D_{e1} и ведомой D_{e2} звёздочек передачи, мм:

$$D_{e1} = p \cdot \left(0,5 + ctg \frac{180^\circ}{Z_1} \right) =$$

$$D_{e2} = p \cdot \left(0,5 + ctg \frac{180^\circ}{Z_2} \right) =$$

9.3.3 Для шага цепи $p =$ мм принимаем значение диаметра ролика цепи $D =$ мм.

9.3.4 Определение радиусов впадин между зубьями звёздочек r передачи, мм

$$r = 0,5025D + 0,05 =$$

9.3.5 Определение диаметров окружностей впадин ведущей D_{i1} и ведомой D_{i2} звёздочек передачи, мм:

$$D_{i1} = d_1 - 2r =$$

$$D_{i2} = d_2 - 2r =$$

9.3.6 Для шага цепи $p =$ мм принимаем расстояние между внутренними пластинами однорядной приводной роликовой цепи $B_{вн} =$ мм.

9.3.7 Определение ширины зубьев ведущей и ведомой звёздочек b передачи, мм

$$b = 0,93 \cdot B_{вн} - 0,15 =$$

9.3.8 Принимаем в качестве материалов звёздочек цепной передачи.

Таблица 9.1 – Параметры цепной передачи

Параметр	Значение
Тип цепи	
Шаг цепи p , мм	
Межосевое расстояние α , мм	
Число звеньев цепи L_p	
Число зубьев ведущей звёздочки Z_1	
Число зубьев ведомой звёздочки Z_2	
Диаметр делительной окружности ведущей звёздочки d_1 , мм	
Диаметр делительной окружности ведомой звёздочки d_2 , мм	
Ширина зубьев звёздочек b , мм	
Средняя скорость цепи V , м/с	
Окружная сила, передаваемая цепью, F_t , н	
Среднее давление в шарнирах цепи p_c , МПа	
Коэффициент запаса прочности цепи S	
Сила давления цепи на валы передачи F_B , н	

10 РАСЧЁТ ЗАКРЫТОЙ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ ЧЕРВЯКОМ

Исходные данные для расчета

- схема передачи
- мощность на червяке $P_1 =$ кВт;
- крутящий момент на червяке $T_1 =$ Н·мм;
- крутящий момент на червячном колесе $T_2 =$ Н·мм;
- частота вращения червячного колеса $n_2 =$ мин⁻¹;
- передаточное число передачи $U' =$
- срок службы передачи $L_h =$ ч;
- нагрузка передачи – постоянная.

10.1 Проектный расчет передачи

10.1.1 Определяем предварительное значение числа зубьев червячного колеса передачи

$$Z'_2 = Z_1 \cdot U' =$$

10.1.2 Полученное значение числа зубьев червячного колеса передачи $Z'_2 =$ округляем до ближайшего целого числа $Z_2 =$

10.1.3 Проверяем отсутствие подрезания ножки зуба червячного колеса по условию

$$Z_2 = \geq Z_{2\min} = 28 .$$

10.1.4 Определяем действительное значение передаточного числа червячной передачи

$$U = \frac{Z_2}{Z_1} =$$

10.1.5 Определяем отклонение действительного передаточного числа передачи $U =$ от заданного $U' =$

$$\Delta U = \frac{|U - U'|}{U'} \cdot 100\% = \leq [\Delta U] = 4\%$$

10.1.6 Из условия жёсткости определяем диапазон рекомендуемых значений коэффициента диаметра червяка q'

$$q' = (0,212 \dots 0,25) \cdot Z_2 =$$

10.1.7 Принимаем стандартное значение коэффициента диаметра червяка $q =$, входящее в диапазон рекомендуемых значений $q' =$

10.1.8 Определяем предварительное значение скорости V'_S в червячной передаче, М/с

$$V'_S = 4,3 \cdot 10^{-5} \cdot n_2 \cdot U \cdot \sqrt[3]{T_2} =$$

10.1.9 Выбираем материалы деталей червячной передачи:

Червячное колесо

группа материала –

марка материала –

способ отливки –

предел прочности при растяжении $\sigma_B =$ МПа

предел текучести $\sigma_T =$ МПа

Червяк

марка стали –

термообработка –

твёрдость –

10.1.10 Определение допускаемого контактного напряжения $[\sigma_H]_2$ для червячного колеса, Мпа

$$[\sigma_H]_2 =$$

10.1.11 Определение допускаемого напряжения изгиба $[\sigma_F]_2$ для червячного колеса, Мпа

$$[\sigma_F]_2 =$$

10.1.12 Принимаем предварительное значение коэффициента нагрузки передачи $K = 1,1$

10.1.13 Определяем предварительное значение межосевого расстояния передачи a'_W из условия контактной выносливости зубьев червячного колеса, мм

$$a'_W = \left(\frac{Z_2}{q} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{[\sigma_H]_2 \cdot \frac{Z_2}{q}} \right)^2 \cdot T_2 \cdot K' } =$$

10.1.14 Определяем предварительное значение модуля зацепления m' , мм

$$m' = \frac{2 \cdot a'_W}{q + Z_2} =$$

10.1.15 Полученное значение модуля зацепления $m' =$ мм округляем до ближайшего большего стандартного значения $m =$ мм.

10.1.16 Определение предварительного значения коэффициента смещения X' режущего инструмента

$$X' = \frac{a'_W}{m} - 0,5 \cdot (Z_2 + q) =$$

10.1.17 Из условия неподрезания и незаострения зубьев червячного колеса и получения нулевого смещения $X = 0$ определяем требуемое межосевое расстояние передачи a_T , мм

$$a_T = 0,5 \cdot m \cdot (Z_2 + q) =$$

10.1.18 Определение действительного значения коэффициента X смещения режущего инструмента

$$X = \frac{a_T}{m} - 0,5 \cdot (Z_2 + q) =$$

10.1.19 Определение действительного значения межосевого расстояния a передачи, мм

$$a_W = 0,5 \cdot m \cdot (q + Z_2 + 2 \cdot X) =$$

10.1.20 Определение основных геометрических размеров червяка передачи, мм
делительного диаметра

$$d_1 = m \cdot q =$$

начального диаметра

$$d_{w1} = m \cdot (q + 2 \cdot X) =$$

диаметра вершин (выступов) витков червяка

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m =$$

диаметра ножек (впадин) витков червяка

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m =$$

делительного угла подъёма витков червяка, град.

$$\gamma = \arctg \frac{Z_1}{q} =$$

10.1.21 В зависимости от коэффициента смещения режущего инструмента $X =$ принимаем значение вспомогательного коэффициента $C =$

10.1.22 Определяем требуемую длину нарезанной части червяка b_{Tp1} , мм

$$b_{Tp1} = (10 + 5,5 \cdot |X| + Z_1) \cdot m + C =$$

10.1.23 Определяем полную длину нарезанной части червяка b'_1 , мм

$$b'_1 = b_{Tp1} + 3 \cdot m =$$

10.1.24 Полученное значение полной длины нарезанной части червяка $b'_1 =$ округляем до ближайшего большего стандартного значения $b_1 =$ мм из ряда нормальных линейных размеров.

10.1.25 Определение основных геометрических размеров червячного колеса передачи, мм
делительного и начального диаметров червячного колеса

$$d_2 = d_{w2} = m \cdot Z_2 =$$

диаметра вершин (головок) зубьев червячного колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot (1 + X) =$$

диаметра впадин (ножек) зубьев червячного колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot (1,2 - X) =$$

10.1.26 Определение наибольшего диаметра d'_{aM2} червячного колеса, мм

$$d'_{aM2} = d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{Z_1 + 2} =$$

10.1.27 Полученное значение наибольшего диаметра червячного колеса

$$d'_{aM2} = \quad \text{мм округляем до ближайшего меньшего целого числа } d_{aM2} =$$

10.1.28 Принимаем значение коэффициента ширины венца червячного колеса относительно межосевого расстояния передачи $\Psi_a =$

10.1.29 Определение требуемой ширины венца червячного колеса b'_2 , мм

$$b'_2 = \Psi_a \cdot a_w =$$

10.1.30 Полученное значение ширины венца червячного колеса $b'_2 =$ округляем до ближайшего меньшего значения $b_2 =$ мм из ряда нормальных линейных размеров.

10.1.31 Определяем условный угол обхвата $2 \cdot \delta$ червяка венцом червячного колеса, град.

$$\delta = \arcsin \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5 \cdot m} =$$

10.1.32 Определение радиуса закруглений R_a вершин зубьев червячного колеса, мм

$$R_a = 0,5 \cdot d_1 - m =$$

10.1.33 Определение радиуса закруглений R_f впадин зубьев червячного колеса, мм

$$R_f = 0,5 \cdot d_1 + 1,2 \cdot m =$$

10.1.34 Определение окружной скорости червяка V_1 передачи, м/с

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_2 \cdot U}{60 \cdot 10^3} =$$

10.1.35 Определение действительного значения скорости скольжения V_S в червячной передаче, м/с

$$V_S = \frac{V_1}{\cos \gamma} =$$

10.1.36 Назначаем степень точности $ST =$ червячной передачи в зависимости от скорости скольжения $V_S =$ м/с.

10.1.37 Принимаем значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине венца червячного колеса $K_\beta =$

10.1.38 Принимаем значение коэффициента динамической нагрузки $K_V =$

10.1.39 Определяем значение коэффициента нагрузки передачи K

$$K = K_\beta \cdot K_V =$$

10.1.40 Определяем действительное контактное напряжение на зубьях червячного колеса σ_{H2} , Н/мм²

$$\sigma_{H2} = \frac{170 \cdot q}{Z_2} \cdot \sqrt{\left(\frac{Z_2 + 1}{q} \right)^3 \cdot \frac{q}{a_w}} \cdot T_2 \cdot K =$$

10.1.41 Определяем отклонение действительного контактного напряжения на зубьях червячного колеса $\sigma_{H2} =$ Н/мм² от допускаемого контактного напряжения $[\sigma_H]_2 =$ Н/мм²

$$\frac{[\sigma_H]_2 - \sigma_{H2}}{[\sigma_H]_2} \cdot 100\% =$$

10.1.42 Определяем окружную силу на колесе передачи F_{t2} , равную осевой силе на червяке передачи F_{a1} , Н

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} =$$

10.1.43 Определяем окружную силу на червяке передачи F_{t1} , равную осевой силе на червячном колесе передачи F_{a2} , Н

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} =$$

10.1.44 Принимаем значение угла профиля в осевом сечении червяка $\alpha_W = 20^\circ$.

