

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Нижекамский химико-технологический институт (филиал)
федерального государственного бюджетного образовательного
учреждения высшего профессионального образования
«Казанский национальный исследовательский технологический университет»
(НХТИ ФГБОУ ВПО «КНИТУ»)

Б.С. Леонтьев

**РУКОВОДСТВО
ПО РАСЧЕТУ ПРИВОДА**

Учебное пособие

КНИГА 1

Нижекамск

2014

УДК 621.8
Л 47

Печатается по решению редакционно-издательского совета Нижнекамского химико-технологического института (филиал) ФБГОУ ВПО «КНИТУ».

Рецензенты:

Насыров М. Н. – главный конструктор проектно-конструкторского центра
ОАО «Нижнекамскнефтехим»;

Амирова С. С. – доктор педагогических наук, профессор.

Леонтьев Б.С.

Л 47 Руководство по расчету привода: учебное пособие: в 2 книгах. Книга 1 /
Б.С. Леонтьев. – Нижнекамск: Нижнекамский химико-технологический институт
(филиал) ФБГОУ ВПО «КНИТУ», 2014.– 84 с.

В 1^й книге пособия изложена методика расчета привода, которая включает в современной редакции кинематический расчет, расчеты зубчатой цилиндрической и конической передач, червячной, цепной и клиноременной передач, а также приложения в виде таблиц и рисунков, необходимых для расчетов.

Во 2^й книге пособия рассмотрены вопросы конструирования валов и других элементов двух и одноступенчатых редукторов, изложена методика расчета входного и выходного валов на статическую прочность и сопротивление усталости.

Предназначено для студентов механического факультета всех форм обучения, выполняющих курсовой проект по дисциплине «Детали машин» по первому типу заданий.

Подготовлено на кафедре МАХП НХТИ.

УДК621.8

© Леонтьев Б. С., 2014

© Нижнекамский химико-технологический институт (филиал)
ФБГОУ ВПО «КНИТУ», 2014.

ПРЕДИСЛОВИЕ

«Детали машин» являются первым из расчетно-конструкторских курсов, в котором изучают основы проектирования машин и механизмов. Повышение эксплуатационных и качественных показателей, сокращение времени разработки и внедрения новых машин, повышение их надежности и долговечности – основные задачи конструкторов-машиностроителей. Одним из направлений решения этих задач является совершенствование конструкторской подготовки студентов высших технических учебных заведений.

Выполнение курсового проекта по «Деталим машин» завершает общетехнический цикл подготовки студентов. Это их первая самостоятельная творческая инженерная работа, при выполнении которой студенты используют знания из ряда пройденных дисциплин: механики, сопротивления материалов, технологии металлов, взаимозаменяемости и др.

Объектами курсового проектирования являются приводы различных машин и механизмов (например, ленточных и цепных конвейеров), в которых используется большинство деталей и узлов общемашиностроительного применения. Курсовое проектирование позволяет развить умение пользования учебно-методической и справочной литературой, ГОСТами и другой нормативной документацией, прививает навыки производства расчетов и составления пояснительных записок к проектам.

При выполнении первой половины курсового проекта (книга 1 учебного пособия) студент последовательно проходит от исходных расчетных данных для заданной схемы привода до определения основных параметров на валах привода; расчета размеров основных конструктивных элементов типов передач, входящих в состав привода; определения действующих в них нагрузок и напряжений. В приложении 7 представлены схемы приводов для заданий 1.1 и 1.3, 1.6 и 1.8. Варианты исходных данных для расчета привода приведены в приложении 8: таблица 8.1 для задания 1.1, таблица 8.2 для задания 1.3, таблица 8.3 для задания 1.6 и таблица 8.4 для задания 1.8.

Во второй половине курсового проекта (книга 2 учебного пособия) разрабатывается конструктивная схема редуктора, на базе которой определяются материалы и размеры входного и выходного валов, подбираются подшипники в опорах валов, определяются размеры всех конструктивных элементов редуктора. Разрабатываются расчетные схемы обоих валов, на основании которых определяются плечи сил и реакции в опорах, после чего выполняется проверка валов на статическую прочность и сопротивление усталости.

Нумерация глав учебного пособия дана в последовательности изложения расчетов. Однако в пояснительной записке к курсовому проекту номера глав должны соответствовать таблице 9.1 (книга 1, приложение 9). Оформление документов курсового проекта должно выполняться в соответствии с методическими указаниями «Оформление курсовых проектов по дисциплине «Детали машин». Памятка №1. Первый тип заданий».

Учебное пособие «Руководство по расчету привода» в 2^х книгах вместе с учебной литературой, нормативной документацией и конструктивными схемами

№1, №2 и №3 составляет необходимый комплект литературы для расчетно-конструкторской подготовки студентов механического факультета НХТИ всех форм обучения, выполняющих курсовой проект по «Деталим машин» по первому типу заданий.

Глава 1. Кинематический расчет привода

Привод представляет собой устройство, состоящее из двигателя, передаточных механизмов и системы управления для приведения в движение машин и механизмов. В современных технологических и транспортных машинах в качестве двигателя применяются в основном электрические двигатели, а в качестве передаточных механизмов – такие механические передачи, как зубчатая цилиндрическая и коническая, червячная, цепная, клиноременная и другие виды передач.

Проектирование начинается с задания на проект, которое представляет собой кинематическую схему привода (включая редуктор) и исходные данные для расчета. К исходным данным относятся основные характеристики привода: мощность P и угловая скорость ω на выходе или окружная сила F_t , окружная скорость v и диаметр D барабана конвейера.

1.1. Выбор электродвигателя

Для выбора электродвигателя в первую очередь определяем требуемую мощность $P_{тр}$ на валу двигателя, которая зависит от полезной мощности $P_{пол}$ на последнем валу и общего КПД привода η , кВт:

$$P_{тр} = P_{пол} / \eta \quad (1.1)$$

В зависимости от задания полезная мощность может быть выражена как мощность P_4 на последнем валу привода или как мощность, которую развивает окружная сила F_t , перемещающая ленту конвейера со скоростью v . Таким образом:

$$\text{для заданий 1.1 и 1.8 } P_{пол} = P_4; \quad (1.2)$$

$$\text{для заданий 1.3 и 1.6 } P_{пол} = F_t \cdot v. \quad (1.3)$$

Общий КПД привода η определяется как произведение частных КПД элементов привода:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots \quad (1.4)$$

Значения частных КПД представлены в таблице 1.1 (приложение 1). Тогда для некоторых заданий, рассмотренных в данном пособии, общий КПД привода составит:

$$\begin{aligned} \text{задание 1.1: } \eta &= \eta_{муф}^2 \cdot \eta_{чер} \cdot \eta_{зуб} \cdot \eta_{кон} \cdot \eta_{пк}^5 = 0,98^2 \cdot 0,8 \cdot 0,97 \cdot 0,96 \cdot 0,99^5 = \\ &= 0,680394945; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{задание 1.3: } \eta &= \eta_{муф} \cdot \eta_{зуб} \cdot \eta_{чер} \cdot \eta_{цеп} \cdot \eta_{пк}^4 = 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,8 \cdot 0,92 \cdot 0,99^4 = \\ &= 0,672072929; \end{aligned}$$

$$\text{задание 1.6: } \eta = \eta_{муф}^2 \cdot \eta_{чер}^2 \cdot \eta_{пк}^4 = 0,98^2 \cdot 0,8^2 \cdot 0,99^4 = 0,590436101;$$

$$\text{задание 1.8: } \eta = \eta_{рем} \cdot \eta_{чер} \cdot \eta_{зуб} \cdot \eta_{пк}^3 = 0,96 \cdot 0,8 \cdot 0,96 \cdot 0,99^3 = 0,715382046.$$

Рассчитываем значение $P_{тр}$ по формуле (1.1) с точностью инженерного калькулятора.

Кроме требуемой мощности, для выбора электродвигателя необходимо определить диапазон рекомендуемых оборотов на валу двигателя. Для этого необходимо определить частоту вращения последнего вала привода и диапазон передаточных чисел различных типов передач, входящих в состав привода. Частота вращения последнего вала, об/мин:

$$\text{задания 1.1 и 1.8: } n_4 = \frac{\omega_4 \cdot 30}{\pi}; \quad (1.5)$$

$$\text{задания 1.3. и 1.6: } n_4 = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D}, \quad (1.6)$$

где ω_4 – угловая скорость, с^{-1} ;

v – окружная скорость, м/с;

D – диаметр барабана, м.

Общее передаточное число привода представляет собой произведение передаточных чисел различных типов передач, входящих в состав привода:

$$u = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \dots \quad (1.7)$$

Тогда для рассмотренных в данном пособии заданий общее передаточное число запишется в виде:

$$\text{задание 1.1: } u = u_{\text{чер}} \cdot u_{\text{зуб}} \cdot u_{\text{кон}};$$

$$\text{задание 1.3: } u = u_{\text{зуб}} \cdot u_{\text{чер}} \cdot u_{\text{цеп}};$$

$$\text{задание 1.6: } u = u_{\text{чер1}} \cdot u_{\text{чер2}};$$

$$\text{задание 1.8: } u = u_{\text{рем}} \cdot u_{\text{чер}} \cdot u_{\text{зуб}}.$$

Рекомендуемый диапазон передаточных чисел для различных передач представлен в таблице 1.2 (приложение 1). В соответствии с этими рекомендациями принимаем следующие значения для типов передач:

$$\text{червячная} \quad u_{\text{чер}} = 10 \dots 30;$$

$$\text{зубчатая цилиндрическая} \quad u_{\text{зуб}} = 2 \dots 3 \text{ (для задания 1.3);}$$

$$u_{\text{зуб}} = 2 \dots 4 \text{ (для задания 1.8);}$$

$$u_{\text{зуб}} = 4 \dots 5 \text{ (для задания 1.1);}$$

$$\text{зубчатая коническая} \quad u_{\text{кон}} = 1 \dots 2;$$

$$\text{клиноременная} \quad u_{\text{рем}} = 2 \dots 3;$$

$$\text{цепная} \quad u_{\text{цеп}} = 1,5 \dots 3.$$

Используя общую формулу передаточного числа привода определяем минимальное u_{min} и максимальное u_{max} значения этого числа. Для этого в общую формулу подставляем сначала минимальные рекомендуемые передаточные числа типов передач, а затем – максимальные. Тогда диапазон рекомендуемых частот вращения двигателя будет:

$$n_{\text{двmin}} = n_4 \cdot u_{\text{min}}; \quad n_{\text{двmax}} = n_4 \cdot u_{\text{max}}. \quad (1.8)$$

Предварительно сравниваем с этим диапазоном синхронную частоту вращения двигателя n_c .

Выбор электродвигателя производим по каталогам АИР [8] с соблюдением следующих требований:

1. $P_{тр} \leq P_{ном}$, где $P_{ном}$ номинальная мощность по каталогу, при этом $P_{тр} > 0,8P_{ном}$;
2. $n_{двmin} < n_c < n_{двmax}$, при этом для ограничения диапазона рекомендуется применять соотношение $2n_{двmin} < n_c < 3n_{двmin}$

Примечание. В случае, если n_c не входит в рассчитанный диапазон, то рекомендуется принять синхронную частоту, близкую к меньшему значению диапазона.

Для выбранного двигателя указываем обозначение по каталогу и выписываем следующие данные:

- 1) номинальная мощность $P_{ном}$, кВт;
- 2) синхронная частота вращения n_c , об/мин;
- 3) коэффициент скольжения s (% для двигателей АИР 71...100, АИР 160,180 и АИР 200, 225, 250) или динамический момент инерции ротора s (кгс·м², для двигателей АИР 112,132);
- 4) коэффициент перегрузки $K_{пер} = \frac{M_{макс}}{M_{ном}}$;
- 5) диаметр выходного вала двигателя d_1 , мм [см. 8, рис. «Габаритные, установочные и присоединительные размеры двигателей исполнения IM1081»].

1.2. Определение передаточных чисел привода

Общее передаточное число привода определяем по формуле:

$$u = n_{дв} / n_4, \quad (1.9)$$

где n_4 – частота вращения последнего вала привода – см. формулы (1.5) или (1.6).

$n_{дв}$ – частота вращения двигателя с учетом скольжения ротора, об/мин:

$$n_{дв} = n_c(1 - s), \quad (1.10)$$

если скольжение задано в виде динамического момента инерции ротора;

$$n_{дв} = n_c \left(1 - \frac{s}{100} \right), \quad (1.11)$$

если скольжение задано в %.

Примечание. Вычисленное значение $n_{дв}$ округляем в ближайшую сторону до целого числа, кратного 5.

Затем по формуле (1.9) определяем передаточное число с точностью инженерного калькулятора.

При распределении передаточного числа привода по типам передач руководствуемся следующими рекомендациями:

1. $u_{зуб}$ – целое число из рекомендуемого диапазона:

задание 1.1: $u_{зуб} = 5$;

задание 1.3: $u_{зуб} = 2; 3$;

задание 1.8: $u_{зуб} = 2; 3; 4;$

2. $u_{чер}$ – целое четное число из рекомендуемого диапазона:

задания 1.1, 1.3 и 1.8: $u_{чер} = 10; 12; 16; 18; 20; 22; 24;$

задание 1.6: $u_{чер1} = 16; 18; 20; 22; 24;$

3. Значения $u_{зуб}$ и $u_{чер}$ для заданий 1.1, 1.3 и 1.8, а также значение $u_{чер1}$ для задания 1.6 должны быть выбраны так, чтобы выполнялись следующие соотношения:

задание 1.1: $u_{кон} = \frac{u}{u_{чер} \cdot u_{зуб}} = 1...2;$

Примечание. Значение $u_{чер}$ желательно выбрать таким, чтобы величина T'_3 (см. раздел 1.3) не превышала 4000 Н·м.

задание 1.3: $u_{цеп} = \frac{u}{u_{зуб} \cdot u_{чер}} = 1,5...3;$

задание 1.6: $u_{чер2} = \frac{u}{u_{чер1}} = 8...14;$

Примечания: 1. $u_{чер2}$ округляем до числа, кратного 0,25, т.е. такого, которое после умножения на 4 давало бы целое число.

2. Принятое значение $u_{чер2}$ должно отличаться от рассчитанной величины не более, чем на $\pm 2\%$.

Например:

$u = 172,2639972 \rightarrow$ принимаем $u_{чер1} = 18;$

$u_{чер2} = \frac{172,2639972}{18} = 9,570222067 \rightarrow$ принимаем $u_{чер2} = 9,5;$

$\Delta u = \frac{9,5 - 9,570222067}{9,570222067} 100\% = -0,74\% < \pm 2\%.$

задание 1.8: $u_{рем} = \frac{u}{u_{чер} \cdot u_{зуб}} = 2...3.$

Точность расчета $u_{кон}$, $u_{цеп}$ и $u_{рем}$ в пункте 3 – по инженерному калькулятору.

1. 3. Механические параметры на валах привода

К механическим относятся такие параметры на валах, которые являются той или иной характеристикой вала и которые используются на последующих стадиях курсового проекта: частота вращения n_i , угловая скорость ω_i , вращающий момент T_i и мощность P_i .