10.1.45 Определяем радиальную силу на червяке передачи F_{r1} , равную радиальной силе на червячном колесе передачи F_{r2} , Н

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_W =$$

10.1.46 Определяем эквивалентное число зубьев червячного колеса Z_{V2}

$$Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma} =$$

10.1.47 Принимаем в зависимости от эквивалентного числа зубьев червячного колеса $Z_{V2} =$ значение коэффициента формы зубьев червячного колеса $Y_{F2} =$

10.1.48 Определяем действительное напряжение изгиба зубьев червячного колеса σ_{F2} и сравниваем с допускаемым напряжением изгиба $[\sigma_F]_2 =$ Мпа

$$\sigma_{F2} = \frac{F_{t2} \cdot K \cdot Y_{F2} \cdot \cos \gamma}{1,3 \cdot m \cdot d_{W1}} =$$

10.1.49 Принимаем значение приведённого угла трения между червяком и червячным колесом передачи $\rho =$ град.

10.1.50 Определяем действительное значение коэффициента полезного действия червячной передачи η

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)} =$$

10.1.51 Принимаем значение коэффициента теплопередачи от чугунного корпуса редуктора равным $K_T = 16 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°С}$.

10.1.52 Принимаем значение температуры окружающего воздуха равной $t_0 = 20 \text{ °С}$.

10.1.53 Определяем площадь поверхности охлаждения корпуса редуктора $A, \text{ м}^2$

$$A = 20 \cdot a_W^{1,7} =$$

10.1.54 Принимаем значение максимально допускаемой температуры нагрева масла в редукторе $[t]_{\text{раб}} = \text{°С}$.

10.1.55 Определяем действительную температуру нагрева масла внутри редуктора $t_{\text{раб}}$ и сравниваем её с максимально допускаемой температурой нагрева масла $[t]_{\text{раб}} = \text{°С}$

$$t_{\text{раб}} = t_0 + \frac{P_1 \cdot 10^3 \cdot (1 - \eta)}{1,25 \cdot K_T \cdot A} =$$

10.1.56 Принимаем расстояние между опорами червяка l_{II} равным делительному диаметру червячного колеса $d_2 =$ мм

$$l_{II} = d_2 = \text{мм}.$$

10.1.57 Принимаем значение модуля продольной упругости для материала червяка $E = 2,15 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$.

10.1.58 Определяем значение допускаемого прогиба червяка передачи $[f], \text{ мм}$

$$[f] = 0,005 \cdot m =$$

10.1.59 Определяем значение приведённого момента инерции сечения J_{np} червяка, мм^4

$$J_{np} = \frac{\pi \cdot d_{f1}^4}{64} \cdot \left(0,375 + 0,625 \cdot \frac{d_{a1}}{d_{f1}} \right) =$$

10.1.60 Определяем значение прогиба червяка f в среднем сечении и сравниваем его с допусковым прогибом $[f]$, мм

$$f = \frac{l_{II}^3 \cdot \sqrt{F_{r1}^2 + F_{t1}^2}}{48 \cdot E \cdot J_{np}} =$$

Таблица 10.1 – Геометрические размеры, кинематические и силовые параметры закрытой червячной передачи с цилиндрическим червяком

Параметр	Значение
Число заходов червяка Z_1	
Число зубьев червячного колеса Z_2	
Модуль зацепления m , мм	
Коэффициент смещения инструмента, X	
Межосевое расстояние передачи a_w , мм	
Делительный диаметр червяка d_1 , мм	
Делительный диаметр червячного колеса d_2 , мм	
Длина нарезанной части червяка b_1 , мм	
Наибольший диаметр червячного колеса d_{aM2} , мм	
Ширина венца червячного колеса b_2 , мм	
Угол подъёма витков червяка γ , град.	
Окружная скорость червяка V_1 , м/с	
Скорость скольжения в червячной передаче V_S , м/с	
Степень точности передачи ST	
Окружная сила на червяке передачи F_{t1} , Н	
Окружная сила на червячном колесе передачи F_{t2} , Н	
Допускаемое контактное напряжение для червячного колеса $[\sigma_H]_2$, Н/мм ²	
Действительное контактное напряжение на зубьях червячного колеса σ_{H2} , Н/мм ²	
Допускаемое напряжение изгиба для червячного колеса $[\sigma_F]_2$, Н/мм ²	
Действительное напряжение изгиба на зубьях червячного колеса σ_{F2} , Н/мм ²	

Витебский государственный технологический университет

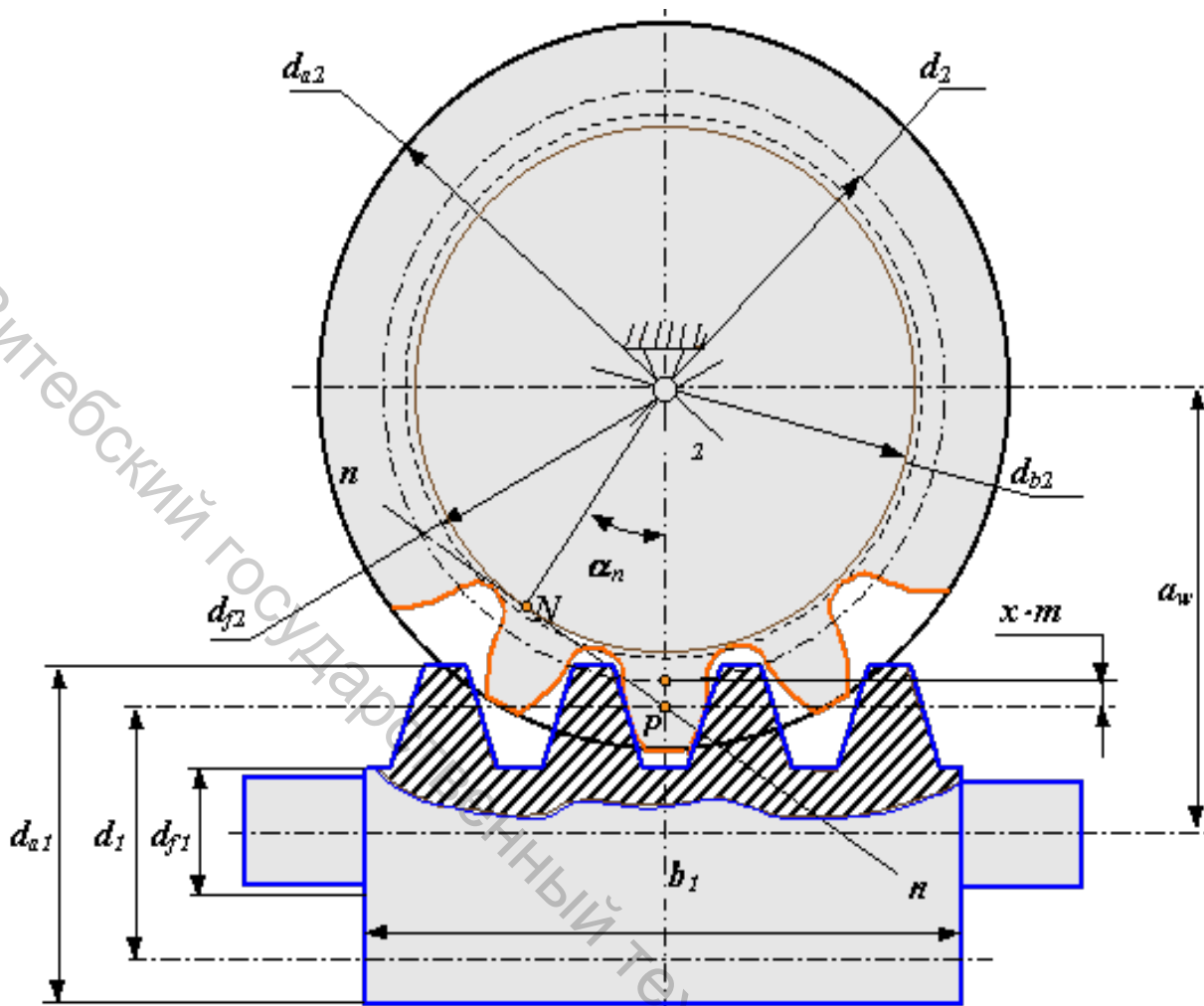


Рисунок 10.1

11 РАСЧЁТ ЗАКРЫТОЙ ПРЯМОЗУБОЙ КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные для расчета

- крутящий момент на шестерне $T_1 =$ н·мм;
- крутящий момент на колесе $T_2 =$ н·мм;
- частота вращения шестерни $n_1 =$ мин⁻¹;
- частота вращения колеса $n_2 =$ мин⁻¹;
- передаточное число передачи $U' =$
- срок службы передачи $L_h =$ ч.

11.1 Проектный расчет передачи

11.1.1 Материал зубчатого колеса – сталь

Термообработка –

Твёрдость $H_2 =$

Механические характеристики, МПа (Н/мм²) :

Предел прочности $\sigma_B =$

Предел текучести $\sigma_T =$

11.1.2 Материал шестерни – сталь

Термообработка –

Твёрдость $H_1 =$

Механические характеристики, МПа:

Предел прочности $\sigma_B =$

Предел текучести $\sigma_T =$

11.1.3 Определение средних значений твёрдостей шестерни H_{1cp} и колеса

H_{2cp}

$$H_{1cp} = 0,5(H_{1min} + H_{1max}) =$$

$$H_{2cp} = 0,5(H_{2min} + H_{2max}) =$$

Средние значения твёрдостей, полученные в HRC, перевести в HB и дальнейшие расчёты вести в HB.

11.1.4 Определение чисел циклов перемены контактных напряжений для шестерни N_{HO1} и колеса N_{HO2} , соответствующих пределам выносливости материалов колёс:

$$N_{HO1} = 30 \cdot H_{1cp}^{2,4} =$$

$$N_{HO2} = 30 \cdot H_{2cp}^{2,4} =$$

11.1.5 Определение действительного числа циклов перемены напряжений для шестерни:

$$N_1 = 60 \cdot n_1 \cdot L_h =$$

11.1.6 Определение действительного числа циклов перемены напряжений для колеса:

$$N_2 = 60 \cdot n_2 \cdot L_h =$$

11.1.7 Определение коэффициентов долговечности для шестерни K_{HL1} и колеса K_{HL2} при расчёте по контактным напряжениям

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO1}}{N_1}} =$$

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO2}}{N_2}} =$$

Так как коэффициенты долговечности $K_{HL1} < 1$ и $K_{HL2} < 1$, то принимаем $K_{HL1} = 1$ и $K_{HL2} = 1$.

11.1.8 Определение длительного предела контактной выносливости для активных поверхностей зубьев шестерни $\sigma_{H \lim 1}$ и колеса $\sigma_{H \lim 2}$, МПа:

$$\sigma_{H \lim 1} = 2 \cdot H_{1cp} + 70 =$$

$$\sigma_{H \lim 2} = 2 \cdot H_{2cp} + 70 =$$

11.1.9 Принимаем коэффициенты безопасности для шестерни $[S_H]_1 =$ и колеса $[S_H]_2 =$

11.1.10 Определение допускаемых контактных напряжений для зубьев шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$, МПа:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H \lim 1}}{[S_H]_1} \cdot K_{HL1} =$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H \lim 2}}{[S_H]_2} \cdot K_{HL2} =$$

11.1.11 Принимаем в качестве расчетного допускаемого контактного напряжения $[\sigma_H]$ меньшее значение из полученных для шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$, $[\sigma_H] =$ МПа.

11.1.12 Принимаем число циклов перемены напряжений изгиба, соответствующее пределу выносливости для материалов шестерни и колеса, равным $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$.

11.1.13 Принимаем исходя из термообработки зубчатых колёс показатели степени в уравнении кривой усталости $m_1 =$, $m_2 =$.

11.1.14 Определение коэффициентов долговечности для шестерни K_{FL1} и колеса K_{FL2} при расчете по напряжениям изгиба:

$$K_{FL1} = \sqrt[m_1]{\frac{N_{F0}}{N_1}} =$$

$$K_{FL2} = \sqrt[m_2]{\frac{N_{F0}}{N_2}} =$$

Так как коэффициенты долговечности $K_{FL1} < 1$ и $K_{FL2} < 1$, то принимаем $K_{FL1} = 1$ и $K_{FL2} = 1$.

11.1.15 Определение пределов выносливостей активных поверхностей зубьев по напряжениям изгиба для шестерни $\sigma_{F \lim 1}$ и колеса $\sigma_{F \lim 2}$, МПа:

$$\sigma_{F \lim 1} = 1,8 \cdot H_{1cp} =$$

$$\sigma_{F \lim 2} = 1,8 \cdot H_{2cp} =$$

Если в качестве термообработки колеса (колёс) принимается закалка, то предел выносливости не рассчитывается, а принимается равным $\sigma_{F \lim} = 650$ МПа.

11.1.16 Принимаем коэффициенты безопасности для шестерни $[S_F]_1 = 1,75$ и колеса $[S_F]_2 = 1,75$.

11.1.17 Принимаем коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (реверс) $Y_A = 1$.

11.1.18 Определение допускаемых напряжений изгиба для зубьев шестерни $[\sigma_F]_1$ и колеса $[\sigma_F]_2$, МПа:

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F \text{ lim } 1}}{[S_F]_1} \cdot K_{FL1} \cdot Y_A =$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F \text{ lim } 2}}{[S_F]_2} \cdot K_{FL2} \cdot Y_A =$$

11.1.19 Принимаем коэффициент ширины зубчатого венца передачи относительно внешнего конусного расстояния $K_{be} = 0,285$.

11.1.20 Принимаем коэффициент, характеризующий понижение прочности конической передачи с прямыми зубьями по сравнению с цилиндрической $\nu_H = 0,85$.

11.1.21 Принимаем приведённый модуль упругости для стальных колёс $E_{np} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

11.1.22 Принимаем предварительное значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине колеса $K'_{H\beta} =$.

Расположение конической шестерни относительно опор принимаем консольным.

11.1.23 Определение предварительного значения внешнего делительного диаметра зубчатого колеса d'_{e2} из условия контактной усталости (прочности) зубьев, мм:

$$d'_{e2} = 1,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_2 \cdot U' \cdot K'_{H\beta}}{\nu_H \cdot [\sigma_H]^2 \cdot (1 - K_{be}) \cdot K_{be}}} =$$

11.1.24 Определение предварительного значения внешнего конусного расстояния передачи R'_e , мм:

$$R'_e = 0,5 \cdot d'_{e2} \cdot \frac{\sqrt{(U')^2 + 1}}{U'} =$$

11.1.25 Определение предварительного значения ширины венца b' зубчатого колеса передачи, мм

$$b' = K_{be} \cdot R_e' =$$

11.1.26 Полученное значение ширины венца зубчатого колеса $b' =$ мм из ряда округлить до ближайшего стандартного значения $b =$ мм из ряда нормальных линейных размеров.

11.1.27 Определение предварительного значения внешнего окружного модуля передачи m_e' , мм:

$$m_e' = \frac{b}{10} =$$

11.1.28 Полученное значение внешнего окружного модуля передачи $m_e' =$ округляем до ближайшего большего стандартного значения $m_e =$ мм.

11.1.29 Определение предварительного значения внешнего делительного диаметра шестерни d_{e1}' , мм:

$$d_{e1}' = \frac{d_{e2}'}{U'} =$$

11.1.30 Определение предварительного значения числа зубьев шестерни Z_1' :

$$Z_1' = \frac{d_{e1}'}{m_e} =$$

11.1.31 Полученное значение числа зубьев шестерни $Z_1' =$ округляем до ближайшего целого числа $Z_1 = \geq Z_{1min} = 18$.

11.1.32 Определение предварительного значения числа зубьев колеса Z_2' :

$$Z_2' = Z_1 \cdot U' =$$

11.1.33 Полученное значение числа зубьев колеса $Z_2' =$ округлить до ближайшего целого числа $Z_2 =$.

11.1.34 Определение действительного передаточного числа зубчатой передачи

$$U = \frac{Z_2}{Z_1} =$$

11.1.35 Определение отклонения действительного передаточного числа передачи U от заданного U' =

$$\Delta U = \frac{|U - U'|}{U'} \cdot 100\% = \leq [\Delta U] = 3\% .$$

11.1.36 Определение действительного значения внешнего конусного расстояния передачи R_e , мм:

$$R_e = 0,5 \cdot m_e \cdot \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} =$$

11.1.37 Проверка выполнения условия

$$\frac{b}{R_e} = \leq 0,3$$

11.1.38 Определение значения среднего конусного расстояния передачи R_m , мм:

$$R_m = R_e - 0,5 \cdot b =$$

11.1.39 Определение угла делительного конуса колеса δ_2 , град.

$$\delta_2 = \arctg U =$$

11.1.40 Определение угла делительного конуса шестерни δ_1 , град.

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 =$$

11.1.41 Определение внешней высоты головки зубьев шестерни h_{ae1} и колеса h_{ae2} , мм:

$$h_{ae1} = h_{ae2} = m_e =$$

11.1.42 Определение внешней высоты ножки зубьев шестерни h_{fe1} и колеса h_{fe2} , мм:

$$h_{fe1} = h_{fe2} = 1,2 \cdot m_e =$$

11.1.43 Определение внешней высоты зубьев шестерни h_{e1} и колеса h_{e2} , мм:

$$h_{e1} = h_{e2} = 2,2 \cdot m_e =$$

11.1.44 Определение внешних делительных диаметров шестерни d_{e1} и колеса d_{e2} , мм:

$$d_{e1} = m_e \cdot Z_1 =$$

$$d_{e2} = m_e \cdot Z_2 =$$

11.1.45 Определение внешних диаметров вершин зубьев шестерни d_{ae1} и колеса d_{ae2} , мм:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot h_{ae1} \cdot \cos \delta_1 = d_{e1} + 2 \cdot m_e \cdot \cos \delta_1 =$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot h_{ae2} \cdot \cos \delta_2 = d_{e2} + 2 \cdot m_e \cdot \cos \delta_2 =$$

11.1.46 Определение внешних диаметров впадин зубьев шестерни d_{fe1} и колеса d_{fe2} , мм:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2 \cdot h_{fe1} \cdot \cos \delta_1 = d_1 - 2 \cdot m_e \cdot \cos \delta_1 =$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2 \cdot h_{fe2} \cdot \cos \delta_2 = d_2 - 2 \cdot m_e \cdot \cos \delta_2 =$$

11.1.47 Определение среднего окружного модуля зацепления m_m , мм:

$$m_m = m_e \cdot \left(1 - \frac{0,5 \cdot b}{R_e} \right) =$$

11.1.48 Определение средних делительных диаметров шестерни d_{m1} и колеса d_{m2} , мм:

$$d_{m1} = m_m \cdot Z_1 =$$

$$d_{m2} = m_m \cdot Z_2 =$$

11.2 Проверочный расчет передачи

11.2.1 Определение окружной скорости зубчатых колёс V , м/с:

$$V = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} =$$

11.2.2 Назначаем степень точности передачи $ST=$ в зависимости от окружной скорости зубчатых колёс $V =$ М/с.

11.2.3 Определение значения коэффициента ширины венца b зубчатого колеса относительно среднего делительного диаметра шестерни d_{m1} :

$$\Psi_{bd} = \frac{b}{d_{m1}} =$$

11.2.4 Принимаем значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине колеса $K_{H\beta} =$

11.2.5 Принимаем значение коэффициента динамической нагрузки передачи $K_{HV} =$

11.2.6 Определение коэффициента нагрузки передачи:

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV} =$$

11.2.7 Принимаем угол зацепления (профиля делительный) $\alpha_w = 20^\circ$.

11.2.8 Определение действительного контактного напряжения в зацеплении зубчатых колёс, МПа

$$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{E_{IP} \cdot T_1 \cdot K_H \cdot \sqrt{U^2 + 1}}{\nu_H \cdot d_{m1}^2 \cdot b \cdot \sin(2 \cdot \alpha_w) \cdot U}} =$$

11.2.9 Определение отклонения действительного контактного напряжения в зацеплении зубчатых колёс $\sigma_H =$ МПа от расчётного допускаемого $[\sigma_H] =$ МПа:

$$\frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100\% =$$

11.2.10 Определение окружной силы в зацеплении зубчатых колёс F_t , н:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m1}} =$$

11.2.11 Определение радиальной силы на шестерне передачи F_{r1} , равной осевой силе на колесе передачи F_{a2} , н:

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \cos \delta_1 =$$

11.2.12 Определение осевой силы на шестерне передачи F_{a1} , равной радиальной силе на колесе передачи F_{r2} , н:

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \sin \delta_1 =$$

11.2.13 Определение эквивалентных чисел зубьев шестерни Z_{V1} и колеса Z_{V2} :

$$Z_{V1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} =$$

$$Z_{V2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} =$$

11.2.14 Принимаем в зависимости от эквивалентных чисел зубьев шестерни $Z_{V1} =$ и колеса $Z_{V2} =$ значения коэффициентов формы зубьев шестерни $Y_{F1} =$ и колеса $Y_{F2} =$.

11.2.15 Принимаем значение коэффициента $\nu_F = 0,85$, характеризующего понижение прочности конической прямозубой передачи по сравнению с прямозубой цилиндрической передачей.

11.2.16 Принимаем значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого колеса $K_{F\beta} =$

11.2.17 Принимаем значение коэффициента динамической нагрузки передачи $K_{FV} =$

11.2.18 Определение коэффициента нагрузки передачи:

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV} =$$

11.2.19 Определение менее прочного звена передачи (шестерня – 1 или колесо – 2) по отношениям, МПа:

$$\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}} =$$

$$\frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}} =$$

Менее прочным звеном передачи будет колесо (шестерня), так как для неё указанное соотношение получилось меньше.