1) Частота вращения, об/мин:

задание 1.1:

вал двигателя

$n_{дв};$

входной вал редуктора № 1

$n_1 = n_{дв};$

промежуточный вал редуктора № 2

$n_2 = n_1 / u_{чер};$

выходной вал редуктора № 3'

$n'_3 = n_2 / u_{зуб};$

вал конической шестерни № 3" $n_3'' = n_3'$;
 вертикальный вал № 4 $n_4 = n_3'' / u_{\text{кон}}$;

задание 1.3:

вал двигателя $n_{\text{дв}}$;
 входной вал редуктора № 1 $n_1 = n_{\text{дв}}$;
 промежуточный вал редуктора № 2 $n_2 = n_1 / u_{\text{зуб}}$;
 выходной вал редуктора № 3 $n_3 = n_2 / u_{\text{чер}}$;
 вал барабана конвейера № 4 $n_4 = n_3 / u_{\text{цеп}}$;

задание 1.6:

вал двигателя $n_{\text{дв}}$;
 входной вал редуктора № 1 $n_1 = n_{\text{дв}}$;
 промежуточный вал редуктора № 2 $n_2 = n_1 / u_{\text{чер1}}$;
 выходной вал редуктора № 3 $n_3 = n_2 / u_{\text{чер2}}$;
 вал барабана конвейера № 4 $n_4 = n_3$;

задание 1.8:

вал двигателя № 1 $n_1 = n_{\text{дв}}$;
 входной вал редуктора № 2 $n_2 = n_1 / u_{\text{рем}}$;
 выходной вал редуктора № 3 $n_3 = n_2 / u_{\text{чер}}$;
 вал звездочек конвейера № 4 $n_4 = n_3 / u_{\text{зуб}}$.

2) Угловая скорость, с^{-1} .

Для каждого вала привода угловая скорость определяется по формуле:

$$\omega = \frac{n \cdot \pi}{30}.$$

Находим угловые скорости $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ и ω_4 , подставляя в общую формулу соответствующие значения n_1, n_2, n_3 и n_4 .

Примечание. Точность расчета угловых скоростей по инженерному калькулятору. Рекомендуется представлять угловую скорость в виде числа, умноженного на π . Например:

$$1. n_1 = 1470 \text{ об/мин} \rightarrow \omega_1 = \frac{n_1 \cdot \pi}{30} = \frac{1470\pi}{30} = 49\pi;$$

$$2. n_1 = 730 \text{ об/мин} \rightarrow \omega_1 = 24,3\pi.$$

3) Вращающий момент, Н·м:

задание 1.1:

$$T_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{тр}} \cdot 10^3}{\omega_{\text{дв}}};$$

$$T_1 = T_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{муф}} \cdot \eta_{\text{пк}};$$

$$T_2 = T_1 \cdot u_{\text{чер}} \cdot \eta_{\text{чер}} \cdot \eta_{\text{пк}};$$

$$T_3' = T_2 \cdot u_{\text{зуб}} \cdot \eta_{\text{зуб}} \cdot \eta_{\text{пк}};$$

$$T_3'' = T_3' \cdot \eta_{\text{муф}} \cdot \eta_{\text{пк}};$$

задание 1.3:

$$T_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{тр}} \cdot 10^3}{\omega_{\text{дв}}};$$

$$T_1 = T_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{муф}} \cdot \eta_{\text{пк}};$$

$$T_2 = T_1 \cdot u_{\text{зуб}} \cdot \eta_{\text{зуб}} \cdot \eta_{\text{пк}};$$

$$T_3 = T_2 \cdot u_{\text{чер}} \cdot \eta_{\text{чер}} \cdot \eta_{\text{пк}};$$

$$T_4 = T_3 \cdot u_{\text{цеп}} \cdot \eta_{\text{цеп}} \cdot \eta_{\text{пк}};$$

$$T_4 = T_3'' \cdot u_{\text{кон}} \cdot \eta_{\text{кон}} \cdot \eta_{\text{пк}} ;$$

задание 1.6:

$$T_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{тр}} \cdot 10^3}{\omega_{\text{дв}}} ;$$

$$T_1 = T_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{муф}} \cdot \eta_{\text{пк}} ;$$

$$T_2 = T_1 \cdot u_{\text{чер1}} \cdot \eta_{\text{чер}} \cdot \eta_{\text{пк}} ;$$

$$T_3 = T_2 \cdot u_{\text{чер2}} \cdot \eta_{\text{чер}} \cdot \eta_{\text{пк}} ;$$

$$T_4 = T_3 \cdot \eta_{\text{муф}} \cdot \eta_{\text{пк}} ;$$

4) Мощность, кВт:

задание 1.1:

$$P_{\text{дв}} = P_{\text{тр}} ;$$

$$P_1 = P_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{муф}} \cdot \eta_{\text{пк}} ;$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{чер}} \cdot \eta_{\text{пк}} ;$$

$$P_3' = P_2 \cdot \eta_{\text{зуб}} \cdot \eta_{\text{пк}} ;$$

$$P_3'' = P_3' \cdot \eta_{\text{муф}} \cdot \eta_{\text{пк}} ;$$

$$P_4 = P_3'' \cdot \eta_{\text{кон}} \cdot \eta_{\text{пк}} ;$$

задание 1.6:

$$P_{\text{дв}} = P_{\text{тр}} ;$$

$$P_1 = P_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{муф}} \cdot \eta_{\text{пк}} ;$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{чер}} \cdot \eta_{\text{пк}} ;$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{\text{чер}} \cdot \eta_{\text{пк}} ;$$

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_{\text{муф}} \cdot \eta_{\text{пк}} ;$$

Примечание. При расчете вращающих моментов и мощностей значения T и P определяются с точностью инженерного калькулятора, затем округляются до второго или третьего знака, при этом округляемое значение с калькулятора не сбрасывается, чтобы при расчете не накапливалась ошибка.

Все рассчитанные механические параметры должны быть оформлены в виде таблицы с названием «Итоговая таблица механических параметров привода». Оформление таблицы покажем на примере задания 1.1.

задание 1.8:

$$T_1 = T_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{тр}} \cdot 10^3}{\omega_1} ;$$

$$T_2 = T_1 \cdot u_{\text{рем}} \cdot \eta_{\text{рем}} \cdot \eta_{\text{пк}} ;$$

$$T_3 = T_2 \cdot u_{\text{чер}} \cdot \eta_{\text{чер}} \cdot \eta_{\text{пк}} ;$$

$$T_4 = T_3 \cdot u_{\text{зуб}} \cdot \eta_{\text{зуб}} \cdot \eta_{\text{пк}} .$$

задание 1.3:

$$P_{\text{дв}} = P_{\text{тр}} ;$$

$$P_1 = P_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{муф}} \cdot \eta_{\text{пк}} ;$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{зуб}} \cdot \eta_{\text{пк}} ;$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{\text{чер}} \cdot \eta_{\text{пк}} ;$$

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_{\text{цеп}} \cdot \eta_{\text{пк}} ;$$

задание 1.8:

$$P_1 = P_{\text{дв}} = P_{\text{тр}} ;$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{рем}} \cdot \eta_{\text{пк}} ;$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{\text{чер}} \cdot \eta_{\text{пк}} ;$$

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_{\text{зуб}} \cdot \eta_{\text{пк}} .$$

Итоговая таблица механических параметров привода

Параметры	n , об/мин	ω , c^{-1}	T , Н·м	P , кВт
Вал двигателя				
Входной вал редуктора № 1				
Промежуточный вал редуктора № 2				
Выходной вал редуктора № 3'				
Вал конической шестерни №3''				
Вертикальный вал №4				

Примечание. Рассчитанные механические параметры не должны отличаться от заданных более, чем на $1:10^6$, т.е. $\omega_4 = \omega_4^*$;

$n_4 = n_4^*$; $T_4 = T_4^*$; $P_4 = P_4^*$, где параметры, помеченные *, или заданы, или рассчитаны на основе заданных. Например:

$$n_4^* = \omega_4^* \cdot 30 / \pi; \quad T_4^* = P_4^* \cdot 10^3 / \omega_4^*.$$

Глава 2. Расчет цилиндрической зубчатой передачи

Расчет выполняется для заданий 1.1, 1.3 и 1.8.

В зависимости от вида изделия, условий его эксплуатации и требований к габаритным размерам выбирают необходимую твердость колес и материалы для их изготовления. Для зубчатых колес, применяемых в слабо- и средненагруженных передачах, чаще всего используют стали марок 45, 40X, 40XH, 35XM.

2.1. Выбор материала и термической обработки

Назначаем для колеса и шестерни сталь 40X ГОСТ 4543–71, при этом рассмотрим два варианта термообработки (т.о.).

Вариант I: т.о. колеса–улучшение, твердость 235...262 НВ; т.о. шестерни – улучшение, твердость 269...302НВ.

Вариант II: т.о. колеса–улучшение, твердость 269...302НВ; т.о. шестерни – улучшение и закалка ТВЧ, твердость сердцевины зуба 269...302НВ, твердость поверхности 45...58HRC.

Примечание. Другие материалы и виды термообработки – см. учебное пособие [1, с.11].

2.2. Допускаемые напряжения

2.2.1. Допускаемые контактные напряжения

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_{H1}$ для шестерни и $[\sigma]_{H2}$ для колеса определяем по общей зависимости в виде:

$$[\sigma]_H = \sigma_{H\lim} \frac{Z_N \cdot Z_R \cdot Z_V}{S_H} \quad (2.1)$$

$\sigma_{H\lim}$ – предел контактной выносливости, МПа. По табл. 2.2 (приложение 2) предел контактной выносливости определяется по формуле:

$$a) \sigma_{H\lim} = 2HB_{cp} + 70 \quad (2.2)$$

для колес из сталей с термообработкой улучшение при средней твердости на поверхности зубьев < 350 НВ;

$$б) \sigma_{H\lim} = 17HRC + 200 \quad (2.3)$$

для колес из сталей с термообработкой улучшение и закалка ТВЧ при средней твердости на поверхности зубьев 40...56HRC.

Колесо

Вариант I
$\sigma_{H\lim 2} = 2HB_{cp2} + 70;$
$HB_{cp2} = \frac{235 + 262}{2} = 248,5 \text{ НВ};$
$\sigma_{H\lim 2} = 2 \cdot 248,5 + 70 = 567 \text{ МПа.}$

Вариант II
$\sigma_{H\lim 2} = 2HB_{cp2} + 70;$
$HB_{cp2} = \frac{269 + 302}{2} = 285,5 \text{ НВ};$
$\sigma_{H\lim 2} = 2 \cdot 285,5 + 70 = 641 \text{ МПа.}$

Шестерня

Вариант I

$$\sigma_{H\lim1} = 2HB_{cp1} + 70;$$

$$HB_{cp1} = \frac{269 + 302}{2} = 285,5 \text{ HB};$$

$$\sigma_{H\lim1} = 2 \cdot 285,5 + 70 = 641 \text{ МПа.}$$

Вариант II

$$\sigma_{H\lim1} = 17HRC_{cp1} + 200;$$

$$HRC_{cp1} = \frac{45 + 58}{2} = 51,5 \text{ HRC};$$

$$\sigma_{H\lim1} = 17 \cdot 51,5 + 200 = 1075,5 \text{ МПа.}$$

Z_N – коэффициент долговечности (учитывает влияние ресурса):

• при $N_k \leq N_{H\lim}$

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{H\lim}}{N_k}} \text{ при условии } Z_N \leq Z_{N\max};$$

• при $N_k > N_{H\lim}$

$$Z_N = 20 \sqrt[20]{\frac{N_{H\lim}}{N_k}} \text{ при условии } Z_N \geq 0,75.$$

$N_{H\lim}$ – число циклов, соответствующее перегибу кривой усталости, которое определяют по средней твердости поверхностей зубьев:

$$N_{H\lim} = 30 \cdot HB_{cp}^{2,4} \leq 12 \cdot 10^7. \quad (2.4)$$

Колесо

Вариант I

$$N_{H\lim2} = 30 \cdot 248,5^{2,4} = 1,6823 \cdot 10^7.$$

Вариант II

$$N_{H\lim2} = 30 \cdot 285,5^{2,4} = 2,34734 \cdot 10^7.$$

Шестерня

$$N_{H\lim1} = 30 \cdot 285,5^{2,4} = 2,34734 \cdot 10^7.$$

По таблице 2.3 (приложение 2) переводим единицы твердости HRC в единицы HB:

$$45HRC = 427HB; \quad 58HRC = 585HB.$$

$$HB_{cp1} = \frac{427 + 585}{2} = 506 \text{ HB};$$

$$N_{H\lim1} = 30 \cdot 506^{2,4} = 9,27006 \cdot 10^7.$$

N_k – ресурс передачи в числах циклов перемены напряжений:

$$N_k = 60 \cdot n \cdot L_h, \quad (2.5)$$

где n – частота вращения колеса или шестерни, об/мин.

L_h – суммарное время работы передачи в часах:

$$L_h = L \cdot 365 \cdot K_{год} \cdot 24 \cdot K_{сут}, \quad (2.6)$$

где L – число лет работы;

$K_{год}$ – коэффициент годового использования;

$K_{сут}$ – коэффициент суточного использования.

Примечание. L , $K_{год}$, $K_{сут}$ и циклограмма нагружения (график нагрузки) – см. приложение 7, схемы приводов для заданий 1.1, 1.3, 1.8.

Режим нагружения передачи характеризуется циклограммой моментов на схеме привода, которая представляет в порядке убывания вращающие моменты T_i , действующие в течение отработки заданного ресурса N_k . В расчетах на сопротивление усталости действие кратковременного момента перегрузки $T_{\text{пик}}$ не учитывают, а фактический переменный режим нагружения заменяют **эквивалентным постоянным режимом** с номинальным моментом T (наибольшим из длительно действующих: $T = T_1 = T_{\text{max}}$). На основе статистического анализа нагруженности различных машин установлено, что при всем разнообразии циклограмм моментов их можно свести к нескольким **типовым**. Заданную на схеме привода циклограмму заменяем соответствующей ей плавной огибающей кривой одного из пяти переменных типовых режимов нагружения, изображенных на рис. 2.1 (приложение 2).

Например: задание 1.1 – типовой режим IV (легкий), задание 1.3 – типовой режим III (средний нормальный), задание 1.8 – типовой режим II (средний равновероятностный).

В этом случае при определении коэффициента долговечности Z_N вместо заданного ресурса N_k применяем эквивалентное число циклов N_{HE} :

$$N_{HE} = \mu_H \cdot N_k. \quad (2.7)$$

Коэффициент эквивалентности μ_H находим по таблице 2.5 (приложение 2) в зависимости от типового режима нагружения.

Таким образом, формулы для определения коэффициента долговечности принимают вид:

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{H\text{lim}}}{N_{HE}}}, \quad (2.8)$$

если $N_{HE} \leq N_{H\text{lim}}$, и при условии $Z_N \leq Z_{N\text{max}}$;

$$Z_N = \sqrt[20]{\frac{N_{H\text{lim}}}{N_{HE}}}, \quad (2.9)$$

если $N_{HE} > N_{H\text{lim}}$, и при условии $Z_N \geq Z_{N\text{min}}$.

$Z_{N\text{max}} = 2,6$ для материалов с однородной структурой (улучшенных, объемно-закаленных);

$Z_{N\text{max}} = 1,8$ для поверхностно-упрочненных материалов (закалка ТВЧ, цементация, азотирование).

Рассчитываем значения коэффициентов долговечности.

Колесо: $N_{k2} = 60 \cdot n_2 \cdot L_h$; $N_{HE2} = \mu_H \cdot N_{k2} \rightarrow Z_{N2}$.

Шестерня: $N_{k1} = 60 \cdot n_1 \cdot L_h$; $N_{HE1} = \mu_H \cdot N_{k1} \rightarrow Z_{N1}$.

Примечания: 1. Частота вращения колеса n_2 и шестерни n_1 для различных заданий в соответствии со схемой привода должна быть: $n_2 \Rightarrow n_3$ и $n_1 \Rightarrow n_2$ для задания 1.1; $n_2 \Rightarrow n_2$ и $n_1 \Rightarrow n_1$ для задания 1.3; $n_2 \Rightarrow n_4$ и $n_1 \Rightarrow n_3$ для задания 1.8.