11.2.20 Определение действительного напряжения изгиба менее прочного звена передачи колеса (шестерни) σ_{F2} (σ_{F1}) и сравнение с допускаемым напряжением изгиба колеса $[\sigma_F]_2$ (шестерни $[\sigma_F]_1$), МПа:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F}{v_F \cdot b \cdot m_m} =$$

Таблица 11.1 – Геометрические размеры, кинематические и силовые параметры конической передачи с прямыми зубьями

Параметр	Значение
Число зубьев шестерни Z_1	
Число зубьев колеса Z_2	
Внешний окружной модуль передачи m_e , мм	
Угол делительного конуса шестерни δ_1 , град.	
Угол делительного конуса колеса δ_2 , град.	
Внешний делительный диаметр шестерни d_{m1} , мм	
Внешний делительный диаметр колеса d_{m2} , мм	
Внешнее конусное расстояние передачи R_e , мм	
Ширина венца зубчатого колеса передачи b , мм	
Угол наклона зубьев колёс β_n , град.	0°
Окружная скорость зубчатых колёс передачи V , м/с	
Степень точности передачи ST	
Окружная сила в зацеплении зубчатых колёс F_t , н	
Расчётное допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$, МПа	
Действительное контактное напряжение в зубчатом зацеплении σ_H , МПа	
Допускаемое напряжение изгиба для зубьев колеса $[\sigma_F]_2$, МПа	
Действительное напряжение изгиба для зубьев колеса σ_{F2} , МПа	

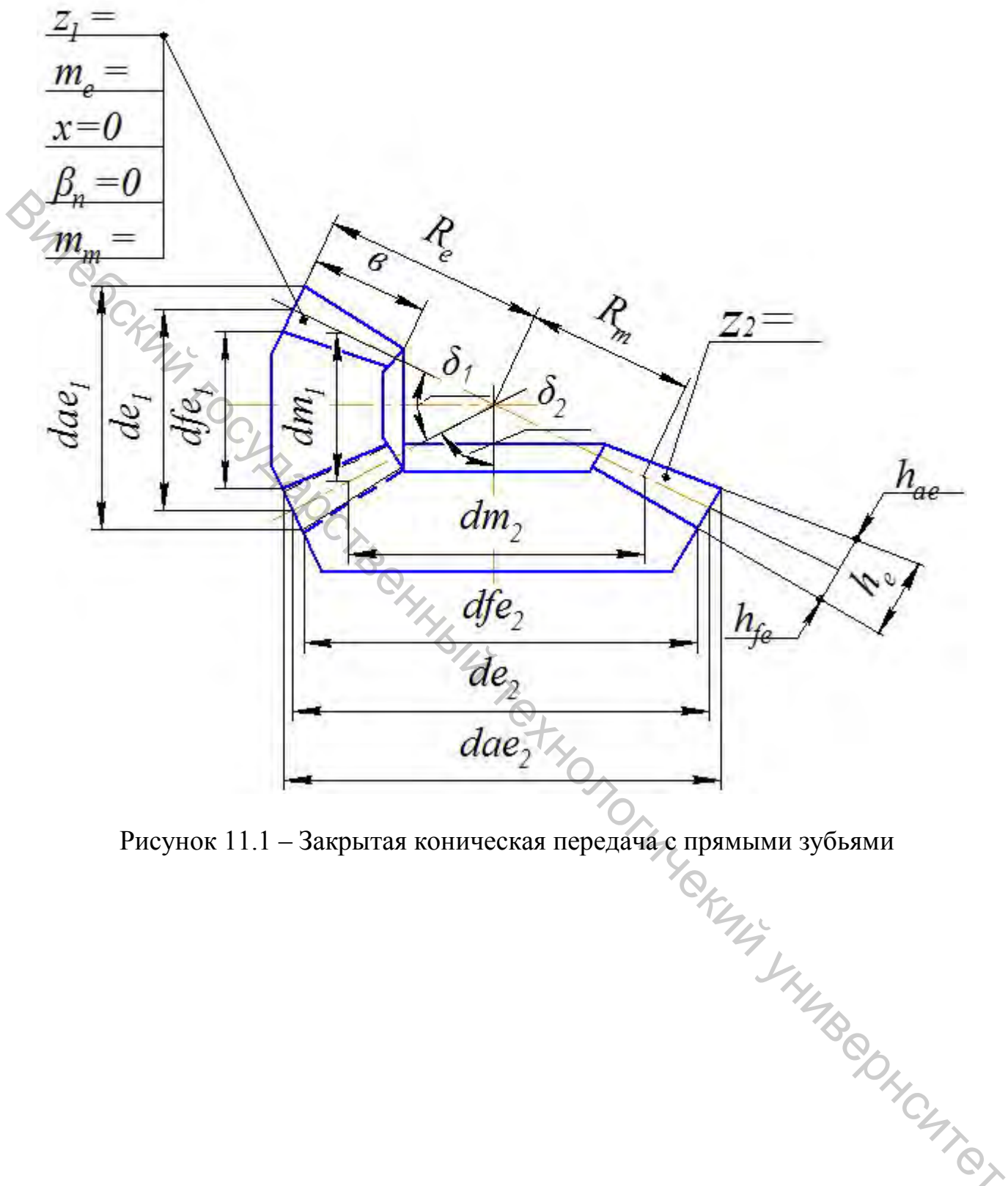


Рисунок 11.1 – Закрытая коническая передача с прямыми зубьями

12 РАСЧЁТ ЗАКРЫТОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные для расчета

- крутящий момент на шестерне $T_1 =$ Н·мм;
- крутящий момент на колесе $T_2 =$ Н·мм;
- частота вращения шестерни $n_1 =$ мин⁻¹;
- частота вращения колеса $n_2 =$ мин⁻¹;
- передаточное число передачи $U' =$
- срок службы передачи $L_h =$ ч.

12.1 Проектный расчет передачи

12.1.1 Материал зубчатого колеса – сталь

Термообработка –

Твёрдость $H_2 =$

Механические характеристики МПа (Н/мм²) :

Предел прочности $\sigma_B =$

Предел текучести $\sigma_T =$

12.1.2 Материал шестерни – сталь

Термообработка –

Твёрдость $H_1 =$

Механические характеристики МПа:

Предел прочности $\sigma_B =$

Предел текучести $\sigma_T =$

12.1.3 Определение средних значений твёрдостей шестерни H_{1cp} и колеса

H_{2cp}

$$H_{1cp} = 0,5(H_{1min} + H_{1max}) =$$

$$H_{2cp} = 0,5(H_{2min} + H_{2max}) =$$

Средние значения твёрдостей, полученные в HRC, перевести в HB и дальнейшие расчёты вести в HB.

12.1.4 Определение чисел циклов перемены контактных напряжений для шестерни N_{HO1} и колеса N_{HO2} , соответствующих пределам выносливости материалов колёс

$$N_{HO1} = 30 \cdot H_{1cp}^{2,4} =$$

$$N_{HO2} = 30 \cdot H_{2cp}^{2,4} =$$

12.1.5 Определение действительного числа циклов перемены напряжений для шестерни

$$N_1 = 60 \cdot n_1 \cdot L_h =$$

12.1.6 Определение действительного числа циклов перемены напряжений для колеса

$$N_2 = 60 \cdot n_2 \cdot L_h =$$

12.1.7 Определение коэффициентов долговечности для шестерни K_{HL1} и колеса K_{HL2} при расчёте по контактным напряжениям

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO1}}{N_1}} =$$

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO2}}{N_2}} =$$

Если коэффициенты долговечности $K_{HL1} < 1$ и $K_{HL2} < 1$, то принимаем $K_{HL1} = 1$ и $K_{HL2} = 1$.

12.1.8 Определение длительного предела контактной выносливости для активных поверхностей зубьев шестерни $\sigma_{H \lim 1}$ и колеса $\sigma_{H \lim 2}$, МПа:

$$\sigma_{H \lim 1} = 2 \cdot H_{1cp} + 70 =$$

$$\sigma_{H \lim 2} = 2 \cdot H_{2cp} + 70 =$$

12.1.9 Принимаем коэффициенты безопасности для шестерни $[S_H]_1 =$ и колеса $[S_H]_2 =$

12.1.10 Определение допускаемых контактных напряжений для зубьев шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$, МПа:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H \text{ lim}1}}{[S_H]_1} \cdot K_{HL1} =$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H \text{ lim}2}}{[S_H]_2} \cdot K_{HL2} =$$

12.1.11 Принимаем в качестве расчетного допускаемого контактного напряжения $[\sigma_H]$ меньшее значение из полученных для шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$, $[\sigma_H] =$ МПа.

12.1.12 Принимаем число циклов перемены напряжений изгиба, соответствующее пределу выносливости для материалов шестерни и колеса, равным $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$.

12.1.13 Принимаем исходя из термообработки зубчатых колёс показатель степени в уравнении кривой усталости $m_1 =$, $m_2 =$.

12.1.14 Определение коэффициентов долговечности для шестерни K_{FL1} и колеса K_{FL2} при расчете по напряжениям изгиба

$$K_{FL1} = \sqrt[m_1]{\frac{N_{F0}}{N_1}} =$$

$$K_{FL2} = \sqrt[m_2]{\frac{N_{F0}}{N_2}} =$$

Если коэффициенты долговечности $K_{FL1} < 1$ и $K_{FL2} < 1$, то принимаем $K_{FL1} = 1$ и $K_{FL2} = 1$.

12.1.15 Определение пределов выносливостей активных поверхностей зубьев по напряжениям изгиба для шестерни $\sigma_{F \text{ lim}1}$ и колеса $\sigma_{F \text{ lim}2}$, МПа:

$$\sigma_{F \text{ lim}1} = 1,8 \cdot H_{1cp} =$$

$$\sigma_{F \text{ lim}2} = 1,8 \cdot H_{2cp} =$$

Если в качестве термообработки колеса (колёс) принимается закалка, то предел выносливости не рассчитывается, а принимается равным: $\sigma_{F \text{ lim}} = 650$ МПа.

12.1.16 Принимаем коэффициенты безопасности для шестерни $[S_F]_1 = 1,75$ и колеса $[S_F]_2 = 1,75$.

12.1.17 Принимаем коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (реверс) $Y_A = 1$.

12.1.18 Определение допускаемых напряжений изгиба для зубьев шестерни $[\sigma_F]_1$ и колеса $[\sigma_F]_2$, МПа:

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F \text{ lim } 1}}{[S_F]_1} \cdot K_{FL1} \cdot Y_A =$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F \text{ lim } 2}}{[S_F]_2} \cdot K_{FL2} \cdot Y_A =$$

12.1.19 Принимаем приведённый модуль упругости для стальных колёс $E_{np} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

12.1.20 Принимаем коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния передачи $\Psi_{ba} =$

12.1.21 Принимаем предварительное значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине колеса $K'_{H\beta} =$

12.1.22 Определение предварительного значения межосевого расстояния передачи a'_W из условия контактной усталости (прочности) рабочих поверхностей зубьев, мм

$$a'_W = 0,85 \cdot (U' + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_2 \cdot K'_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot (U')^2 \cdot \Psi_{ba}}} =$$

12.1.23 Определение предварительного значения b_2 ширины зубчатого колеса, мм

$$b'_2 = \Psi_{ba} \cdot a'_W =$$

12.1.24 Полученное значение ширины зубчатого колеса $b'_2 =$ округляем до ближайшего значения из ряда нормальных линейных размеров $b_2 =$ мм.

12.1.25 Определяем диапазон рекомендуемых значений окружного модуля передачи m'_t , мм

$$m'_t = (0,01 \dots 0,02) \cdot a'_W = (0,01 \dots 0,02).$$

12.1.26 Принимаем стандартное значение окружного модуля $m_t =$ мм, входящее в диапазон рекомендуемых значений $m'_t =$ мм.

12.1.27 Определение предварительного значения числа зубьев шестерни

$$Z_1' = \frac{2 \cdot a_W'}{m_t \cdot (1 + U')} =$$

12.1.28 Полученное значение числа зубьев шестерни $Z_1' =$ округляем до ближайшего целого числа $Z_1 = \leq [Z_1] = 32$.

12.1.29 Определение предварительного значения числа зубьев колеса Z_2'

$$Z_2' = Z_1 \cdot U' =$$

12.1.30 Полученное значение числа зубьев колеса $Z_2' =$ округлить до ближайшего целого числа $Z_2 =$

12.1.31 Определение действительного передаточного числа U зубчатой передачи

$$U = \frac{Z_2}{Z_1} =$$

12.1.32 Определение отклонения ΔU действительного передаточного числа передачи $U =$ от заданного $U' =$

$$\Delta U = \frac{|U - U'|}{U'} \cdot 100\% = \leq [\Delta U] = 4\%$$

12.1.33 Определение действительного значения межосевого расстояния передачи a_W , мм

$$a_W = \frac{m_t \cdot (Z_1 + Z_2)}{2} =$$

Полученное значение межосевого расстояния передачи a_W не округляем до стандартного значения.

12.1.34 Определение делительных диаметров шестерни d_1 и колеса d_2 , мм

$$d_1 = m_t \cdot Z_1 =$$

$$d_2 = m_t \cdot Z_2 =$$

12.1.35 Определение диаметров окружностей вершин зубьев шестерни d_{a1} и колеса d_{a2} , мм

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_t =$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_t =$$

12.1.36 Определение диаметров окружностей впадин зубьев шестерни d_{f1} и колеса d_{f2} , мм

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_t =$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_t =$$

12.1.37 Определение диапазона рекомендуемых значений ширины шестерни

$$b'_1 = b_2 + (2 \dots 5) = \text{мм.}$$

12.1.38 Принимаем из ряда нормальных линейных размеров стандартное значение ширины шестерни $b_1 =$ мм, входящее в диапазон рекомендуемых значений $b'_1 =$ мм.

12.2 Проверочный расчет передачи

12.2.1 Определение окружной скорости зубчатых колёс V , м/с

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} =$$

12.2.2 Назначаем степень точности передачи $ST =$ в зависимости от окружной скорости зубчатых колёс $V =$

12.2.3 Определение значения коэффициента ширины шестерни относительно среднего ее диаметра

$$\Psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} =$$

12.2.4 Принимаем значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине колеса $K_{H\beta} =$

12.2.5 Принимаем значение коэффициента динамической нагрузки передачи $K_{HV} =$

12.2.6 Определение коэффициента нагрузки передачи K_H

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV} =$$

12.2.7 Принимаем угол зацепления (профиля делительный) $\alpha_w = 20^\circ$

12.2.8 Определение действительного контактного напряжения в зацеплении зубчатых колёс, МПа

$$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{E_{ПП} \cdot T_1 \cdot K_H \cdot \left(\frac{U+1}{U}\right)}{d_1^2 \cdot b_2 \cdot \sin 40^\circ}} =$$

12.2.9 Определение отклонения действительного контактного напряжения в зацеплении зубчатых колёс $\sigma_H =$ МПа от расчётного допускаемого $[\sigma_H] =$ МПа

$$\frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100\% =$$

12.2.10 Определение окружной силы F_t в зацеплении зубчатых колёс, н

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} =$$

12.2.11 Определение радиальной силы F_r в зацеплении зубчатых колёс, н

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w =$$

12.2.12 Принимаем в зависимости от чисел зубьев шестерни $Z_1 =$ и колеса $Z_2 =$ значения коэффициентов формы зубьев шестерни $Y_{F1} =$ и колеса $Y_{F2} =$

12.2.13 Принимаем значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого колеса $K_{F\beta} =$

12.2.14 Принимаем значение коэффициента динамической нагрузки передачи $K_{FV} =$

12.2.15 Определение коэффициента нагрузки передачи

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV} =$$

12.2.16 Определение менее прочного звена передачи (шестерня – 1 или колесо – 2) по отношениям, МПа:

$$\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}} =$$

$$\frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}} =$$

Менее прочным звеном передачи будет колесо (шестерня), так как для него указанное соотношение получилось меньше.

12.2.17 Определяем действительное напряжение изгиба менее прочного звена передачи колеса (шестерни) σ_{F2} (σ_{F1}) и сравниваем с допускаемым напряжением изгиба колеса $[\sigma_F]_2$ (шестерни $[\sigma_F]_1$), МПа

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F}{b_2 \cdot m_t} =$$

Таблица 12.1 – Геометрические размеры, кинематические и силовые параметры прямозубой цилиндрической передачи

Параметр	Значение
Число зубьев шестерни Z_1	
Число зубьев колеса Z_2	
Модуль зацепления m_t , мм	
Диаметр делительной окружности шестерни d_1 , мм	
Диаметр делительной окружности колеса d_2 , мм	
Межосевое расстояние передачи a_w , мм	
Ширина шестерни передачи b_1 , мм	
Ширина колеса передачи b_2 , мм	
Угол наклона зубьев передачи β , град.	0°
Степень точности передачи ST	
Окружная скорость зубчатых колёс V , м/с	
Окружная сила в зацеплении зубчатых колёс F_t , Н	
Расчётное допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$, МПа	
Действительное контактное напряжение в зубчатом зацеплении σ_H , МПа	
Допускаемое напряжение изгиба для зубьев колеса $[\sigma_{F2}]$, МПа	
Действительное напряжение изгиба зубьев колеса σ_{F2} , МПа	

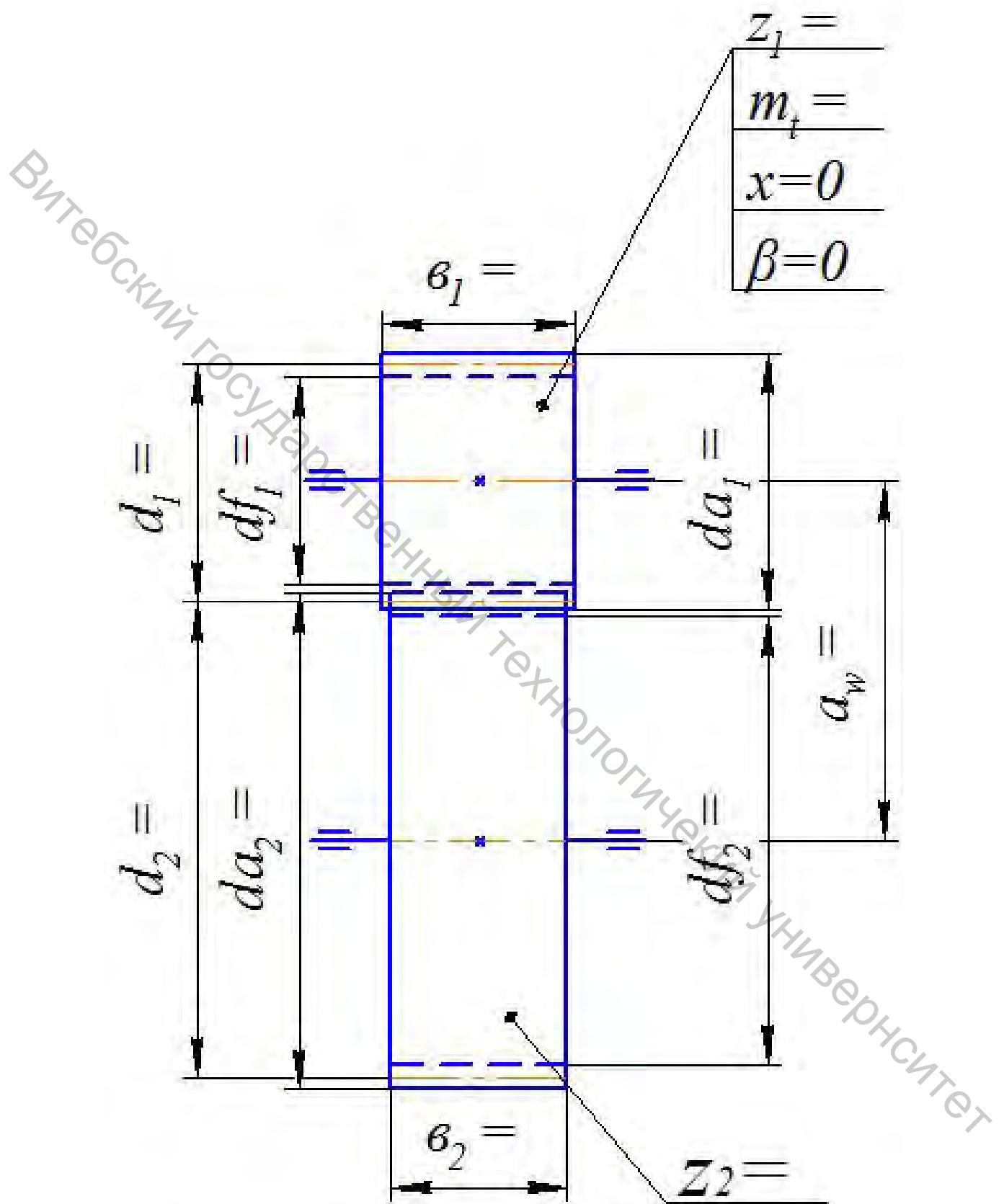


Рисунок 12.1 – Закрытая прямозубая цилиндрическая передача

13 РАСЧЁТ ОТКРЫТОЙ ПРЯМОЗУБОЙ КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные для расчёта

- мощность на ведущем элементе передачи (шестерне) $P_1 =$ кВт;
- крутящий момент на ведущем элементе передачи $T_1 =$ н·м;
- частота вращения ведущего элемента передачи $n_1 =$ мин⁻¹;
- частота вращения ведомого элемента передачи (колеса) $n_2 =$ мин⁻¹;
- передаточное число передачи $U' =$;
- срок службы передачи $L_h =$ · 10³ ч.