2. Для удобства сравнения N_{HE} с $N_{H\text{lim}}$ необходимо значения N_k и N_{HE} представить в виде числа, умноженного на 10^7 .

3. В случае, если в формуле (2.9) $Z_N < Z_{N\min}$, то принимаем $Z_N = Z_{N\min}$. В зависимости от типового режима $Z_{N\min}$ имеет следующие значения: задание 1.1 – $Z_{N\min} = 0,832$; задание 1.3 – $Z_{N\min} = 0,817$; задание 1.8 – $Z_{N\min} = 0,804$.

4. Точность расчета Z_N – третий или четвертый знак после запятой.

Z_R – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости сопряженных поверхностей зубьев:

$Z_R = 1 \dots 0,9$, при этом бóльшие значения для шлифованных и полированных поверхностей. Назначаем шлифование и полирование поверхностей зубьев обоих колес с $R_a \leq 0,8$ мкм и принимаем $Z_R = 1$.

Z_v – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости v :

$Z_v = 1 \dots 1,15$. Меньшие значения соответствуют передачам, работающим при малых окружных скоростях ($v \leq 5$ м/с). Так как окружная скорость еще не известна, принимаем $Z_v = 1$ (минимальное значение).

S_H – коэффициент запаса прочности:

$S_H = 1,1$ – для колес из улучшенных сталей;

$S_H = 1,2$ – для колес с поверхностным упрочнением.

Рассчитываем значения допускаемых напряжений.

Вариант I

Вариант II

Колесо

$$[\sigma]_{H2} = \sigma_{H\lim2} \cdot \frac{Z_{N2} \cdot Z_R \cdot Z_v}{S_H} =$$

$$= 567 \cdot \frac{Z_{N2} \cdot 1 \cdot 1}{1,1} \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{H2} = \sigma_{H\lim2} \cdot \frac{Z_{N2} \cdot Z_R \cdot Z_v}{S_H} =$$

$$= 641 \cdot \frac{Z_{N2} \cdot 1 \cdot 1}{1,1} \text{ МПа}.$$

Шестерня

$$[\sigma]_{H1} = \sigma_{H\lim1} \cdot \frac{Z_{N1} \cdot Z_R \cdot Z_v}{S_H} =$$

$$= 641 \cdot \frac{Z_{N1} \cdot 1 \cdot 1}{1,1} \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{H1} = \sigma_{H\lim1} \cdot \frac{Z_{N1} \cdot Z_R \cdot Z_v}{S_H} =$$

$$= 1075,5 \cdot \frac{Z_{N1} \cdot 1 \cdot 1}{1,2} \text{ МПа}.$$

Допускаемое напряжение $[\sigma]_H$ для зубчатых передач с прямыми зубьями принимается равным меньшему из допускаемых напряжений шестерни $[\sigma]_{H1}$ и колеса $[\sigma]_{H2}$.

Для косозубых передач допускаемое напряжение или принимается равным меньшему из допускаемых напряжений шестерни и колеса, или его можно повысить до значения:

$$[\sigma]_H = \sqrt{0,5([\sigma]_{H1}^2 + [\sigma]_{H2}^2)} \quad (2.10)$$

при выполнении условия: $[\sigma]_H \leq 1,2[\sigma]_{H\min}$.

Примечание. Величина $[\sigma]_H$ принимается равной целой части значения – десятые и сотые доли отбрасываются.

2.2.2. Допускаемые напряжения изгиба

Допускаемые напряжения изгиба зубьев шестерни $[\sigma]_{F1}$ и колеса $[\sigma]_{F2}$ определяем по общей зависимости в виде:

$$[\sigma]_F = \sigma_{F \text{ lim}} \frac{Y_N \cdot Y_R \cdot Y_A}{S_F}. \quad (2.11)$$

$\sigma_{F \text{ lim}}$ – предел выносливости при изгибе, МПа. По таблице 2.4 (приложение 2) предел выносливости $\sigma_{F \text{ lim}}$ определяется следующим образом:

$$a) \sigma_{F \text{ lim}} = 1,75 \text{HB}_{\text{cp}} \quad (2.12)$$

для колес из сталей с однородной структурой материала (т.о. – улучшение до твердости <350 НВ);

$$б) \sigma_{F \text{ lim}} = 600 \text{МПа}$$

для колес с поверхностным упрочнением зубьев (т.о. – улучшение и закалка ТВЧ).

Вариант I

$$\begin{aligned} \sigma_{F \text{ lim}2} &= 1,75 \cdot \text{HB}_{\text{cp}2} = \\ &= 1,75 \cdot 248,5 = 434,875 \text{ МПа}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{F \text{ lim}1} &= 1,75 \cdot \text{HB}_{\text{cp}1} = \\ &= 1,75 \cdot 285,5 = 499,625 \text{ МПа}; \end{aligned}$$

Вариант II

Колесо

$$\begin{aligned} \sigma_{F \text{ lim}2} &= 1,75 \cdot \text{HB}_{\text{cp}2} = \\ &= 1,75 \cdot 285,5 = 499,625 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Шестерня

$$\sigma_{F \text{ lim}1} = 600 \text{ МПа}.$$

Y_N – коэффициент долговечности (учитывает влияние ресурса):

$$Y_N = \sqrt[q]{\frac{N_{F \text{ lim}}}{N_{FE}}} \text{ при условии } 1 \leq Y_N \leq Y_{N \text{ max}}, \quad (2.13)$$

где $Y_{N \text{ max}} = 4$ и $q = 6$ для улучшенных зубчатых колес,

$Y_{N \text{ max}} = 2,5$ и $q = 9$ для закаленных и поверхностно-упрочненных зубьев.

$N_{F \text{ lim}} = 4 \cdot 10^6$ – число циклов, соответствующее перегибу кривой усталости.

N_{FE} – эквивалентное число циклов, соответствующее назначенному ресурсу:

$$N_{FE} = \mu_F \cdot N_k. \quad (2.14)$$

Коэффициент эквивалентности μ_F находим по таблице 2.5 (приложение 2) в зависимости от типового режима нагружения и показателя q . Ресурс передачи N_k используем из раздела 2.2.1.

Примечание. При расчете Y_N значения N_k и N_{FE} для удобства сравнения представляем в виде числа, умноженного на 10^6 .

Для выполнения условия $Y_{N1} \geq 1$ и $Y_{N2} \geq 1$ рассмотрим соотношения N_{FE1} с $N_{F \text{ lim}} = 4 \cdot 10^6$ и N_{FE2} с $N_{F \text{ lim}} = 4 \cdot 10^6$:

а) если $N_{FE1} > 4 \cdot 10^6$ и $N_{FE2} > 4 \cdot 10^6$, то принимаем $N_{FE1} = 4 \cdot 10^6$ и $N_{FE2} = 4 \cdot 10^6$, и, следовательно, $Y_{N1} = 1$ и $Y_{N2} = 1$;

б) если $N_{FE1} < 4 \cdot 10^6$ и $N_{FE2} < 4 \cdot 10^6$, то коэффициент долговечности определяем по формуле (2.13):

$$Y_{N1} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE1}}}; \quad Y_{N2} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE2}}}.$$

Y_R – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности между зубьями:

$Y_R = 1,05 \dots 1,2$ при шлифовании и полировании поверхности (бóльшие значения для колес из улучшенных сталей или подвергнутых закалке ТВЧ). Принимаем $Y_R = 1,1$.

Y_A – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки (реверса). При одностороннем приложении нагрузки $Y_A = 1$.

S_F – коэффициент запаса прочности:

$S_F = 1,7$ – для колес из улучшенных сталей и при ТВЧ закалке поверхности зубьев.

Рассчитываем значения допускаемых напряжений.

Вариант I	Вариант II
	Колесо
$[\sigma]_{F2} = 434,875 \frac{Y_{N2} \cdot 1,1 \cdot 1}{1,7}$ МПа	$[\sigma]_{F2} = 499,625 \frac{Y_{N2} \cdot 1,1 \cdot 1}{1,7}$ МПа
	Шестерня
$[\sigma]_{F1} = 499,625 \frac{Y_{N1} \cdot 1,1 \cdot 1}{1,7}$ МПа	$[\sigma]_{F1} = 600 \frac{Y_{N1} \cdot 1,1 \cdot 1}{1,7}$

Допускаемое напряжение $[\sigma]_F$ принимается равным меньшему из допускаемых напряжений шестерни $[\sigma]_{F1}$ и колеса $[\sigma]_{F2}$.

Примечание. Величина $[\sigma]_F$ принимается равной целой части значения – десятые и сотые доли отбрасываются.

2.3. Межосевое расстояние

Предварительное значение межосевого расстояния определяем по формуле, мм:

$$a'_w = K(u+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1}{u}}, \quad (2.15)$$

где T_1 – вращающий момент на валу шестерни, Н·м;

u – передаточное число зубчатой передачи (см. раздел 1.2);

K – коэффициент, зависящий от поверхностной твердости зубьев шестерни и колеса:

$$K = 10 \text{ при } H_1 \text{ и } H_2 \leq 350 \text{ НВ};$$

$K = 8$ при $H_1 \geq 45\text{HRC}$ и $H_2 \leq 350\text{HB}$.

Примечания: 1. Момент T_1 берется из итоговой таблицы механических параметров (см. раздел 1.3) в соответствии с заданной схемой привода: $T_1 \Rightarrow T_2$ для задания 1.1; $T_1 \Rightarrow T_1$ для задания 1.3; $T_1 \Rightarrow T_3$ для задания 1.8.

2. Точность расчета a'_w и далее окружной скорости v – второй знак после запятой.

Окружную скорость v вычисляем по формуле, м/с:

$$v = \frac{2\pi \cdot a'_w \cdot n_1}{60 \cdot 10^3 \cdot (u+1)}, \quad (2.16)$$

где n_1 – частота вращения вала шестерни, об/мин ($n_1 \Rightarrow n_2$ для задания 1.1; $n_1 \Rightarrow n_1$ для задания 1.3; $n_1 \Rightarrow n_3$ для задания 1.8).

В зависимости от окружной скорости по таблице 2.6 (приложение 2) назначаем степень точности зубчатой передачи:

8 – для прямозубой передачи при $v \leq 6$ м/с;

8 – для косозубой передачи при $v \leq 10$ м/с.

Примечание. Для задания 1.8 рекомендуется назначать зубчатую передачу **только** косозубой.

Уточняем предварительно найденное значение межосевого расстояния по формуле, мм:

$$a_w = K_a \cdot (u+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{\psi_{ba} \cdot u \cdot [\sigma]_H^2}}, \quad (2.17)$$

где T_1 и u – см. расшифровку параметров формулы (2.15);

$[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение, МПа (см. раздел 2.2.1);

K_a – коэффициент межосевого расстояния, МПа^{1/3}:

$K_a = 450$ – для прямозубых колес;

$K_a = 410$ – для косозубых колес.

ψ_{ba} – коэффициент ширины зубчатого венца относительно межосевого расстояния, который принимают из ряда стандартных значений 0,1; 0,15; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63 в зависимости от положения колес относительно опор:

0,315... 0,5 – при симметричном расположении (рис. 2.2, схема 6);

0,25... 0,4 – при несимметричном расположении (рис. 2.2, схема 5);

0,2... 0,25 – при консольном расположении одного или обоих колес (рис. 2.2, схема 1).

Примечание. Для заданий 1.1 и 1.3 рекомендуется принять

$\psi_{ba} = 0,4$; для задания 1.8 – $\psi_{ba} = 0,25$.

K_H – коэффициент нагрузки в расчетах на контактную прочность:

$$K_H = K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}. \quad (2.18)$$

Коэффициент K_{Hv} учитывает **внутреннюю динамику нагружения**, обусловливаемую прежде всего ошибками шагов зацепления и погрешностями профилей зубьев шестерни и колеса. Значения K_{Hv} принимаем по таблице 2.7 (приложение 2) в зависимости от степени точности передачи по нормам плавности, окружной скорости v , твердости на поверхности зубьев колеса, для

прямозубых или косозубых колес. При несовпадении скорости v с табличными значениями применяем формулу интерполяции (экстраполяции при $v < 1$ м/с):

$$K_{Hv} = K_{Hv<} + \frac{K_{Hv>} - K_{Hv<}}{v_{>} - v_{<}}(v - v_{<}), \quad (2.19)$$

где $K_{Hv<}$ – значение K_{Hv} для меньшей табличной скорости ($v_{<}$);

$K_{Hv>}$ – значение K_{Hv} для большей табличной скорости ($v_{>}$);

$v_{>}$ и $v_{<}$ – большее и меньшее табличные значения скорости, в диапазоне которых находится действительное значение скорости v .

Например: 1. $v = 3,26$ м/с, степень точности 8, $H_2 < 350$ НВ, передача косозубая: $v_{<} = 3$ м/с $\rightarrow K_{Hv<} = 1,06$; $v_{>} = 5$ м/с $\rightarrow K_{Hv>} = 1,1$;

$$K_{Hv} = 1,06 + \frac{1,1 - 1,06}{5 - 3}(3,26 - 3) = 1,0652.$$

2. $v = 0,63$ м/с, степень точности 8, $H_2 < 350$ НВ, передача прямозубая: $v_{<} = 1$ м/с $\rightarrow K_{Hv<} = 1,05$; $v_{>} = 3$ м/с $\rightarrow K_{Hv>} = 1,15$;

$$K_{Hv} = 1,05 + \frac{1,15 - 1,05}{3 - 1}(0,63 - 1) = 1,0325.$$

Коэффициент $K_{H\beta}$ учитывает **неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий**, обусловливаемую погрешностями изготовления (погрешностями направления зуба) и упругими деформациями валов ($K_{H\beta}^0$ – в начальный период работы передачи, $K_{H\beta}$ – после приработки):

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1) K_{Hw}. \quad (2.20)$$

Значение коэффициента $K_{H\beta}^0$ принимаем по таблице 2.8 (приложение 2) в зависимости от коэффициента $\psi_{bd} = b_2 / d_1$, схемы передачи и твердости зубьев. Так как ширина колеса b_2 и диаметр шестерни d_1 еще не определены, значение коэффициента ψ_{bd} вычисляем ориентировочно:

$$\psi_{bd} = 0,5 \psi_{ba} (u + 1). \quad (2.21)$$

При несовпадении ψ_{bd} с табличными значениями для определения коэффициента $K_{H\beta}^0$ применяем формулу интерполяции (экстраполяции при $\psi_{bd} < 0,4$):

$$K_{H\beta}^0 = K_{H\beta(\psi_{bd<})}^0 + \frac{K_{H\beta(\psi_{bd>})}^0 - K_{H\beta(\psi_{bd<})}^0}{\psi_{bd>} - \psi_{bd<}}(\psi_{bd} - \psi_{bd<}). \quad (2.22)$$

Например: 1. $\psi_{bd} = 0,375$; $H_2 < 350$ НВ; схема 1:

$$K_{H\beta}^0 = 1,17 + \frac{1,27 - 1,17}{0,6 - 0,4}(0,375 - 0,4) = 1,1575.$$

2. $\psi_{bd} = 0,5$; $H_2 < 350$ НВ; схема 1:

$$K_{H\beta}^0 = 1,17 + \frac{1,27 - 1,17}{0,6 - 0,4}(0,5 - 0,4) = 1,22.$$

Схему передачи определяем по рис. 2.2 (приложение 2): задание 1.1 – схема 5, задание 1.3 – схема 6, задание 1.8 – схема 1.