13.1 Проектный расчёт передачи

13.1.1 Материал зубчатого колеса –

Термообработка –

Твёрдость $H_2 =$

Механические характеристики МПа ($\frac{Н}{мм^2}$) ;

Предел прочности $\sigma_B =$

Предел текучести $\sigma_T =$

13.1.2 Материал шестерни –

Термообработка –

Твёрдость $H_1 =$

Механические характеристики МПа ($\frac{Н}{мм^2}$) ;

Предел прочности $\sigma_B =$

Предел текучести $\sigma_T =$

13.1.3 Определение средних значений твёрдостей шестерни H_{1cp} и колеса

H_{2cp}

$$H_{1cp} = 0,5 (H_{1min} + H_{1max}) =$$

$$H_{2cp} = 0,5 (H_{2min} + H_{2max}) =$$

Средние значения твёрдостей, полученные в HRC, перевести в HB и дальнейшие расчёты вести в HB.

13.1.4 Принимаем число циклов перемены напряжений изгиба, соответствующее пределу выносливости для материалов шестерни и колеса, равным $N_{F_0} = 4 \cdot 10^6$.

13.1.5 Определение действительного числа циклов перемены напряжений для шестерни

$$N_1 = 60 \cdot n_1 \cdot L_h =$$

13.1.6 Определение действительного числа циклов перемены напряжений для колеса

$$N_2 = 60 \cdot n_2 \cdot L_h =$$

13.1.7 Принимаем исходя из материалов и термообработки зубчатых колёс показатели степени в уравнении кривой усталости $m_1 =$, $m_2 =$.

13.1.8 Определение коэффициентов долговечности для шестерни K_{FL1} и колеса K_{FL2} при расчёте по напряжениям изгиба

$$K_{FL1} = \sqrt[m_1]{\frac{N_{F_0}}{N_1}} =$$

$$K_{FL2} = \sqrt[m_2]{\frac{N_{F_0}}{N_2}} =$$

Если коэффициенты долговечности $K_{FL1} < 1$ и $K_{FL2} < 1$, то принимаем $K_{FL1} = 1$ и $K_{FL2} = 1$.

13.1.9 Определение пределов выносливостей активных поверхностей зубьев по напряжениям изгиба для шестерни σ_{Flim1} и колеса σ_{Flim2} , МПа:

$$\sigma_{Flim1} = 1,8 \cdot H_{1cp} =$$

$$\sigma_{Flim2} = 1,8 \cdot H_{2cp} =$$

Если в качестве термообработки колеса (колёс) принимается закалка, то предел выносливости не рассчитывается, а принимается равным $\sigma_{Flim} = 650$ МПа.

13.1.10 Принимаем коэффициенты безопасности для шестерни $[S_F]_1 = 1,75$ и колеса $[S_F]_2 = 1,75$.

13.1.11 Принимаем коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (реверс) $Y_A = 1$.

13.1.12 Определение допускаемых напряжений изгиба для зубьев шестерни $[\sigma_F]_1$ и колеса $[\sigma_F]_2$, МПа:

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{Flim1}}{[S_F]_1} \cdot K_{FL1} \cdot Y_A =$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{Flim2}}{[S_F]_2} \cdot K_{FL2} \cdot Y_A =$$

13.1.13 Принимаем число зубьев шестерни $Z_1 =$, входящее в диапазон рекомендуемых значений $18 \leq Z_1 \leq 32$.

13.1.14 Определение предварительного значения числа зубьев колеса Z'_2

$$Z'_2 = Z_1 \cdot U' =$$

13.1.15 Полученное значение числа зубьев колеса $Z'_2 =$ округлить до ближайшего целого числа $Z_2 =$.

13.1.16 Определение действительного передаточного числа U зубчатой передачи

$$U = \frac{Z_2}{Z_1} =$$

13.1.17 Определение отклонения ΔU действительного передаточного числа передачи $U =$ от заданного $U' =$

$$\Delta U = \frac{|U - U'|}{U'} \cdot 100\% = \leq [\Delta U] = 4\%$$

13.1.18 Определение угла делительного конуса колеса передачи δ_2 , град.
 $\delta_2 = \arctg U =$

13.1.19 Определение угла делительного конуса шестерни передачи δ_1 , град.

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 =$$

13.1.20 Определение эквивалентных чисел зубьев шестерни Z_{v1} и колеса Z_{v2} передачи

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1} =$$

$$Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2} =$$

13.1.21 Принимаем в зависимости от эквивалентных чисел зубьев шестерни $Z_{v1} =$ и колеса $Z_{v2} =$ передачи значения коэффициентов формы зубьев шестерни $Y_{F1} =$ и колеса $Y_{F2} =$.

13.1.22 Определение предварительного значения коэффициента ширины венца зубчатого колеса относительно среднего делительного диаметра шестерни Ψ'_{bd}

$$\Psi'_{bd} = 0,166 \sqrt[3]{U^2 + 1} =$$

13.1.23 Принимаем предварительное значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине колеса $K'_{F\beta} =$ Предварительно в качестве опор валов передачи принимаем шарикоподшипники.

13.1.24 Принимаем значение вспомогательного коэффициента $K_m = 1,4$.

13.1.25 Принимаем значение коэффициента, характеризующего понижение прочности конической передачи с прямыми зубьями по сравнению с прямозубой цилиндрической, $v_F = 0,85$.

13.1.26 Определение предварительного значения среднего окружного модуля зацепления m_m из условия сопротивления усталости зубьев при изгибе, мм

$$m'_m = K_m \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K'_{F\beta} \cdot Y_{F1}}{v_F \cdot Z_1^2 \cdot \Psi'_{bd} \cdot [\sigma_F]_1}} =$$

13.1.27 Принимаем значение коэффициента ширины венца зубчатого колеса относительно внешнего конусного расстояния $K_{be} = 0,285$.

13.1.28 Определение предварительного значения внешнего окружного модуля передачи m'_e , мм

$$m'_e = \frac{m'_m}{1 - 0,5 \cdot K_{be}} =$$

13.1.29 Полученное значение внешнего окружного модуля передачи m'_e округляем до ближайшего большего стандартного значения $m_e =$ мм.

13.1.30 Определение действительного значения внешнего конусного расстояния передачи R_e , мм

$$R_e = 0,5 \cdot m_e \cdot \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} =$$

13.1.31 Определение предварительного значения ширины венца зубчатого колеса передачи b' , мм

$$b' = K_{be} \cdot R_e =$$

13.1.32 Полученное значение ширины венца зубчатого колеса $b' =$ мм, округлить до ближайшего стандартного значения $b =$ мм из ряда нормальных линейных размеров.

13.1.33 Проверка выполнения условия

$$\frac{b}{R_e} = \leq 0,3$$

13.1.34 Определение среднего конусного расстояния передачи R_m , мм

$$R_m = R_e - 0,5 \cdot b =$$

13.1.35 Определение внешней высоты головок зубьев шестерни h_{ae1} и колеса h_{ae2} , мм

$$h_{ae1} = h_{ae2} = m_e =$$

13.1.36 Определение внешней высоты ножек зубьев шестерни h_{fe1} и колеса h_{fe2} , мм

$$h_{fe1} = h_{fe2} = 1,2 \cdot m_e =$$

13.1.37 Определение внешней высоты зубьев шестерни h_{e1} и колеса h_{e2} , мм

$$h_{e1} = h_{e2} = 2,2 \cdot m_e =$$

13.1.38 Определение внешних делительных диаметров шестерни d_{e1} и колеса d_{e2} , мм

$$d_{e1} = m_e \cdot Z_1 =$$

$$d_{e2} = m_e \cdot Z_2 =$$

13.1.39 Определение внешних диаметров вершин зубьев шестерни d_{ae1} и колеса d_{ae2} , мм

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot h_{ae1} \cdot \cos\delta_1 = d_{e1} + 2 \cdot m_e \cdot \cos\delta_1 =$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot h_{ae2} \cdot \cos\delta_2 = d_{e2} + 2 \cdot m_e \cdot \cos\delta_2 =$$

13.1.40 Определение внешних диаметров впадин зубьев шестерни d_{fe1} и колеса d_{fe2} , мм

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2 \cdot h_{fe1} \cdot \cos\delta_1 = d_{e1} - 2,4 \cdot m_e \cdot \cos\delta_1 =$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2 \cdot h_{fe2} \cdot \cos\delta_2 = d_{e2} - 2,4 \cdot m_e \cdot \cos\delta_2 =$$

13.1.41 Определение действительного значения среднего окружного модуля зацепления m_m , мм

$$m_m = m_e \cdot \frac{R_m}{R_e} = m_e \cdot \left(1 - \frac{0,5 \cdot b}{R_e} \right) =$$

13.1.42 Определение средних делительных диаметров шестерни d_{m1} и колеса d_{m2} , мм

$$d_{m1} = m_m \cdot Z_1 =$$

$$d_{m2} = m_m \cdot Z_2 =$$

13.2 Проверочный расчёт передачи

13.2.1 Определение окружной скорости зубчатых колёс V , м/с

$$V = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} =$$

13.2.2 Назначаем степень точности передачи $ST =$ в зависимости от окружной скорости зубчатых колёс $V =$ м/с.

13.2.3 Определение действительного значения коэффициента ширины венца зубчатого колеса относительно среднего делительного диаметра шестерни Ψ_{bd}

$$\Psi_{bd} = \frac{b}{d_{m1}} =$$

13.2.4 Принимаем действительное значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого колеса $K_{F\beta} =$

13.2.5 Принимаем значение коэффициента динамической нагрузки передачи $K_{FV} =$.

13.2.6 Определение значения коэффициента нагрузки передачи K_F

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV} =$$

13.2.7 Определение окружной силы в зацеплении зубчатых колёс F_t , н

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m1}} =$$

13.2.8 Принимаем угол зацепления (профиля делительный) $\alpha_w = 20^\circ$.