Коэффициент K_{Hw} , учитывающий приработку зубьев, находим по таблице 2.9 (приложение 2) в зависимости от окружной скорости, для зубчатого колеса с меньшей твердостью. При несовпадении значения окружной скорости v с табличными значениями коэффициент K_{Hw} определяем по формуле интерполяции (экстраполяции при $v < 1$ м/с):

$$K_{Hw} = K_{Hw(v<)} + \frac{K_{Hw(v>)} - K_{Hw(v<)}}{v_{>} - v_{<}}(v - v_{<}), \quad (2.23)$$

Примечания: 1. Расшифровка формулы аналогична расшифровке формулы (1.19) для коэффициента K_{Hv} .

2. При твердости зубьев колеса $H_{Bcp2} = 248,5$ HB значение коэффициента принимается для $H_2 = 250$ HB ($H_{Bcp2} = 248,5 \approx 250$ HB). При твердости $H_{Bcp2} = 285,5$ HB для определения коэффициента K_{Hw} применяется двойная интерполяция сначала по твердости, а затем по скорости. Например: $v = 3,26$ м/с; $H_{Bcp2} = 285,5$ HB.

$$\text{I этап: } K_{Hw(v=3)} = 0,28 + \frac{0,37 - 0,28}{300 - 250}(285,5 - 250) = 0,3439;$$

$$K_{Hw(v=5)} = 0,32 + \frac{0,41 - 0,32}{300 - 250}(285,5 - 250) = 0,3839.$$

$$\text{II этап: } K_{Hw} = 0,3439 + \frac{0,3839 - 0,3439}{5 - 3}(3,26 - 3) = 0,3491.$$

Коэффициент $K_{H\alpha}$, **учитывающий распределение нагрузки между зубьями**, определяем по формуле:

$$K_{H\alpha} = 1 + (K_{H\alpha}^0 - 1)K_{Hw}. \quad (2.24)$$

Начальное значение коэффициента $K_{H\alpha}^0$ распределения нагрузки в связи с погрешностями шага зацепления и направления зуба определяем в зависимости от степени точности ($n_{ст} = 5, 6, 7, 8$ или 9) по нормам плавности:

- для прямозубых передач $K_{H\alpha}^0 = 1$;
- для косозубых передач $K_{H\alpha}^0 = 1 + A(n_{ст} - 5)$,
где $A = 0,06$ при H_1 и $H_2 \leq 350$ HB или $H_1 > 350$ HB и $H_2 \leq 350$ HB ;
 $A = 0,12$ для зубчатых колес с твердостью H_1 и $H_2 > 350$ HB.

Коэффициент нагрузки K_H рассчитываем по формуле (2.18) с точностью до третьего или четвертого знака после запятой.

Далее по формуле (2.17) рассчитываем межосевое расстояние a_w . Вычисленное значение a_w округляем до ближайшего большего стандартного значения: 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 260, 280, 315, 355, 400 мм или до значения из ряда нормальных линейных размеров по таблице 2.10 (приложение 2).

Примечания: 1. Рекомендуется выбрать такое значение a_w , чтобы $2a_w$ делилось без остатка на $(u+1)$.

2. Принятое значение a_w должно превышать рассчитанное не более, чем на 10%.

3. Для выполнения п.1 и 2 допускается принимать a_w из дополнительного ряда размеров: 54; 66; 70; 72; 78; 84; 135; 165; 195; 225; 255; 270; 285; 330; 345; 350; 370.

2.4. Предварительные основные размеры колеса

$$\text{Делительный диаметр, мм: } d_2 = \frac{2a_w \cdot u}{u+1}; \quad (2.25)$$

$$\text{ширина зубчатого венца колеса, мм: } b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w. \quad (2.26)$$

Величину b_2 округляем в ближайшую сторону до значения по таблице 2.10 (приложение 2).

2.5. Модуль передачи

Максимально допустимый модуль определяем из условия неподрезания зубьев у основания, мм:

$$m_{\max} = \frac{2a_w}{17(u+1)}. \quad (2.27)$$

Минимальное значение модуля определяем из условия прочности зуба на изгиб, мм:

$$m_{\min} = \frac{K_m \cdot K_F \cdot T_1 \cdot (u+1)}{a_w \cdot b_2 \cdot [\sigma]_F}, \quad (2.28)$$

где K_m – коэффициент модуля:

$K_m = 3,4 \cdot 10^3$ – для прямозубых передач;

$K_m = 2,8 \cdot 10^3$ – для косозубых передач;

T_1 – вращающий момент на валу шестерни, Н·м (значение момента берем таким же, как при расчете межосевого расстояния в разделе 2.3);

$[\sigma]_F$ – допускаемое напряжение изгиба, МПа (см. раздел 2.2.2).

K_F – коэффициент нагрузки при расчете по напряжениям изгиба:

$$K_F = K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fa}. \quad (2.29)$$

Коэффициент K_{Fv} учитывает **внутреннюю динамику нагружения**, обусловливаемую прежде всего ошибками шагов зацепления шестерни и колеса. Значения K_{Fv} принимаем по таблице 2.11 (приложение 2) в зависимости от степени точности по нормам плавности, окружной скорости v , твердости рабочих поверхностей зубьев, для прямозубых или косозубых зубчатых колес. При несовпадении скорости v с табличными значениями применяем формулу интерполяции (экстраполяции при $v < 1$ м/с), аналогичную формуле (2.19) для расчета K_{Hv} в разделе 2.3:

$$K_{Fv} = K_{Fv<} + \frac{K_{Fv>} - K_{Fv<}}{v_{>} - v_{<}} (v - v_{<}). \quad (2.30)$$

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий **неравномерность распределения напряжений у основания зубьев по ширине зубчатого венца**:

$$K_{F\beta} = 0,18 + 0,82 K_{H\beta}^0. \quad (2.31)$$

Коэффициент $K_{H\beta}^0$ берем из расчета в разделе 2.3.

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий влияние погрешностей изготовления шестерни и колеса на распределение нагрузки между зубьями:

$$K_{F\alpha} = K_{H\alpha}^0 \quad (K_{H\alpha}^0 \text{ – см. раздел 2.3}). \quad (2.32)$$

Примечание. В связи с менее благоприятным влиянием приработки на изгибную прочность, чем на контактную, при вычислении коэффициентов $K_{F\beta}$ и $K_{F\alpha}$ приработку зубьев не учитывают.

Коэффициент нагрузки K_F рассчитываем по формуле (2.29) с точностью до третьего или четвертого знака после запятой.

Далее по формуле (2.28) рассчитываем m_{\min} . Из полученного диапазона модулей ($m_{\min} \dots m_{\max}$) принимаем такое стандартное значение m , чтобы оно входило в диапазон и было ближе к m_{\min} , при этом ряд 1 следует предпочитать ряду 2:

ряд 1, мм... 1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10,0; 12,0; 16,0; 20,0; 25,0;

ряд 2, мм... 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7,0; 9,0; 11,0; 18,0; 22,0.

Примечание. Для прямозубых передач необходимо выбрать такое значение m , чтобы отношение $2a_w/m$ делилось без остатка на $(u+1)$.

2.6. Суммарное число зубьев и угол наклона

Минимальный угол наклона зубьев косозубых колес:

$$\beta_{\min} = \arcsin\left(\frac{3,45m}{b_2}\right). \quad (2.33)$$

$$\text{Суммарное число зубьев косозубых колес: } z_s = \frac{2a_w \cdot \cos \beta_{\min}}{m}. \quad (2.34)$$

Примечание. Для прямозубых колес угол $\beta = 0^\circ$, $\cos \beta = 1$ и, следовательно, $z_s = 2a_w/m$.

Полученное значение z_s для косозубых колес округляем в меньшую сторону до ближайшего целого числа, которое бы делилось без остатка на $(u+1)$.

Определяем действительное значение β :

$$\beta = \arccos\left(\frac{z_s \cdot m}{2a_w}\right). \quad (2.35)$$

Примечания: 1. Для косозубых колес рекомендуемый диапазон $\beta = 8 \dots 20^\circ$.

2. Для угла β проверяется также условие: $\frac{2,5m}{\sin \beta} \leq b_2$

(b_2 из раздела 2.4).

3. Точность расчета β – по инженерному калькулятору.

2.7. Число зубьев шестерни и колеса

$$\text{Шестерня: } z_1 = \frac{z_s}{u+1}. \quad (2.36)$$

Должно быть $z_1 \geq z_{1\min}$, при этом:

для прямозубых колес $z_{1\min} = 17$;

для косозубых колес $z_{1\min} = 17 \cos^3 \beta$.

Примечание. При выполнении рекомендаций по выбору a_w и m значение z_1 должно быть целым числом.

Так как $z_1 > z_{1\min}$, то смещение при нарезании зубьев шестерни и колеса не требуется. Поэтому $x_1 = 0$, $x_2 = 0$.

$$\text{Колесо: } z_2 = z_s - z_1. \quad (2.37)$$

2.8. Фактическое передаточное число

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1}. \quad (2.38)$$

Отклонение фактического передаточного числа от принятого в кинематическом расчете (см. раздел 1.2):

$$\Delta u = \frac{u_\phi - u}{u} 100\% \leq \pm 3\%. \quad (2.39)$$

2.9. Диаметры колес (рис. 2.3, приложение 2)

Делительный диаметр, мм:

$$\text{шестерни} - d_1 = \frac{z_1 \cdot m}{\cos \beta}; \quad (2.40)$$

$$\text{колеса} - d_2 = \frac{z_2 \cdot m}{\cos \beta}. \quad (2.41)$$

Проверка: принятое значение a_w должно быть равно полусумме делительных диаметров, мм:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}. \quad (2.42)$$

Диаметры окружностей вершин и впадин зубьев колес d_a и d_f , мм:

$$\text{шестерни: } d_{a1} = d_1 + 2m; \quad d_{f1} = d_1 - 2,5m; \quad (2.43)$$

$$\text{колеса: } d_{a2} = d_2 + 2m; \quad d_{f2} = d_2 - 2,5m. \quad (2.44)$$

2.10. Размеры заготовок колес

Для обеспечения при термической обработке принятых для расчета механических характеристик материала колес требуется, чтобы размеры заготовок колес $D_{\text{заг}}$, $C_{\text{заг}}$, $S_{\text{заг}}$ не превышали предельно допустимых значений $D_{\text{пр}}$ и $S_{\text{пр}}$ (см.

таблицу 2.1, приложение 2, $D_{пр}$ и $S_{пр}$ в соответствии с твердостью зубьев, принятой в разделе 2.1). При выборе конструктивной схемы шестерни и колеса необходимо руководствоваться рис. 2.3, 2.4 и следующими соотношениями:

- если $D_{зар} \leq D_{пр}$ для обоих колес, то конструктивная схема шестерни по рис. 2.4, а; а колеса – по рис. 2.3 (колесо без выточек), при этом $S_{зар} = b + 4 \text{ мм} \leq S_{пр}$;

- если $D_{зар1} > D_{пр1}$ и $D_{зар2} > D_{пр2}$, то конструктивная схема обоих колес по рис. 2.4, в; при этом $S_{зар} = 8m < S_{пр}$ и $C_{зар} = 0,5b_2 < S_{пр}$.

Диаметры заготовок колес, мм: $D_{зар1} = d_{a1} + 6$; $D_{зар2} = d_{a2} + 6$.

Сравниваем эти значения с предельными и принимаем решение о конструкции колес.

Например: $D_{зар1} < D_{пр1}$ – конструктивная схема шестерни по рис.

2.4, а; $D_{зар2} > D_{пр2}$ – конструктивная схема колеса по рис. 2.4, в;

при этом $S_{зар2} < S_{пр2}$; $C_{зар2} < S_{пр2}$.

2.11. Проверка зубьев колес по контактному напряжению

Расчетное значение контактного напряжения:

$$\sigma_H = \frac{Z_\sigma}{a_w} \sqrt{\frac{K_H \cdot T_1 \cdot (u_\phi + 1)^3}{b_2 \cdot u_\phi}} \leq [\sigma]_H, \quad (2.45)$$

где $Z_\sigma = 9600 \text{ МПа}^{1/2}$ для прямозубых передач;

$Z_\sigma = 8400 \text{ МПа}^{1/2}$ для косозубых передач;

K_H – коэффициент нагрузки (см. раздел 2.3);

T_1 – вращающий момент на валу шестерни, Н·м (там же);

$[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение, МПа (см. раздел 2.2.1).

Примечание. Значение σ_H должно удовлетворять следующему

$$\text{соотношению: } 1,05 > \frac{\sigma_H}{[\sigma]_H} \geq 0,8. \quad (2.46)$$

При выполнении соотношения принятые параметры передачи оставляем без изменения. В противном случае необходимо изменить a_w или m и выполнить расчет заново.

2.12. Силы в зацеплении (рис. 2.5, приложение 2):

$$\text{окружная сила, Н: } F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_1}; \quad (2.47)$$

$$\text{радиальная сила, Н: } F_r = \frac{F_t \cdot \text{tg} \alpha}{\cos \beta}; \quad (2.48)$$

$$\text{осевая сила, Н: } F_a = F_t \cdot \text{tg} \beta, \quad (2.49)$$

где T_1 – см. раздел 2.11;

d_1 – см. раздел 2.9;

α – угол профиля делительный: для стандартного угла $\alpha = 20^\circ$
 $\operatorname{tg} \alpha = 0,364$;
 β – угол наклона зубьев (см. раздел 2.6); для прямозубой передачи
 $\beta = 0$ и $\cos \beta = 1$.

Примечания: 1. Полученные значения сил необходимо округлить в бóльшую сторону до целого числа.

2. Для прямозубых передач $F_a = 0$.

2.13. Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба

Расчетное значение напряжения в зубьях колеса, МПа:

$$\sigma_{F2} = \frac{K_F \cdot F_t}{b_2 \cdot m} Y_{FS2} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \leq [\sigma]_{F2}. \quad (2.50)$$

Расчетное значение напряжения в зубьях шестерни, МПа:

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{FS1}}{Y_{FS2}} \leq [\sigma]_{F1}. \quad (2.51)$$

Y_{FS} – коэффициент, учитывающий **форму зуба и концентрацию напряжений**. Значение коэффициента принимаем по таблице 2.12 (приложение 2) в зависимости от числа зубьев и для коэффициента смещения инструмента $x = 0$. Для прямозубых колес рассматриваем число зубьев z (z_1 и z_2), а для косозубых – приведенное число зубьев, которое определяем по формуле:

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta} (z_{v1} \text{ и } z_{v2}). \quad (2.52)$$

При несоответствии числа зубьев (z или z_v) табличным значениям для определения Y_{FS} применяем формулу интерполяции:

$$Y_{FS} = Y_{FS(z_{v<})} - \frac{Y_{FS(z_{v<})} - Y_{FS(z_{v>})}}{z_{v>} - z_{v<}} (z_v - z_{v<}). \quad (2.53)$$

Например: $z_{v1} = 28,25$; $Y_{FS} = 3,91$ для $z_{v<} = 25$ и $Y_{FS} = 3,8$

для $z_{v>} = 30$. Формула интерполяции:

$$Y_{FS} = 3,91 - \frac{3,91 - 3,8}{30 - 25} (28,25 - 25) = 3,9045.$$

Y_β – коэффициент, учитывающий **угол наклона зуба** в косозубой передаче (угол β в градусах):

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{100} \geq 0,7 \text{ (точность – четвертый знак после запятой)}. \quad (2.54)$$

Y_ε – коэффициент, учитывающий **перекрытие зубьев**: $Y_\varepsilon = 0,65$ – для косозубых передач.

$Y_\beta = 1$; $Y_\varepsilon = 1$ – для прямозубых передач при степени точности 8 или 9.

2.14. Проверочный расчет на прочность зубьев при действии пиковой нагрузки

Для типовых режимов нагружения действие пиковых нагрузок оцениваем коэффициентом перегрузки:

$$K_{\text{пер}} = \frac{M_{\text{макс}}}{M_{\text{ном}}} \left(\frac{M_{\text{макс}}}{M_{\text{ном}}} \text{ из данных выбранного электродвигателя в разделе 1.1).}$$

Для предотвращения остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя контактное напряжение $\sigma_{H \text{max}}$ не должно превышать допускаемое напряжение $[\sigma]_{H \text{max}}$:

$$\sigma_{H \text{max}} = \sigma_H \cdot \sqrt{K_{\text{пер}}} \leq [\sigma]_{H \text{max}}, \quad (2.55)$$

где σ_H – контактное напряжение, рассчитанное по формуле (2.45) в разделе 2.11;

$[\sigma]_{H \text{max}} = 2,8\sigma_T$ – максимальное допускаемое контактное напряжение при улучшении или сквозной закалке;

σ_T – предел текучести материала колеса (см. варианты термической обработки стали 40X в разделе 2.1 и соответствующее им значение σ_T по таблице 2.1, приложение 2).

Для предотвращения остаточных деформаций и хрупкого разрушения зубьев напряжение изгиба $\sigma_{F \text{max}}$ не должно превышать допускаемое напряжение $[\sigma]_{F \text{max}}$: $\sigma_{F \text{max}} = \sigma_F \cdot K_{\text{пер}} \leq [\sigma]_{F \text{max}}$, (2.56)

где σ_F – напряжение изгиба, рассчитанное для зубьев шестерни и колеса в отдельности по формулам (2.50) и (2.51) в разделе 2.13.

Допускаемое максимальное напряжение изгиба вычисляем в зависимости от вида термической обработки и возможной частоты приложения пиковой нагрузки: $[\sigma]_{F \text{max}} = \sigma_{F \text{lim}} \cdot Y_{N \text{max}} \frac{k_{st}}{S_{st}}$, (2.57)

где $\sigma_{F \text{lim}}$ – предел выносливости при изгибе (см. $\sigma_{F \text{lim}1}$ для шестерни и $\sigma_{F \text{lim}2}$ для колеса в разделе 2.2.2);

$Y_{N \text{max}}$ – максимально возможное значение коэффициента долговечности: $Y_{N \text{max}} = 4$ для стали 40X с термообработкой улучшение, объемная закалка; $Y_{N \text{max}} = 2,5$ для стали 40X с термообработкой улучшение и закалка ТВЧ поверхностного слоя – см. разделы 2.1 и 2.2.2;

k_{st} – коэффициент влияния частоты приложения пиковой нагрузки:

$k_{st} = 1,2 \dots 1,3$ в случае единичных перегрузок; бóльшие значения для объемной термообработки. Принимаем $k_{st} = 1,3$;

$S_{st} = 1,75$ – коэффициент запаса прочности.

Таким образом, должно быть:

$$\sigma_{F \text{max}1} \leq [\sigma]_{F \text{max}1} \text{ для шестерни; } \sigma_{F \text{max}2} \leq [\sigma]_{F \text{max}2} \text{ для колеса.}$$

Глава 3. Расчет червячной передачи

Расчет выполняется для заданий 1.1, 1.3, 1.8. Для задания 1.6 в данной главе выполняется расчет первой ступени редуктора ($u_{\text{чер1}}$), а в следующей главе – второй ступени ($u_{\text{чер2}}$).

3.1. Выбор материала червяка и колеса

Червяк: сталь 40Х ГОСТ 4543–71; термообработка – улучшение, твердость 269...302 НВ; закалка ТВЧ, твердость поверхности 45...58 HRC; шлифование и полирование витков червяка до $R_a \leq 0,8$ мкм. По форме профиля в торцовом сечении задаем червяк эвольвентным (ZI).

Колесо: для выбора материала зубчатого венца червячного колеса определяем ожидаемое значение скорости скольжения, м/с:

$$v_{\text{ск}} = 0,45 \cdot 10^{-3} \cdot n_2 \cdot u \cdot \sqrt[3]{T_2}, \quad (3.1)$$

где n_2 – частота вращения червячного колеса, об/мин;

T_2 – вращающий момент на валу червячного колеса, Н·м;

u – передаточное число червячной передачи.

Примечания: 1. T_2 и n_2 – см. итоговую таблицу параметров в разделе 1.3 в соответствии со схемой привода: $T_2 \Rightarrow T_2, n_2 \Rightarrow n_2$ для задания 1.1; $T_2 \Rightarrow T_3, n_2 \Rightarrow n_3$ для заданий 1.3 и 1.8; $T_2 \Rightarrow T_2, n_2 \Rightarrow n_2$ на первой ступени и $T_2 \Rightarrow T_3, n_2 \Rightarrow n_3$ на второй ступени редуктора для задания 1.6.

2. Передаточное число u – см. в разделе 1.2: $u_{\text{чер}}$ для заданий 1.1; 1.3; 1.8; $u_{\text{чер1}}$ на первой ступени (в данную главу) и $u_{\text{чер2}}$ на второй ступени (в следующую главу) для задания 1.6.

3. Точность расчета $v_{\text{ск}}$ – второй знак после запятой.

Выбор материала колеса производим по таблице 3.1 (приложение 3) в зависимости от скорости скольжения $v_{\text{ск}}$:

I группа – оловянные бронзы; применяем при $v_{\text{ск}} > 5$ м/с;

II группа – безоловянные бронзы и латуни; применяем при $v_{\text{ск}} = 2...5$ м/с;

III группа – мягкие серые чугуны; применяем при $v_{\text{ск}} < 2$ м/с.

Примечания: 1. Допускается выбрать для колеса материал II группы, если $v_{\text{ск}} \leq 2,0$ м/с, при этом червяк подвергнуть термообработке: улучшение, твердость 269...302 НВ.

2. Из таблицы 3.1 выписываем способ литья и технические характеристики (σ_B, σ_T или $\sigma_{\text{ВИ}}$) выбранного материала.

3.2. Допускаемые напряжения

3.2.1. Допускаемые контактные напряжения

I группа. Допускаемые контактные напряжения при числе циклов перемены напряжений N_k , МПа:

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} \cdot K_{HL} \cdot C_v. \quad (3.2)$$

Здесь $[\sigma]_{H0}$ – допускаемое напряжение при числе циклов перемены напряжений, равном 10^7 :

$$[\sigma]_{H0} = (0,75 \dots 0,9) \sigma_B, \quad (3.3)$$

где коэффициент 0,9 – для червяков с твердыми ($H \geq 45\text{HRC}$) шлифованными и полированными витками. Коэффициент 0,75 – для червяков с $H \leq 350\text{HB}$.

Принимаем $[\sigma]_{H0} = 0,9 \sigma_B$. Здесь σ_B – предел прочности материала червячного колеса (см. техническую характеристику выбранного материала колеса в разделе 3.1).

K_{HL} – коэффициент долговечности:

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}} \text{ при условии } K_{HL} \leq 1,15. \quad (3.4)$$

Здесь N_{HE} – эквивалентное число циклов нагружения зубьев червячного колеса за весь срок службы передачи:

$$N_{HE} = K_{HE} \cdot N_k \leq 25 \cdot 10^7 \quad (3.5)$$

где K_{HE} – коэффициент эквивалентности, который для типовых режимов нагружения находим по таблице 3.2 (приложение 3).

Примечания: 1. Типовые режимы нагружения оговорены в разделе 2.2.1 расчета цилиндрической зубчатой передачи: задание 1.1 – IV (легкий); задание 1.3 – III (средний нормальный); задание 1.8 – II (средний равновероятностный).

2. Для задания 1.6 заданную на схеме привода циклограмму нагружения заменяем соответствующей ей огибающей кривой типового режима I (тяжелый) – см. рис. 2.1 (приложение 2).

N_k – суммарное число циклов перемены напряжений:

$$N_k = 60 \cdot n_2 \cdot L_h, \quad (3.6)$$

где n_2 – частота вращения червячного колеса, об/мин.

L_h – суммарное время работы передачи в часах:

$$L_h = L \cdot 365 \cdot K_{\text{год}} \cdot 24 \cdot K_{\text{сут}}, \quad (3.7)$$

где L – число лет работы;

$K_{\text{год}}$ – коэффициент годового использования;

$K_{\text{сут}}$ – коэффициент суточного использования.

Примечания: 1. $L, K_{\text{год}}, K_{\text{сут}}$, циклограмма нагружения (график нагрузки) и схема привода для задания 1.6 – см. приложение 7.

2. Значения L_h для заданий 1.1; 1.3 и 1.8 – см. в разделе 2.2.1

расчета цилиндрической зубчатой передачи.

3. Значения N_k и N_{HE} для удобства расчетов рекомендуется представить в виде числа, умноженного на 10^7 .

C_v – коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания материала колеса в зависимости от скорости скольжения $v_{ск}$:

$$C_v = \frac{1,66}{v_{ск}^{0,352}}. \quad (3.8)$$

Примечание. Значения коэффициентов K_{HL} и C_v рассчитываем с точностью до третьего или четвертого знака после запятой.

Далее по формуле (3.2) рассчитываем допускаемое контактное напряжение $[\sigma]_H$ с точностью до второго знака после запятой.

II группа. Допускаемые контактные напряжения, МПа:

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} - 25 v_{ск}. \quad (3.9)$$

Здесь $[\sigma]_{H0} = 300$ МПа для червяков с твердостью на поверхности витков $H \geq 45HRC$; $[\sigma]_{H0} = 250$ МПа для червяков при твердости $H \leq 350$ НВ.

III группа. Допускаемые контактные напряжения, МПа:

$$[\sigma]_H = 175 - 35 v_{ск}. \quad (3.10)$$

3.2.2. Допускаемые напряжения изгиба

Допускаемые напряжения изгиба вычисляем для зубьев червячного колеса, МПа:

$$[\sigma]_F = K_{FL} \cdot [\sigma]_{F0}. \quad (3.11)$$

K_{FL} – коэффициент долговечности:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}}. \quad (3.12)$$

Здесь N_{FE} – эквивалентное число циклов нагружения зубьев червячного колеса за весь срок службы передачи:

$$N_{FE} = K_{FE} \cdot N_k. \quad (3.13)$$

Если $N_{FE} < 10^6$, то принимаем $N_{FE} = 10^6$. Если $N_{FE} > 25 \cdot 10^7$, то принимаем $N_{FE} = 25 \cdot 10^7$.

Суммарное число циклов перемены напряжений N_k определяем по формуле (3.6). Значение коэффициента эквивалентности K_{FE} находим по таблице 3.2 (приложение 3) в зависимости от типового режима нагружения (см. примечания к коэффициенту K_{HE} в разделе 3.2.1).

Исходное допускаемое напряжение изгиба $[\sigma]_{F0}$ для материалов:

$$\text{I и II групп} \dots\dots\dots [\sigma]_{F0} = 0,25 \sigma_T + 0,08 \sigma_B; \quad (3.14)$$

$$\text{III группы} \dots\dots\dots [\sigma]_{F0} = 0,22 \sigma_{ВИ}. \quad (3.15)$$

Здесь σ_T и σ_B – предел текучести и предел прочности материала червячного колеса; $\sigma_{\text{ВИ}}$ – предел прочности при изгибе, МПа.

3.3. Межосевое расстояние (мм)

$$a_w = K_a \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} \cdot T_2}{[\sigma]_H^2}}, \quad (3.16)$$

где $K_a = 610$ для эвольвентных червяков;

T_2 – см. примечания к формуле (3.1) в разделе 3.1;

$[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение, МПа (см. раздел 3.2.1).

$K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки. При переменном режиме нагружения (типовой режим является переменным):

$$K_{H\beta} = 0,5 (K_{H\beta}^0 + 1), \quad (3.17)$$

где $K_{H\beta}^0$ – начальный коэффициент концентрации нагрузки, который находим по графику на рис. 3.1 (приложение 3) в зависимости от числа витков червяка z_1 и передаточного числа u червячной передачи.

Величину z_1 определяем по таблице 3.3 (приложение 3).

Полученное расчетом по формуле (3.16) межосевое расстояние a_w округляем в большую сторону до ближайшей, указанной ниже величины, мм:

• ряд 1 – 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315 мм;

• ряд 2 – 71; 90; 112; 140; 180; 224; 280; 355 мм;

или до величины по таблице 2.10 (приложение 2).

Примечания: 1. Допускается округлять значение a_w в меньшую сторону до стандартной величины (см. выше) или до величины по таблице 2.10, но так, чтобы принятое значение было не меньше 95% рассчитанной величины. При этом необходимо проверить выполнение соотношения (3.39), по которому расчетное значение контактного напряжения не должно превышать допускаемого.

2. Допускается применять значение a_w из дополнительного ряда линейных размеров, мм: 115; 135; 155; 175; 185; 205; 215; 225; 230; 235; 245; 255; 265; 270; 275; 285; 310; 330; 350.

3.4. Основные параметры червячной передачи

Число зубьев колеса: $z_2 = z_1 \cdot u.$ (3.18)

Предварительные значения:

модуля передачи $m = (1,4 \dots 1,7) \frac{a_w}{z_2};$ (3.19)

коэффициента диаметра червяка $q = \frac{2a_w}{m} - z_2.$ (3.20)

В формулу (3.20) подставляем такое стандартное значение модуля m , которое входит в рассчитанный по формуле (3.19) диапазон. Стандартные значения модуля, мм:

ряд 1 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0;

ряд 2 3,0; 3,5; 6,0; 7,0; 12,0;

ряд 3 2,25; 2,75; 4,5; 9,0; 11,0; 14,0.

Примечания: 1. Ряд 1 следует предпочитать ряду 2. Модули третьего ряда допускается применять для стандартизированных редукторов общемашиностроительного применения.

2. Модули второго и третьего рядов рекомендуется применять только для получения оптимального стандартного значения коэффициента q и выполнения рекомендации для коэффициента смещения x (см. ниже).

Минимально допустимое значение q из условия жесткости червяка: $q_{\min} = 0,212z_2$. Рассчитанное по формуле (3.20) значение q округляем до бóльшей стандартной величины (ряд 1 следует предпочитать ряду 2):

ряд 1 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0;

ряд 2 7,1; 9,0; 11,2; 14,0; 18,0.

При этом принятое значение q должно быть больше q_{\min} .

Коэффициент смещения

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(z_2 + q). \quad (3.21)$$

Значение коэффициента смещения инструмента x выбираем по условию неподрезания и незаострения зубьев. Для передачи с эвольвентным червяком (ZI) рекомендуют: $-1 \leq x \leq 0$.

Угол подъема линии витка червяка на цилиндре:

$$\text{делительном} \quad \gamma = \arctg\left(\frac{z_1}{q}\right); \quad (3.22)$$

$$\text{начальном} \quad \gamma_w = \arctg\left(\frac{z_1}{q + 2x}\right); \quad (3.23)$$

$$\text{основном} \quad \gamma_b = \arccos[0,940 \cos \gamma]. \quad (3.24)$$

Фактическое передаточное число

$$u_{\Phi} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (3.25)$$

Полученное значение u_{Φ} не должно отличаться от принятого в кинематическом расчете (см. раздел 1.2) более, чем на 4%:

$$\Delta u = \frac{u_{\Phi} - u_{\text{чер}}}{u_{\text{чер}}} 100\% \leq \pm 4\%. \quad (3.26)$$

3.5. Размеры червяка и колеса (рис. 3.2, приложение 3)

Диаметры червяка, мм:

$$\text{делительный} \quad d_1 = q \cdot m; \quad (3.27)$$

$$\text{диаметр вершин витков} \quad d_{a1} = d_1 + 2m; \quad (3.28)$$

$$\text{диаметр впадин} \quad d_{f1} = d_1 - 2,4m. \quad (3.29)$$

Диаметры **колеса**, мм:

$$\text{делительный} \quad d_2 = z_2 \cdot m; \quad (3.30)$$

$$\text{диаметр вершин зубьев} \quad d_{a2} = d_2 + 2m(1+x); \quad (3.31)$$

$$\text{диаметр впадин} \quad d_{f2} = d_2 - 2m(1+0,2\cos\gamma-x) \quad (3.32)$$

$$\text{диаметр колеса наибольший} \quad d_{ae2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + K}. \quad (3.33)$$

Здесь $K = 2$ для передач с червяками ZI .