13.2.9 Определение радиальной силы на шестерне F_{r1} , равной осевой силе на колесе F_{a2} передачи, н

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \cos \delta_1 =$$

13.2.10 Определение осевой силы на шестерне F_{a1} , равной радиальной силе на колесе F_{r2} передачи, н

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \sin \delta_1 =$$

13.2.11 Определение действительного напряжения изгиба шестерни передачи σ_{F1} и сравнение её с допускаемым напряжением $[\sigma_F]_1$, Мпа

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_{F1}}{v_F \cdot b \cdot m_m} = \leq [\sigma_F]_1$$

13.2.12 Определение действительного напряжения изгиба колеса передачи σ_{F2} и сравнение её с допускаемым напряжением $[\sigma_F]_2$, Мпа

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_{F2}}{v_F \cdot b \cdot m_m} = \leq [\sigma_F]_2$$

Таблица 13.1 – Геометрические размеры, кинематические и силовые параметры открытой прямозубой конической передачи

Параметр	Значение
Число зубьев шестерни Z_1	
Число зубьев колеса Z_2	
Внешний окружной модуль m_m , мм	
Внешний делительный диаметр шестерни d_{e1} , мм	
Внешний делительный диаметр колеса d_{e2} , мм	
Внешнее конусное расстояние R_e , мм	
Ширина венца зубчатого колеса b , мм	
Средний делительный диаметр шестерни d_{m1} , мм	
Средний делительный диаметр колеса d_{m2} , мм	
Степень точности передачи ST	
Окружная скорость зубчатых колёс V , м/с	
Окружная сила в зацеплении зубчатых колёс F_t , н	
Допускаемое напряжение изгиба для зубьев шестерни $[\sigma_F]_1$, МПа	
Действительное напряжение изгиба для зубьев шестерни σ_{F1} , МПа	

14 РАСЧЁТ ЗАКРЫТОЙ КОСОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные для расчета

- крутящий момент на шестерне $T_1 =$ н·мм;
- крутящий момент на колесе $T_2 =$ н·мм;
- частота вращения шестерни $n_1 =$ мин⁻¹;
- частота вращения колеса $n_2 =$ мин⁻¹;
- передаточное число передачи $U' =$
- срок службы передачи $L_h =$ ч.

14.1 Проектный расчет передачи

14.1.1 Материал зубчатого колеса – сталь

Термообработка –

Твёрдость $H_2 =$

Механические характеристики МПа (Н/мм²) :

Предел прочности $\sigma_B =$

Предел текучести $\sigma_T =$

14.1.2 Материал шестерни – сталь

Термообработка –

Твёрдость $H_1 =$

Механические характеристики МПа:

Предел прочности $\sigma_B =$

Предел текучести $\sigma_T =$

14.1.3 Определение средних значений твёрдостей шестерни H_{1cp} и колеса

H_{2cp}

$$H_{1cp} = 0,5(H_{1min} + H_{1max}) =$$

$$H_{2cp} = 0,5(H_{2min} + H_{2max}) =$$

Средние значения твёрдостей, полученные в HRC, перевести в HB и дальнейший расчёт вести в HB.

14.1.4 Определение чисел циклов перемены контактных напряжений для шестерни N_{HO1} и колеса N_{HO2} , соответствующих пределам выносливости материалов колёс

$$N_{HO1} = 30 \cdot H_{1cp}^{2,4} =$$

$$N_{HO2} = 30 \cdot H_{2cp}^{2,4} =$$

14.1.5 Определение действительного числа циклов перемены напряжений для шестерни

$$N_1 = 60 \cdot n_1 \cdot L_h =$$

14.1.6 Определение действительного числа циклов перемены напряжений для колеса

$$N_2 = 60 \cdot n_2 \cdot L_h =$$

14.1.7 Определение коэффициентов долговечности для шестерни K_{HL1} и колеса K_{HL2} при расчёте по контактным напряжениям

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO1}}{N_1}} =$$

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO2}}{N_2}} =$$

Так как коэффициенты долговечности $K_{HL1} < 1$ и $K_{HL2} < 1$, то принимаем $K_{HL1} = 1$ и $K_{HL2} = 1$.

14.1.8 Определение длительного предела контактной выносливости для активных поверхностей зубьев шестерни $\sigma_{H \lim 1}$ и колеса $\sigma_{H \lim 2}$, МПа

$$\sigma_{H \lim 1} = 2 \cdot H_{1cp} + 70 =$$

$$\sigma_{H \lim 2} = 2 \cdot H_{2cp} + 70 =$$

14.1.9 Принимаем коэффициенты безопасности для шестерни $[S_H]_1 =$ и колеса $[S_H]_2 =$

14.1.10 Определение допускаемых контактных напряжений для зубьев шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$, МПа

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H \text{ lim } 1}}{[S_H]_1} \cdot K_{HL1} =$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H \text{ lim } 2}}{[S_H]_2} \cdot K_{HL2} =$$

14.1.11 Определение среднего значения допускаемого контактного напряжения $[\sigma_H]$ из полученных значений для шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$, МПа

$$[\sigma_H] = 0,5 \cdot ([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) =$$

14.1.12 Определение предельного допускаемого контактного напряжения

$$[\sigma_H] = 1,25 \cdot [\sigma_H]_2 =$$

14.1.13 Принимаем в качестве расчетного допускаемого контактного напряжения косозубой цилиндрической передачи $[\sigma_H] =$ МПа меньшее значение из среднего и предельного допускаемых контактных напряжений.

14.1.14 Принимаем число циклов перемены напряжений изгиба, соответствующее пределу выносливости для материалов шестерни и колеса, равным $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$.

14.1.15 Принимаем исходя из термообработки зубчатых колёс показатели степени в уравнении кривой усталости $m_1 =$, $m_2 =$

14.1.16 Определение коэффициентов долговечности для шестерни K_{FL1} и колеса K_{FL2} при расчете по напряжениям изгиба

$$K_{FL1} = \sqrt[m_1]{\frac{N_{F0}}{N_1}} =$$

$$K_{FL2} = \sqrt[m_2]{\frac{N_{F0}}{N_2}} =$$

Так как коэффициенты долговечности $K_{FL1} < 1$ и $K_{FL2} < 1$, то принимаем $K_{FL1} = 1$ и $K_{FL2} = 1$.

14.1.17 Определение пределов выносливости активных поверхностей зубьев по напряжениям изгиба для шестерни $\sigma_{F \lim 1}$ и колеса $\sigma_{F \lim 2}$, МПа

$$\sigma_{F \lim 1} = 1,8 \cdot H_{1cp} =$$

$$\sigma_{F \lim 2} = 1,8 \cdot H_{2cp} =$$

Если в качестве термообработки колеса (колёс) принимается закалка, то предел выносливости не рассчитывается, а принимается равным $\sigma_{Flim} = 650$ МПа.

14.1.18 Принимаем коэффициенты безопасности для шестерни $[S_F]_1 = 1,75$ и колеса $[S_F]_2 = 1,75$.

14.1.19 Принимаем коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (реверс) $Y_A = 1$.

14.1.20 Определение допускаемых напряжений изгиба для зубьев шестерни $[\sigma_F]_1$ и колеса $[\sigma_F]_2$, МПа

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F \lim 1}}{[S_F]_1} \cdot K_{FL1} \cdot Y_A =$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F \lim 2}}{[S_F]_2} \cdot K_{FL2} \cdot Y_A =$$

14.1.21 Принимаем приведённый модуль упругости для стальных колёс $E_{np} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

14.1.22 Принимаем коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния передачи $\Psi_{ba} =$

14.1.23 Принимаем предварительное значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине колеса $K'_{H\beta} =$

14.1.24 Определение предварительного значения межосевого расстояния передачи a'_W из условия контактной усталости (прочности) зубьев, мм

$$a'_W = 0,75 \cdot (U' + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_2 \cdot K'_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot (U')^2 \cdot \Psi_{ba}}} =$$

14.1.25 Определение предварительного значения ширины зубчатого колеса, мм

$$b'_2 = \Psi_{ba} \cdot a'_W =$$

14.1.26 Полученное значение ширины зубчатого колеса $b'_2 =$ мм округляем до ближайшего значения из ряда нормальных линейных размеров $b_2 =$

14.1.27 Определяем диапазон рекомендуемых значений нормального модуля передачи m'_n , мм

$$m'_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot a'_W =$$

14.1.28 Принимаем стандартное значение нормального модуля $m_n =$ мм, входящее в диапазон рекомендуемых значений $m'_n =$ мм.

14.1.29 Принимаем минимальное значение коэффициента осевого перекрытия передачи равным $\varepsilon_\beta = 1,1$

14.1.30 Определяем минимальное значение угла наклона зубьев передачи β_{\min} , град.

$$\beta_{\min} = \arcsin \frac{\varepsilon_\beta \cdot \pi \cdot m_n}{b_2} =$$

14.1.31 Принимаем минимальный угол наклона зубьев $\beta_{\min} =$

Если значение минимального угла наклона зубьев $\beta_{\min} \leq 8^\circ$, то принимаем его равным $\beta_{\min} = 8^\circ$.

14.1.32 Определение предварительного значения числа зубьев шестерни

$$Z'_1 = \frac{2 \cdot a'_W \cdot \cos \beta_{\min}}{m_n \cdot (1 + U')} =$$

14.1.33 Полученное значение числа зубьев шестерни Z'_1 округляем до ближайшего целого числа $Z_1 = \leq [Z_1] = 32$.

14.1.34 Определение предварительного значения числа зубьев колеса Z'_2

$$Z'_2 = Z_1 \cdot U' =$$

14.1.35 Полученное значение числа зубьев колеса $Z'_2 =$ округлить до ближайшего целого числа $Z_2 =$

14.1.36 Определение действительного передаточного числа зубчатой передачи

$$U = \frac{Z_2}{Z_1} =$$

14.1.37 Определение отклонения действительного передаточного числа передачи $U =$ от заданного $U' =$

$$\Delta U = \frac{|U - U'|}{U'} \cdot 100\% = \leq [\Delta U] = 4\%.$$

14.1.38 Определение действительного значения межосевого расстояния передачи a_W^D , мм

$$a_W^D = \frac{m_n \cdot (Z_1 + Z_2)}{2 \cdot \cos \beta_{\min}} =$$

14.1.39 Полученное значение межосевого расстояния передачи $a_W^D =$ мм округлить до ближайшего большего значения $a_W =$ мм, оканчивающегося на 0 или 5.

14.1.40 Определяем действительное значение угла наклона зубьев зубчатых колёс передачи β , град.

$$\beta = \arccos \frac{m_n \cdot (Z_1 + Z_2)}{2 \cdot a_W} =$$

14.1.41 Определение делительных диаметров шестерни d_1 и колеса d_2 , мм

$$d_1 = \frac{m_n \cdot Z_1}{\cos \beta} =$$

$$d_2 = \frac{m_n \cdot Z_2}{\cos \beta} =$$

Полученные значения диаметров колёс принимаются с точностью до 0,01 мм.

14.1.42 Проверяем выполнение условия

$$\frac{d_1 + d_2}{2} = = a_W =$$

14.1.43 Определение диаметров окружностей вершин зубьев шестерни d_{a1} и колеса d_{a2} , мм

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n =$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n =$$

14.1.44 Определение диаметров окружностей впадин зубьев шестерни d_{f1} и колеса d_{f2} , мм

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n =$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n =$$

14.1.45 Определение диапазона рекомендуемых значений ширины шестерни $b'_1 = b_2 + (2...5)$ мм

14.1.46 Принимаем из ряда нормальных линейных размеров стандартное значение ширины шестерни $b'_1 =$ мм, входящее в диапазон рекомендуемых значений $b'_1 =$ мм.