Длина b_1 нарезанной части **червяка**:

$$b_1 = 2\sqrt{(0,5d_{ae2})^2 - (a_w - 0,5d_{a1})^2} + 0,5\pi \cdot m. \quad (3.34)$$

Для фрезеруемых и шлифуемых червяков полученную расчетом длину b_1 увеличивают: при $m < 10$ мм – на 25 мм; при $m = (10...16)$ мм – на (35...40)мм, а затем округляют до ближайшего четного числа.

Примечание. Рекомендуется следующее распределение добавки в зависимости от значения модуля:

$$m = 10i \text{ ; } -35i \text{ ; } m = 11i \text{ ; } -36i \text{ ; } m = 12i \text{ ; } -36,5i \text{ ; } ;$$

$$m = 12,5i \text{ ; } -37i \text{ ; } m = 14i \text{ ; } -38,5i \text{ ; } m = 16i \text{ ; } -40i \text{ ; } .$$

Ширина венца **червячного колеса** для передач с эвольвентным червяком:

$$b_2 = 0,75d_{a1}, \text{ при } z_1 \leq 2; \quad (3.35)$$

$$b_2 = 0,67d_{a1}, \text{ при } z_1 = 4. \quad (3.36)$$

Значение b_2 округляется до ближайшего четного числа или значения по таблице 2.10 (приложение 2).

3.6. Проверочный расчет передачи на прочность

Определяем действительное значение скорости скольжения, м/с:

$$v_{ск} = \frac{v_{w1}}{\cos\gamma_w}. \quad (3.37)$$

Здесь v_{w1} – окружная скорость на начальном диаметре червяка, м/с:

$$v_{w1} = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot m(q+2x)}{60 \cdot 10^3}, \quad (3.38)$$

где $n_1 = n_2 \cdot u_\phi$, об/мин; m – в мм; γ_w – начальный угол подъема витка червяка в градусах.

По найденному значению $v_{ск}$ уточняем допускаемое напряжение $[\sigma]_H$.

I группа: $[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} \cdot K_{HL} \cdot C_v$; здесь уточняем коэффициент C_v по формуле (3.8), а $[\sigma]_{H0}$ и K_{HL} берем из раздела 3.2.1;

II группа: $[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} - 25 v_{ск}$, здесь $[\sigma]_{H0}$ берем из раздела 3.2.1;

III группа: $[\sigma]_H = 175 - 35 v_{ск}$.

Находим расчетное контактное напряжение, МПа:

$$\sigma_H = \frac{Z_\sigma(q+2x)}{z_2} \sqrt{\left[\frac{z_2+q+2x}{a_w(q+2x)} \right]^3} \cdot K \cdot T_2 \leq [\sigma]_H, \quad (3.39)$$

где $Z_\sigma = 5350$ для эвольвентных червяков.

$$K = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} - \text{коэффициент нагрузки.} \quad (3.40)$$

Для определения коэффициента $K_{H\alpha}$ находим окружную скорость на червячном колесе, м/с:

$$v_2 = \frac{\pi \cdot n_2 \cdot d_2}{60 \cdot 10^3}. \quad (3.41)$$

Здесь n_2 – частота вращения червячного колеса, об/мин (см. раздел 3.1); d_2 – делительный диаметр червячного колеса, мм (см. раздел 3.5).

При обычной точности изготовления и выполнении условия жесткости червяка принимаем $K_{H\alpha} = 1$ при $v_2 \leq 3$ м/с. При $v_2 > 3$ м/с значение $K_{H\alpha}$ принимают равным коэффициенту $K_{H\alpha}$ для цилиндрических косозубых передач с твердостью рабочих поверхностей зубьев ≤ 350 НВ степени точности 8 (таблица 2.7, приложение 2).

$K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки:

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 (1 - X), \quad (3.42)$$

где θ – коэффициент деформации червяка, который находим по таблице 3.4 (приложение 3) в зависимости от принятого стандартного значения коэффициента диаметра червяка q и числа витков z_1 ;

X – коэффициент, учитывающий влияние режима работы передачи на приработку зубьев червячного колеса и витков червяка. Значения X для типовых режимов нагружения принимаем по таблице 3.5 (приложение 3).

Далее по формуле (3.39) рассчитываем значение σ_H и сравниваем его с уточненным значением допускаемого напряжения: $\sigma_H \leq [\sigma]_H$.

Примечание. Допускается превышение расчетного напряжения σ_H относительно $[\sigma]_H$ в пределах 5%. При большем отклонении следует либо выбрать другой материал червячного колеса, либо изменить межосевое расстояние и повторить расчет.

$$\mathbf{3.7. КПД передачи:} \quad \eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \rho)}. \quad (3.43)$$

Здесь γ_w – угол подъема линии витка червяка на начальном диаметре (формула 3.23).

ρ – приведенный угол трения, который находим по таблице 3.6 (приложение 3) в зависимости от материала червячного колеса и действительной скорости скольжения $v_{ск}$, рассчитанной по формуле (3.37).

Например: 1. Дано: материал колеса – безоловянная бронза БрА9Ж3Л, действительная скорость скольжения $v_{ск} = 2,78$ м/с.

Решение: так как $v_{\text{ск}}$ не совпадает с табличными значениями скорости, применяем формулу интерполяции:

$$\rho = \rho_{(v<)} - \frac{\rho_{(v<)} - \rho_{(v>)}}{v_{>} - v_{<}} (v_{\text{нê}} - v_{<}). \quad (3.44)$$

Скорость $v_{\text{ск}} = 2,78$ м/с находится в диапазоне $v_{<} = 2,5$ м/с и $v_{>} = 3,0$ м/с. Тогда для безоловянной бронзы:

$$\begin{aligned} \rho &= 2^{\circ}20' - \frac{2^{\circ}20' - 2^{\circ}00'}{3 - 2,5} (2,78 - 2,5) = \\ &= 2^{\circ}20' - \frac{20'}{0,5} \cdot 0,28 = 2^{\circ}20' - 11,2' = 2^{\circ}8,8' = 2,14(6)^{\circ}. \end{aligned}$$

2. Дано: материал колеса – оловянная бронза БрО10Ф1, $v_{\text{ск}} = 6,13$ м/с. Решение: так как $v_{\text{ск}}$ находится в диапазоне $v_{<} = 4$ м/с и $v_{>} = 7$ м/с, то по формуле (3.44) для оловянной бронзы находим:

$$\rho = 1^{\circ}20' - \frac{1^{\circ}20' - 1^{\circ}00'}{7 - 4} (6,13 - 4) = 1^{\circ}20' - 14,2' = 1^{\circ}5,8' = 1,09(6)^{\circ}.$$

Далее по формуле (3.43) определяем КПД с точностью до третьего или четвертого знака после запятой.

3.8. Силы в зацеплении (рис. 3.3, приложение 3)

Окружная сила на колесе, равная **осевой силе** на червяке, Н:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_2}{d_2}. \quad (3.45)$$

Окружная сила на червяке, равная **осевой силе** на колесе, Н:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_2}{d_1 \cdot u_{\phi} \cdot \eta}. \quad (3.46)$$

Радиальная сила, Н:

$$F_r = F_{t2} \frac{\text{tg } \alpha}{\cos \gamma_w}. \quad (3.47)$$

Здесь T_2 – вращающий момент на валу червячного колеса (см. раздел 3.1); d_2 и d_1 – делительные диаметры колеса и червяка (см. раздел 3.5); u_{ϕ} – фактическое передаточное число (см. раздел 3.4); γ_w – угол подъема линии витка червяка на начальном диаметре (там же); η – КПД передачи (см. раздел 3.7); $\alpha = 20^{\circ} \rightarrow \text{tg } \alpha = 0,364$.

Примечания: 1. При коэффициенте смещения инструмента $x = 0$ (см. раздел 3.4) вместо γ_w в расчет принимается угол подъема линии витка червяка на делительном диаметре γ (там же).

2. Полученные расчетом значения сил необходимо округлить в большую сторону до целого числа.

3.9. Проверка зубьев колеса по напряжениям изгиба

$$\text{Расчетное напряжение изгиба, МПа: } \sigma_F = \frac{K \cdot F_{t2} \cdot Y_{F2} \cdot \cos \gamma_w}{1,3m^2(q+2x)} \leq [\sigma]_F. \quad (3.48)$$

Здесь K – коэффициент нагрузки (см. раздел 3.6); параметры червячной передачи m, q, x и γ_w (см. раздел 3.4); $[\sigma]_F$ – допускаемое напряжение изгиба, МПа (см. раздел 3.2.2); F_{t2} – окружная сила на червячном колесе, Н (см. раздел 3.8); Y_{F2} – коэффициент формы зуба, который находим по таблице 3.7 (приложение 3) в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса:

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma_w}. \quad (3.49)$$

Для определения Y_{F2} применяем следующую формулу интерполяции:

$$Y_{F2} = Y_{F2(z_{v2<})} - \frac{Y_{F2(z_{v2<})} - Y_{F2(z_{v2>})}}{z_{v2>} - z_{v2<}} (z_{v2} - z_{v2<}). \quad (3.50)$$

$$\text{Например: } z_2 = 48; \gamma_w = 18,43494882^\circ. z_{v2} = \frac{48}{\cos^3 18,43\dots} = 56,22.$$

$$\text{Табличные значения: } z_{v2<} = 50 \rightarrow Y_{F2} = 1,45; z_{v2>} = 60 \rightarrow Y_{F2} = 1,40. \text{ Тогда: } Y_{F2} = 1,45 - \frac{1,45 - 1,40}{60 - 50} \cdot (56,22 - 50) = 1,4189.$$

По формуле (3.48) находим расчетное напряжение изгиба и сравниваем его с допускаемым.

3.10. Проверочный расчет на прочность зубьев червячного колеса при действии пиковой нагрузки

Проверка на контактную прочность при кратковременном действии пиковой нагрузки, МПа:

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \cdot \sqrt{K_{\text{пер}}} \leq [\sigma]_{H\max}, \quad (3.51)$$

где σ_H – расчетное контактное напряжение, МПа (см. раздел 3.6);

$K_{\text{пер}} = \frac{M_{\text{макс}}}{M_{\text{ном}}}$ – коэффициент перегрузки для типовых режимов нагружения

($\frac{M_{\text{макс}}}{M_{\text{ном}}}$ из данных выбранного электродвигателя в разделе 1.1);

$[\sigma]_{H\max}$ – предельное допускаемое контактное напряжение, МПа (значения см. ниже).

Проверка зубьев колеса на прочность по напряжениям изгиба при пиковой нагрузке, МПа:

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \cdot K_{i\text{до}} \leq [\sigma]_{F\max}, \quad (3.52)$$

где σ_F – расчетное напряжение изгиба, МПа (см. раздел 3.9).

Предельные допускаемые напряжения при проверке на максимальную статическую или единичную пиковую нагрузку для материалов, МПа:

$$\text{I группы} \dots\dots\dots [\sigma]_{H\max} = 4\sigma_T; \quad [\sigma]_{F\max} = 0,8\sigma_T;$$

II группы $[\sigma]_{H_{\max}} = 2\sigma_T$; $[\sigma]_{F_{\max}} = 0,8\sigma_T$;

III группы $[\sigma]_{H_{\max}} = 1,65\sigma_{\text{ВИ}}$; $[\sigma]_{F_{\max}} = 0,75\sigma_{\text{ВИ}}$.

Примечание. σ_T или $\sigma_{\text{ВИ}}$ из раздела 3.1.

3.11. Тепловой расчет

Червячный редуктор или редуктор, имеющий червячную ступень, в связи с невысоким КПД червячной передачи и большим выделением теплоты проверяют на нагрев.

$$\text{Мощность на червяке, Вт: } P_1 = 0,1 \frac{T_2 \cdot n_2}{\eta} \quad (3.53)$$

Здесь T_2 – вращающий момент на валу червячного колеса, Н·м, (см. раздел 3.1); n_2 – частота вращения червячного колеса, об/мин (там же); η – расчетное значение КПД (см. раздел 3.7).

Температура нагрева масла (корпуса) при установившемся тепловом режиме без искусственного охлаждения, °Ñ:

$$t_{\text{дää}} = \frac{(1-\eta)E}{K_0 \cdot A(1+\psi)} + 20^\circ \leq [t]_{\text{дää}} \quad (3.54)$$

Здесь $K_0 = (12...18) \frac{\text{Äö}}{\text{i}^{2^\circ\text{Ñ}}}$ – коэффициент теплоотдачи чугунных корпусов при естественном охлаждении (бóльшие значения при хороших условиях охлаждения): принимаем $K_T = 15 \frac{\text{Äö}}{\text{i}^{2^\circ\text{Ñ}}}$; $\psi \approx 0,3$ – коэффициент, учитывающий отвод теплоты от корпуса редуктора в металлическую плиту или раму; $[t]_{\text{дää}} = 95...110^\circ\text{Ñ}$ – максимальная допустимая температура нагрева масла (в зависимости от марки масла).

Поверхность A (м²) охлаждения корпуса равна сумме поверхностей всех его стенок за исключением поверхности дна, которой корпус прилегает к плите или раме. Размеры стенок корпуса можно определить по компоновочной схеме [1, раздел 3.5, стр. 53...55]. Приблизительно площадь A поверхности охлаждения корпуса можно принимать по таблице 3.8 (приложение 3) в зависимости от межосевого расстояния. При несовпадении a_w с табличными значениями величину A определяем по формуле интерполяции:

$$A = A_{a_{w<}} + \frac{A_{a_{w>}} - A_{a_{w<}}}{a_{w>} - a_{w<}} (a_w - a_{w<}) \quad (3.55)$$

Например: 1. $a_w = 165$ мм: $a_{w<} = 160$ мм $\rightarrow A = 0,53$ м²;

$a_{w>} = 180$ мм $\rightarrow A = 0,65$ м². Тогда

$$A = 0,53 + \frac{0,65 - 0,53}{180 - 160} (165 - 160) = 0,56 \text{ м}^2 \text{ .}$$

2. $a_w = 315$ мм: $a_{w<} = 250$ мм $\rightarrow A = 1,14$ м²; $a_{w>} = 280$ мм

$\rightarrow A = 1,34$ м². Тогда по формуле экстраполяции

$$A = 1,14 + \frac{1,34 - 1,14}{280 - 250} (315 - 250) = 1,573 \text{ м}^2 \text{ .}$$

В случае недостаточности естественного охлаждения ($t_{\text{раб}} > [t]_{\text{раб}}$) корпус редуктора охлаждают вентилятором и расчет температуры нагрева масла производят по формуле, °Ñ:

$$t_{\text{дää}} = \frac{(1-\eta)E_1}{[0,65(1+\psi)K_{\text{д}} + 0,35K_{\text{дä}}]A} + 20^{\circ} \leq [t]_{\text{дää}}. \quad (3.56)$$

Коэффициент $K_{\text{ТВ}}$ при обдуве вентилятором принимаем по таблице 3.9 (приложение 3) в зависимости от частоты вращения вентилятора.

Примечание. Вентилятор рекомендуется установить на валу червяка: $n_B = n_1$. Допускается установка отдельно стоящего вентилятора с $n_B = 1500$ об/мин.

Глава 4. Расчет конической зубчатой передачи

Расчет выполняется для задания 1.1.