14.2 Проверочный расчет передачи

14.2.1 Определение окружной скорости зубчатых колёс, м/с

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} =$$

14.2.2 Назначаем степень точности передачи $ST =$ в зависимости от окружной скорости зубчатых колёс $V =$

14.2.3 Определение значения коэффициента ширины шестерни относительно среднего ее диаметра

$$\Psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} =$$

14.2.4 Принимаем значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине колеса $K_{H\beta} =$

14.2.5 Принимаем значение коэффициента динамической нагрузки передачи $K_{HV} =$

14.2.6 Определение коэффициента нагрузки передачи K_H

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV} =$$

14.2.7 Принимаем значение коэффициента $K_{H\alpha}$, учитывающего распределение нагрузки между зубьями передачи $K_{H\alpha} =$

14.2.8 Определение значения коэффициента торцевого перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta =$$

14.2.9 Определение значения коэффициента повышения прочности косозубой передачи по контактным напряжениям по сравнению с прямозубой передачей

$$Z_{H\beta} = \sqrt{\frac{K_{H\alpha} \cdot \cos^2 \beta}{\varepsilon_\alpha}} =$$

14.2.10 Принимаем угол зацепления (профиля делительный) $\alpha_w = 20^\circ$

14.2.11 Определение действительного контактного напряжения в зацеплении зубчатых колёс, МПа

$$\sigma_H = 1,18 \cdot Z_{H\beta} \cdot \sqrt{\frac{E_{IP} \cdot T_1 \cdot K_H \cdot \left(\frac{U+1}{U} \right)}{d_1^2 \cdot b_2 \cdot \sin 40^\circ}} =$$

14.2.12 Определение отклонения действительного контактного напряжения в зацеплении зубчатых колёс $\sigma_H =$ МПа от расчётного допускаемого $[\sigma_H] =$ МПа

$$\frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100\% =$$

14.2.13 Определение окружной силы F_t в зацеплении зубчатых колёс, н

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} =$$

14.2.14 Определение радиальной силы в зацеплении зубчатых колес F_r , Н

$$F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta} =$$

14.2.15 Определение осевой силы в зацеплении зубчатых колёс F_α , Н

$$F_\alpha = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta =$$

14.2.16 Определение эквивалентного числа зубьев шестерни Z_{V1} и колеса

Z_{V2}

$$Z_{V1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} =$$

$$Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} =$$

14.2.17 Принимаем в зависимости от эквивалентных чисел зубьев шестерни $Z_{V1} =$ и колеса $Z_{V2} =$ значения коэффициентов формы зубьев шестерни $Y_{F1} =$ и колеса $Y_{F2} =$

14.2.18 Определение значения коэффициента Y_β , учитывающего наклон зубьев передачи β

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140^\circ} =$$

14.2.19 Принимаем значение коэффициента $K_{F\alpha} =$, учитывающего распределение нагрузки между зубьями.

14.2.20 Определение значения коэффициента $Z_{F\beta}$ повышения прочности косозубой передачи по сравнению с прямозубой передачей

$$Z_{F\beta} = \frac{K_{F\alpha} \cdot Y_\beta}{\varepsilon_\alpha} =$$

14.2.21 Принимаем значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого колеса $K_{F\beta} =$

14.2.22 Принимаем значение коэффициента динамической нагрузки передачи $K_{FV} =$

14.2.23 Определение коэффициента нагрузки передачи

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV} =$$

14.2.24 Определение менее прочного звена передачи (шестерня – 1 или колесо – 2) по отношениям, МПа

$$\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}} =$$

$$\frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}} =$$

Менее прочным звеном передачи будет колесо (шестерня), так как для него указанное соотношение получилось меньше.

14.2.25 Определяем действительное напряжение изгиба менее прочного звена передачи колеса (шестерни) σ_{F2} (σ_{F1}) и сравниваем с допускаемым напряжением изгиба колеса $[\sigma_F]_2$ (шестерни $[\sigma_F]_1$), МПа

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Z_{F\beta}}{b_2 \cdot m_n} =$$

Таблица 14.1 – Геометрические размеры, кинематические и силовые параметры косозубой цилиндрической зубчатой передачи

Параметр	Значение
Число зубьев шестерни Z_1	
Число зубьев колеса Z_2	
Модуль зацепления m_n , мм	
Диаметр делительной окружности шестерни d_1 , мм	
Диаметр делительной окружности колеса d_2 , мм	
Межосевое расстояние передачи a_w , мм	
Ширина шестерни передачи b_1 , мм	
Ширина колеса передачи b_2 , мм	
Угол наклона зубьев передачи β , град.	
Степень точности передачи ST	
Окружная скорость зубчатых колёс V , м/с	
Окружная сила в зацеплении зубчатых колёс F_t , н	
Допускаемое контактное напряжение в зубчатом зацеплении $[\sigma_H]$, МПа	
Действительное контактное напряжение в зубчатом зацеплении σ_H , МПа	
Допускаемое напряжение изгиба для зубьев колеса $[\sigma_{F2}]$, МПа	
Действительное напряжение изгиба для зубьев колеса σ_{F2} , МПа	

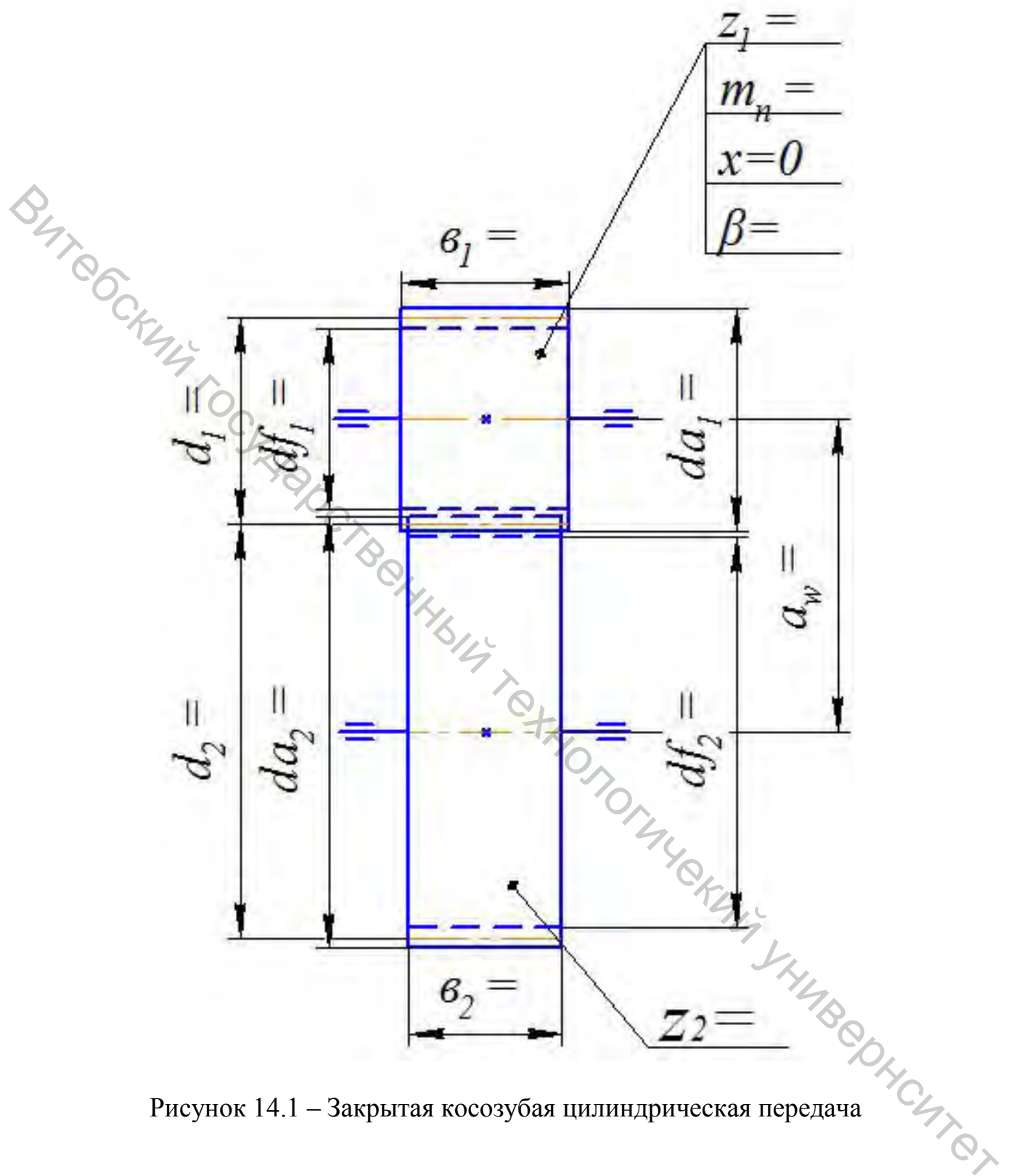


Рисунок 14.1 – Закрытая косозубая цилиндрическая передача

ЛИТЕРАТУРА

1. Иванов, М. Н. Детали машин: учеб. для студентов вузов / под ред. В. А. Финогенова. – 6-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 1988. – 383 с.
2. Детали машин и основы конструирования: учебник / А. Т. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик; под общ. ред. А.Т. Скойбеды. – Мн.: Высш.шк., 2000. – 584 с.
3. Детали машин в примерах и задачах: учеб. пособие / С. Н. Ничипорчик [и др.]; под общ. ред. С. Н. Ничипорчика. – 2-е изд. – Мн.: Высш. шк., 1981. – 432 с.
4. Курсовое проектирование деталей машин. Справочное пособие. Ч.1 / А. В. Кузьмин [и др.]. – Мн.: Высш. шк., 1982. – 208 с.
5. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для техн. спец. вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов – 6-е изд., испр. – М.: Высш. шк., 2000. – 447 с.
6. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие для техникумов / А. Е. Шейнблит. – М.: Высш. шк., 1991. – 432 с.
7. Курмаз, Л. В. Детали машин. Проектирование: учеб. пособие / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. – Мн.: УП «Технопринт», 2001. – 290 с.

Учебное издание

Детали машин

Рабочая тетрадь для практических занятий

Составители:

Бабаев Виктор Степанович
Буткевич Вячеслав Гарьевич
Куландин Антон Сергеевич

Редактор *Т.А. Осипова*
Корректор *Т.А. Осипова*
Компьютерная верстка *А.С. Куландин*

Подписано к печати 06.10.2020. Формат 60x90^{1/8}. Усл. печ. листов 13,4.
Уч.-изд. листов 8,7. Тираж 20 экз. Заказ № 285.

Учреждение образования «Витебский государственный технологический университет»
210038, г. Витебск, Московский пр-т, 72.

Отпечатано на ризографе учреждения образования

«Витебский государственный технологический университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий № 1/172 от 12 февраля 2014 г.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий № 3/1497 от 30 мая 2017 г.