4.1. Выбор материала и термической обработки

Выбор материала конических шестерни и колеса производим аналогично разделу 2.1 расчета цилиндрической зубчатой передачи.

Примечание. Для конической зубчатой передачи, имеющей передаточное число $u_{\text{кон}} \leq 1,15$, термическую обработку конических шестерни и колеса рекомендуется назначать одинаковой: улучшение, твердость $H_1 = H_2 = 269...302\text{HB}$.

4.2. Допускаемые напряжения

4.2.1. Допускаемые контактные напряжения определяем по методике раздела 2.2.1, при этом пересчитываем только те параметры, которые связаны с выбранным в разделе 4.1 режимом термообработки или с частотой вращения конических шестерни и колеса (это параметры S_H, N_k, N_{HE}, Z_N). Остальные параметры используем из раздела 2.2.1. Затем по формуле (2.1) рассчитываем значения допускаемых напряжений $[\sigma]_{H1}$ для шестерни и $[\sigma]_{H2}$ для колеса; из них выбираем меньшее в качестве допускаемого контактного напряжения $[\sigma]_H$, при этом десятые и сотые доли значения отбрасываем.

4.2.2. Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_{F1}$ для шестерни и $[\sigma]_{F2}$ для колеса определяем по методике раздела 2.2.2, при этом используем все параметры, кроме тех, которые связаны с частотой вращения колес (это параметры N_k, N_{FE}, Y_N). Допускаемое напряжение $[\sigma]_F$ принимаем равным меньшему из двух, при этом десятые и сотые доли значения отбрасываем.

4.3. Диаметр внешней делительной окружности шестерни

Предварительное значение диаметра, мм:

$$d'_{e1} = K \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1}{u \cdot \mathcal{G}_H}}, \quad (4.1)$$

где T_1 – вращающий момент на валу конической шестерни, Н·м (в соответствии со схемой привода для задания 1.1: $T_1 \Rightarrow T_3''$ – см. итоговую таблицу механических параметров в разделе 1.3);

u – передаточное число конической зубчатой передачи (см. раздел 1.2);

K – коэффициент, зависящий от поверхностной твердости зубьев шестерни и колеса:

$$K = 30 \text{ при } H_1 \text{ и } H_2 \leq 350\text{HB};$$

$$K = 25 \text{ при } H_1 \geq 45 \text{ HRC и } H_2 \leq 350\text{HB};$$

\mathcal{G}_H – опытный коэффициент, характеризующий понижение прочности конической зубчатой передачи по сравнению с цилиндрической:

$\mathcal{G}_H = 0,85$ – для прямозубых конических передач;

\mathcal{G}_H по таблице 4.1 (приложение 4) для передач с круговыми зубьями.

Окружную скорость на среднем делительном диаметре вычисляем по формуле, м/с:

$$v_m = \frac{\pi \cdot 0,857 \cdot d'_{e1} \cdot n_1}{60 \cdot 10^3}, \quad (4.2)$$

где n_1 – частота вращения конической шестерни, об/мин (для задания 1.1

$n_1 \Rightarrow n_3''$ – см. итоговую таблицу механических параметров в разделе 1.3).

В зависимости от окружной скорости назначаем степень точности передачи: не грубее 7-й – для прямозубых конических колес при окружных скоростях $v_m \leq 5$ м/с; не грубее 8-й – для конических зубчатых колес с круговыми зубьями при $v_m \leq 5$ м/с и не грубее 7-й – при $v_m = 5 \dots 10$ м/с.

Уточняем предварительно найденное значение диаметра внешней делительной окружности, мм:

$$d_{e1} = 1650 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot T_1}{u \cdot \mathcal{G}_H \cdot [\sigma]_H^2}}. \quad (4.3)$$

Значение коэффициента K_{Hv} **внутренней динамической нагрузки** для прямозубых конических колес выбираем по таблице 2.7 (приложение 2), условно принимая их точность на одну степень грубее фактической (например, вместо степени точности 7 принимаем степень точности 8 прямозубой цилиндрической передачи). Для конических колес с круговыми зубьями значение K_{Hv} принимаем как для цилиндрических косозубых колес той же степени точности.

Коэффициент $K_{H\beta}$ учитывает **неравномерность распределения нагрузки** по длине контактных линий:

$K_{H\beta} = K_{H\beta}^0$ – для колес с прямыми зубьями;

$K_{H\beta} = \sqrt{K_{H\beta}^0}$ – для колес с круговыми зубьями при условии $K_{H\beta} \geq 1,2$.

Коэффициент $K_{H\beta}^0$ выбираем по таблице 2.8 (приложение 2) для цилиндрических зубчатых передач в зависимости от коэффициента $\psi_{bd} = b/d_{e1}$, твердости на поверхности зубьев, для схемы 2 (см. рис. 2.2, приложение 2). Так как ширина зубчатого венца и диаметр шестерни еще не определены, значение коэффициента ψ_{bd} вычисляем ориентировочно:

$$\psi_{bd} = 0,166 \cdot \sqrt{u^2 + 1}. \quad (4.4)$$

При несовпадении ψ_{bd} с табличными значениями для определения коэффициента $K_{H\beta}^0$ применяем формулу (2.22).

Далее по формуле (4.3) рассчитываем d_{e1} с точностью до второго знака после запятой.

4.4. Конусное расстояние и ширина зубчатого венца

Находим угол делительного конуса шестерни:

$$\delta_1 = \arctg(1/u). \quad (4.5)$$

Внешнее конусное расстояние, мм:

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1} \text{ (точность – третий знак после запятой)}. \quad (4.6)$$

Ширина зубчатого венца, мм: $b = 0,285R_e$ (точность – второй знак после запятой). (4.7)

4.5. Модуль передачи

Внешний торцовый модуль передачи, мм:

$$m_e(m_{te}) = \frac{14 \cdot 10^3 \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot T_1}{d_{e1} \cdot b \cdot \mathcal{G}_F \cdot [\sigma]_F}. \quad (4.8)$$

Здесь m_e – для конических колес с прямыми зубьями; m_{te} – для конических колес с круговыми зубьями; T_1 – вращающий момент на валу конической шестерни, Н·м (см. раздел 4.3); $[\sigma]_F$ – допускаемое напряжение изгиба, МПа (см. раздел 4.2.2); \mathcal{G}_F – опытный коэффициент понижения прочности конической зубчатой передачи: $\mathcal{G}_F = 0,85$ – для конических колес с прямыми зубьями; \mathcal{G}_F – по таблице 4.1 (приложение 4) для конических колес с круговыми зубьями.

Значение коэффициента K_{Fv} **внутренней динамической нагрузки** для прямозубых конических колес выбираем по таблице 2.11 (приложение 2), условно принимая их точность на одну степень грубее. Для конических колес с круговыми зубьями значение K_{Fv} принимаем как для цилиндрических косозубых колес той же степени точности.

Коэффициент $K_{F\beta}$ учитывает **неравномерность распределения напряжений** у основания зубьев по ширине зубчатого венца:

$K_{F\beta} = K'_{F\beta}$ – для колес с прямыми зубьями;

$K_{F\beta} = \sqrt{K'_{F\beta}}$ – для колес с круговыми зубьями при условии $K_{F\beta} \geq 1,15$, где

$$K'_{F\beta} = 0,18 + 0,82K_{H\beta}^0, \quad (4.9)$$

$K_{H\beta}^0$ – см. раздел 4.3, определение диаметра d_{e1} по формуле (4.3).

Вычисленное по формуле (4.8) значение модуля $m_e(m_{te})$ округляем в большую сторону до стандартной величины (см. ряды 1 и 2 в разделе 2.5).

4.6. Число зубьев

$$\text{Шестерня: } z_1 = \frac{d_{e1}}{m_e(m_{te})}. \quad (4.10)$$

$$\text{Колесо: } z_2 = z_1 \cdot u. \quad (4.11)$$

Полученные значения z_1 и z_2 округляем до целого числа следующим образом: z_1 – в большую сторону, а z_2 (после подстановки z_1 в формулу 4.11) – в ближайшую сторону.

4.7. Фактическое передаточное число

$$u_\phi = z_2 / z_1. \quad (4.12)$$

Полученное значение u_ϕ не должно отличаться от принятого в кинематическом расчете привода (см. раздел 1.2) более, чем на 3%:

$$\Delta u = \frac{u_\phi - u_{\text{кон}}}{u_{\text{кон}}} \cdot 100\% \leq \pm 3\%. \quad (4.13)$$

Примечание. Значение u_ϕ рассчитываем с точностью инженерного калькулятора.

4.8. Окончательные значения размеров колес (рис. 4.1)

Определяем углы делительных конусов шестерни и колеса с точностью инженерного калькулятора:

$$\delta_1 = \arctg \left(\frac{1}{u_\phi} \right); \quad \delta_2 = 90^\circ - \delta_1. \quad (4.14)$$

Делительные диаметры колес, мм:

$$\text{прямозубых} \quad d_{e1} = m_e \cdot z_1; \quad d_{e2} = m_e \cdot z_2; \quad (4.15)$$

$$\text{с круговым зубом} \quad d_{e1} = m_{te} \cdot z_1; \quad d_{e2} = m_{te} \cdot z_2. \quad (4.16)$$

Уточняем внешнее конусное расстояние R_e и ширину зубчатого венца b по формулам (4.6) и (4.7), мм:

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1}; \quad b = 0,285 R_e. \quad \text{Значение } b \text{ округляем в ближайшую сторону по}$$

таблице 2.10 (приложение 2).

Внешние диаметры колес, мм:

$$\text{прямозубых} \quad \left. \begin{aligned} d_{ae1} &= d_{e1} + 2(1 + x_{e1})m_e \cdot \cos \delta_1; \\ d_{ae2} &= d_{e2} + 2(1 + x_{e2})m_e \cdot \cos \delta_2; \end{aligned} \right\} \quad (4.17)$$

$$\text{с круговым зубом} \quad \left. \begin{aligned} d_{ae1} &= d_{e1} + 1,64(1 + x_{n1})m_{te} \cdot \cos \delta_1; \\ d_{ae2} &= d_{e2} + 1,64(1 + x_{n2})m_{te} \cdot \cos \delta_2. \end{aligned} \right\} \quad (4.18)$$

Коэффициент смещения x_{e1} для шестерни прямозубой или x_{n1} для шестерни с круговыми зубьями принимаем по таблице 4.2 или 4.3 (приложение 4). В случае

несовпадения числа зубьев z_1 и передаточного числа u_ϕ с табличными значениями величину коэффициента x_{e1} или x_{n1} находим двойным интерполированием – сначала по z_1 , а затем по u_ϕ .

Например: в прямозубой конической передаче $z_1 = 35$
 ($z_{1<} = 30; z_{1>} = 40$) и $u_\phi = 1,4$ ($u_{<} = 1,25; u_{>} = 1,6$).

I этап – интерполируем по z_1

$$u_{<} = 1,25: x_{e1} = 0,11 - \frac{0,11 - 0,09}{40 - 30}(35 - 30) = 0,1$$

$$u_{>} = 1,6: x_{e1} = 0,19 - \frac{0,19 - 0,15}{40 - 30}(35 - 30) = 0,17$$

II этап – интерполируем по u_ϕ

$$x_{e1} = 0,1 + \frac{0,17 - 0,1}{1,6 - 1,25}(1,4 - 1,25) = 0,13$$

Принимаем $x_{e1} = 0,13; x_{e2} = -0,13$.

Коэффициент смещения инструмента для колеса: $x_{e2} = -x_{e1}$ или $x_{n2} = -x_{n1}$.

Затем по формулам (4.17) или (4.18) рассчитываем внешние диаметры колес с точностью до третьего знака после запятой.

4.9. Размеры заготовок колес

Для обеспечения при термической обработке заданных механических характеристик материала колес конструктивная схема конических шестерни и колеса должна соответствовать рис. 2.4 (приложение 2) и следующим соотношениям:

$$\text{если } \left. \begin{array}{l} D_{\text{зар1}} = d_{e1} + m_e(m_{ie}) + 6 \text{ мм} < D_{\text{пр1}} \text{ и} \\ D_{\text{зар2}} = d_{e2} + m_e(m_{ie}) + 6 \text{ мм} < D_{\text{пр2}}, \text{ то} \end{array} \right\} \quad (4.19)$$

конструктивная схема колес по рис. 2.4,б;

$$\text{если } \left. \begin{array}{l} D_{\text{зар1}} = d_{e1} + m_e(m_{ie}) + 6 \text{ мм} > D_{\text{пр1}} \text{ и} \\ D_{\text{зар2}} = d_{e2} + m_e(m_{ie}) + 6 \text{ мм} > D_{\text{пр2}}, \text{ то} \end{array} \right\} \quad (4.20)$$

конструктивная схема колес по рис. 2.4,з, при этом $C_{\text{зар}} = 0,5b < S_{\text{пр}}$ и $S_{\text{зар}} = 8m < S_{\text{пр}}$.

4.10. Силы в зацеплении (рис. 4.2, приложение 4)

Окружная сила на среднем диаметре шестерни, Н:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_{m1}}. \quad (4.21)$$

Здесь $d_{m1} = 0,857d_{e1}$ (d_{e1} – см. раздел 4.8); T_1 – вращающий момент на валу шестерни, Н·м (см. раздел 4.3).

Осевая сила на шестерне, Н:

$$\text{прямозубой } F_{a1} = F_t \cdot \text{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1; \quad (4.22)$$

$$\text{с круговым зубом } F_{a1} = \gamma_a \cdot F_t. \quad (4.23)$$

Радиальная сила на шестерне, Н:

$$\text{прямозубой } F_{r1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1; \quad (4.24)$$

$$\text{с круговым зубом } F_{r1} = \gamma_r \cdot F_t. \quad (4.25)$$

Примечание. Значения сил округляем в большую сторону до целого числа.

$$\text{Осевая сила на колесе } F_{a2} = F_{r1}. \quad (4.26)$$

$$\text{Радиальная сила на колесе } F_{r2} = F_{a1}. \quad (4.27)$$

Здесь $\alpha = 20^\circ$ и $\operatorname{tg} \alpha = 0,364$.

Коэффициенты γ_a и γ_r для угла наклона зубьев $\beta_n = 35^\circ$ определяем по формулам: $\gamma_a = 0,44 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1$; $\gamma_r = 0,44 \cos \delta_1 - 0,7 \sin \delta_1$. Полученные коэффициенты γ_a и γ_r подставляем в формулы (4.23) и (4.25) со своими знаками. Заклинивание зубьев не произойдет, если сила F_{a1} направлена к основанию делительного конуса ведущей шестерни. Поэтому направление вращения шестерни (смотреть со стороны вершины делительного конуса) и направление наклона зубьев необходимо выбирать одинаковыми: например, при ведущей шестерне с левым наклоном зуба направление вращения должно быть против движения часовой стрелки.

4.11. Проверка зубьев колес по контактными напряжениям

Расчетное контактное напряжение, МПа:

$$\sigma_H = 6,7 \cdot 10^4 \cdot \sqrt{\frac{K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot T_1}{u_\phi \cdot d_{e1}^3 \cdot \mathcal{G}_H}} \leq [\sigma]_H \quad (4.28)$$

Здесь $[\sigma]_H$ из раздела 4.2.1; $T_1, K_{H\alpha}, K_{H\beta}, \mathcal{G}_H$ из раздела 4.3; u_ϕ из раздела 4.7; d_{e1} из раздела 4.8.

Примечание. Значение σ_H должно удовлетворять соотношению (2.46).

4.12. Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба

Напряжение изгиба в зубьях колеса, МПа:

$$\sigma_{F2} = \frac{2,72 \cdot 10^3 \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot T_1 \cdot Y_{FS2}}{d_{e1} \cdot b \cdot m_e(m_{te}) \cdot \mathcal{G}_F} \leq [\sigma]_{F2}. \quad (4.29)$$

Напряжение изгиба в зубьях шестерни, МПа:

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{FS1}}{Y_{FS2}} \leq [\sigma]_{F1}. \quad (4.30)$$

Здесь $[\sigma]_{F2}$ и $[\sigma]_{F1}$ – см. раздел 4.2.2; $T_1, K_{F\alpha}, K_{F\beta}, \mathcal{G}_F, m_e(m_{te})$ – см. раздел 4.5; d_{e1}, b – см. раздел 4.8.

Значения коэффициентов Y_{FS1} и Y_{FS2} , учитывающих **форму зуба и концентрацию напряжений**, принимаем по таблице 2.12 (приложение 2) в зависимости от коэффициента смещения $x_{e1}(x_{n1})$ для шестерни и $x_{e2}(x_{n2})$ для колеса и для приведенного числа зубьев:

$$\text{для прямозубых колес } z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}; z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; \quad (4.31)$$

для колес с круговым зубом

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta_n \cdot \cos \delta_2}; z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta_n \cdot \cos \delta_1}. \quad (4.32)$$

При несовпадении числа зубьев и коэффициента смещения с табличными значениями коэффициент Y_{FS} вычисляем двойным интерполированием сначала по числу зубьев, а затем по коэффициенту смещения. Формула интерполирования по числу зубьев:

$$Y_{FS} = Y_{FS(z_{v<})} - \frac{Y_{FS(z_{v<})} - Y_{FS(z_{v>})}}{z_{v>} - z_{v<}} (z_v - z_{v<}) \quad (4.33)$$

Формула интерполирования по коэффициенту смещения:

$$Y_{FS} = Y_{FS(x_{e<})} - \frac{Y_{FS(x_{e<})} - Y_{FS(x_{e>})}}{x_{e>} - x_{e<}} (x_e - x_{e<}). \quad (4.34)$$

Например: в прямозубой конической передаче
 $z_1 = 35; z_2 = 49; u = 1,4; x_{e1} = 0,13; x_{e2} = -0,13$.

Определение Y_{FS1} :

$$\delta_1 = \arg \operatorname{tg} \left(\frac{1}{u} \right) = 35,53767779^\circ; \delta_2 = 54,46232221^\circ.$$

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = 43,01 (z_{v<} = 40; z_{v>} = 60).$$

$$\text{I этап: } x'_{e1} = 0; Y'_{FS1} = 3,7 - \frac{3,7 - 3,62}{60 - 40} (43,01 - 40) = 3,68796;$$

$$x''_{e1} = 0,2; Y''_{FS1} = 3,6 - \frac{3,6 - 3,57}{60 - 40} (43,01 - 40) = 3,595485.$$

II этап:

$$x_{e1} = 0,13; Y_{FS1} = 3,68796 - \frac{3,68796 - 3,595485}{0,2 - 0} (0,13 - 0) = 3,62785.$$

$$\text{Определение } Y_{FS2} : z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = 84,3 (z_{v2<} = 80; z_{v2>} = 100).$$

$$\text{I этап: } x'_{e2} = -0,2; Y'_{FS2} = 3,63 - \frac{3,63 - 3,62}{100 - 80} (84,3 - 80) = 3,62785;$$

$$x''_{e2} = 0; Y''_{FS1} = 3,6 - \frac{3,6 - 3,59}{100 - 80} (84,3 - 80) = 3,59785.$$

II этап:

$$x_{e2} = -0,13; Y_{FS2} = 3,62785 - \frac{3,62785 - 3,59785}{0 - (-0,2)} [-0,13 - (-0,2)] = 3,61735$$

Таким образом, $Y_{FS1} = 3,62785; Y_{FS2} = 3,61735$.

Далее по формулам (4.29) и (4.30) рассчитываем напряжения изгиба.

4.13. Проверочный расчет на прочность зубьев при действии пиковой нагрузки

Целью расчета является предотвращение остаточных деформаций или хрупкого разрушения **поверхностного слоя или самих зубьев** при действии пиковых нагрузок. Для типовых режимов нагружения это действие оцениваем коэффициентом перегрузки $K_{пер}$, которому приравниваем отношение максимального момента электродвигателя к номинальному. Данную характеристику берем из данных электродвигателя АИР в разделе 1.1:

$$K_{пер} = M_{\max} / M_{\text{ном}}.$$

Проверка зубьев колес на контактную прочность, МПа:

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \cdot \sqrt{K_{пер}} \leq [\sigma]_{H\max}. \quad (4.35)$$

Проверка зубьев колес на прочность по напряжениям изгиба, МПа:

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \cdot K_{пер} \leq [\sigma]_{F\max}. \quad (4.36)$$

Здесь σ_H из раздела 4.11; σ_F из раздела 4.12: для шестерни (σ_{F1}) и колеса (σ_{F2}); допускаемые напряжения $[\sigma]_{H\max}$ и $[\sigma]_{F\max}$ принимаем по рекомендациям раздела 2.14.

Примечание. В случае, если режим термообработки шестерни и колеса задан одинаковым: улучшение, твердость 269...302НВ, то при расчете максимального допускаемого напряжения $[\sigma]_{H\max}$ предел текучести следует брать $\sigma_T = 750$ МПа, а максимальные допустимые напряжения изгиба – $[\sigma]_{F\max 2} = [\sigma]_{F\max 1} = 1484,6$ МПа.

Глава 5. Расчет открытой цепной передачи

Расчет выполняется для задания 1.3.

Введение

Цепная передача относится к передачам зацепления с гибкой связью. Она состоит из ведущей и ведомой звездочек и огибающей их цепи (рис. 5.1, приложение 5). В приводах общего назначения, разрабатываемых в курсовых проектах, цепные передачи устанавливают, как правило, на тихоходной ступени (после редуктора) и применяют в основном для понижения частоты вращения приводного вала. Наиболее распространены для этой цели приводные роликовые цепи однорядные (ПР) и двухрядные (2ПР), показанные на рис. 5.2 и 5.3 (приложение 5). Основным критерием работоспособности цепи является ее долговечность, обеспечиваемая износостойкостью шарниров цепи. А основным параметром, вызывающим износ, является давление в шарнирах цепи.

Исходными данными для расчета цепной передачи являются:

P_1 – мощность на валу ведущей звездочки, кВт;

T_1 – вращающий момент на этом валу, Н·м;

n_1 – частота вращения ведущей звездочки, об/мин;

$u_{\text{цеп}}$ – передаточное число цепной передачи.

Примечание. В соответствии со схемой привода задания 1.3:

$P_1 \Rightarrow P_3; T_1 \Rightarrow T_3; n_1 \Rightarrow n_3$ – см. итоговую таблицу механических параметров в разделе 1.3. Передаточное число $u_{\text{цеп}}$ – см. раздел 1.2.

Расчет и выбор параметров цепной передачи выполняем в следующей последовательности.

5.1. Выбор цепи

Главный параметр цепной передачи – шаг цепи t , мм – определяем из условия:

$$t \geq 2,88 \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3 \cdot K_3}{z_1 \cdot [p] \cdot m}}, \quad (5.1)$$

где z_1 – число зубьев ведущей звездочки;

m – число рядов цепи;

$[p]$ – допустимое давление, приходящееся на единицу поверхности шарнира, МПа.

K_3 – коэффициент, учитывающий условия монтажа и эксплуатации цепной передачи:

$$K_3 = K_d \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_p \cdot K_{\text{см}} \cdot K_{\text{п}}. \quad (5.2)$$

K_d – динамический коэффициент:

$K_d = 1$ – при спокойной нагрузке;

$K_d = 1,2 \dots 1,5$ – при нагрузке с умеренными толчками;

$K_d = 1,8$ – при сильных толчках.

K_a – коэффициент, учитывающий влияние межосевого расстояния:

$K_a = 1$ при $a = (30 \dots 50) t$;

$K_a = 1,25$ при $a \leq 25 t$;

K_a понижают на 0,1 на каждые 20t сверх 50t.

K_n – коэффициент наклона линии центров звездочек к горизонту:

$K_n = 1$ при угле наклона $\leq 60^\circ$;

$K_n = 1,25$ при угле наклона $> 60^\circ$.

K_p – коэффициент, учитывающий способ регулирования натяжения цепи:

$K_p = 1$ при регулировании натяжения цепи за счет перемещения звездочки;

$K_p = 1,1$ при использовании натяжных звездочек или роликов;

$K_p = 1,15$ при периодическом регулировании цепи;

$K_p = 1,25$ для нерегулируемых передач.

$K_{см}$ – коэффициент, учитывающий способ смазывания цепи:

$K_{см} = 0,8$ при непрерывном смазывании в масляной ванне;

$K_{см} = 1$ при регулярном капельном смазывании;

$K_{см} = 1,5$ при периодическом смазывании.

K_n – коэффициент, учитывающий периодичность работы передачи:

$K_n = 1$ при односменной работе;

$K_n = 1,25$ при двухсменной работе;

$K_n = 1,45$ при трехсменной работе.

Например: коэффициент K_s для ожидаемых условий эксплуатации: нагрузка спокойная ($K_d = 1$); межосевое расстояние $a = 40 \cdot t$ ($K_a = 1$); угол наклона линии центров звездочек к горизонту не превышает 15° ($K_n = 1$); регулирование натяжения цепи периодическое ($K_p = 1,15$); смазывание цепи периодическое ($K_{см} = 1,5$); периодичность работы – две смены ($K_n = 1,25$).

Таким образом, $K_s = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,15 \cdot 1,5 \cdot 1,25 = 2,15625$.

Рекомендуемое (оптимальное) число зубьев ведущей звездочки:

$$z_1 = 31 - 2u_{цеп}, \quad (5.3)$$

где $u_{цеп}$ – см. исходные данные. Полученное значение z_1 округляем до целого числа.

Число зубьев ведомой звездочки:

$$z_2 = z_1 \cdot u_{цеп}. \quad (5.4)$$

Полученное значение z_2 округляем в ближайшую сторону до целого числа.

Истинное передаточное число:

$$u_{\text{ист}} = z_2 / z_1. \quad (5.5)$$

Отклонение $u_{\text{ист}}$ от принятого в кинематическом расчете $u_{\text{цеп}}$ не должно превышать 2,5%:

$$\Delta u = \frac{u_{\text{цеп}} - u_{\text{ист}}}{u_{\text{цеп}}} 100\% \leq \pm 2,5\%. \quad (5.6)$$

Примечание. Рекомендуется принимать:

$$z_1 = 30 \dots 27 \text{ при } u = 1 \dots 2; \quad z_1 = 27 \dots 25 \text{ при } u = 2 \dots 3.$$

При этом рассчитанное по формуле (5.3) значение z_1 следует округлить до такого целого числа (меньшего или большего), чтобы отклонение передаточного числа Δu было минимальным.

Например: $u_{\text{цеп}} = 1,789755815$; $z_1 = 31 - 2 \cdot 1,789755815 \approx 27,42$

Вариант 1: $z_1' = 27$; $z_2' = z_1' \cdot u_{\text{цеп}} = 48,32 \rightarrow z_2' = 48$.

$$u_{\text{ист}}' = \frac{48}{27} = 1,777777778; \quad \Delta u' = \frac{1,777777778 - 1,789755815}{1,789755815} 100\% = -0,669\%.$$

Вариант 2: $z_1'' = 28$; $z_2'' = z_1'' \cdot u_{\text{цеп}} = 50,113 \rightarrow z_2'' = 50$.

$$u_{\text{ист}}'' = \frac{50}{28} = 1,785714286; \quad \Delta u'' = \frac{1,785714286 - 1,789755815}{1,789755815} 100\% = -0,226\%$$

Окончательно принимаем $z_1 = 28$ и $z_2 = 50$.

Допускаемое давление в шарнирах цепи рассчитываем следующим образом. Поскольку шаг цепи нам необходимо найти, то для определения допускаемого давления $[p]$ предварительно зададимся шагом $t = 25,4$ мм. Затем по таблице 5.4 (приложение 5) для частоты вращения ведущей звездочки n_1 находим искомое давление $[p]$. Если n_1 не совпадает с табличными значениями, то давление $[p]$ рассчитываем по формуле интерполяции (или экстраполяции при $n_1 < 50$ об/мин):

$$[p] = [p]_{(n <)} - \frac{[p]_{(n <)} - [p]_{(n >)}}{n > - n <} (n_1 - n <). \quad (5.7)$$

Например: 1. $n_1 = 180$ об/мин; $t = 25,4$ мм:

$$[p] = 29 - \frac{29 - 23}{200 - 100} (180 - 100) = 29 - 4,8 = 24,2 \text{ МПа.}$$

2. $n_1 = 39$ об/мин; $t = 25,4$ мм:

$$[p] = 36 - \frac{36 - 29}{100 - 50} (39 - 50) = 36 + 1,54 = 37,54 \text{ МПа.}$$

Определение шага цепи по формуле (5.1) выполняем в следующей последовательности:

1. В первом приближении в формулу (5.1) подставляем значение числа рядов $m = 1$ (однорядная цепь). Если расчетное значение шага получилось $> 25,4$ мм, но $< 31,75$ мм, то во втором приближении в ту же формулу подставляем $m = 2$ (двухрядная цепь), добиваясь выполнения соотношения.

2. Если расчетное значение шага (при $m = 1$) получилось $> 31,75$ мм, но $< 38,1$ мм, то принимаем для цепи новый шаг $t = 31,75$ мм (вместо $t = 25,4$) и снова по

формуле (5.7) рассчитываем допускаемое давление $[p]$ для этого шага. Подставляем полученное давление в формулу (5.1), добиваясь выполнения соотношения $t = 31,75 > t_{\text{рас}}$ сначала при $m = 1$, а затем при $m = 2$.

3. Подбор шага по п.2 продолжаем до тех пор, пока не будет выполнено соотношение, заданное формулой (5.1).

Для выбранного шага цепи из таблицы 5.1 (однорядная цепь) или таблицы 5.2 (двухрядная цепь) выписываем следующие параметры:

шаг t , мм;

разрушающая нагрузка Q , кН;

масса 1 погонного метра цепи q , кг/м;

проекция опорной поверхности шарнира $A_{\text{оп}}$, мм²;

диаметр ролика d_1 , мм.

Примечание. После выбора шага цепи необходимо проверить по таблице 5.3 (приложение 5) выполнение условия: частота вращения ведущей звездочки n_1 не должна превышать допускаемой, т.е. $n_1 < [n_1]$.

5.2. Проверка цепи на прочность

Рассчитанное выше допускаемое давление в шарнирах цепи соответствует $z_1=17$. Если $z_1 \neq 17$, то полученное значение давления необходимо умножить на коэффициент K_z :

$$K_z = 1 + 0,01(z_1 - 17). \quad (5.8)$$

Для двухрядных цепей это значение необходимо еще умножить на коэффициент 0,85:

$$K_z = [1 + 0,01(z_1 - 17)] \cdot 0,85. \quad (5.9)$$

Далее уточняем допускаемое давление, МПа:

$$[p] = K_z \cdot [p]_{(z_1=17)} \quad (5.10)$$

Для выбранной цепи находим расчетное давление, МПа:

$$p = \frac{F_t \cdot K_s}{A_{\text{оп}}} \leq [p]. \quad (5.11)$$

$$F_t - \text{окружная сила, Н: } F_t = \frac{P_1 \cdot 10^3}{v}. \quad (5.12)$$

P_1 – мощность на валу ведущей звездочки, кВт (см. исходные данные).

v – окружная скорость на делительном диаметре ведущей звездочки, м/с:

$$v = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 10^3}, \quad (5.13)$$

где n_1 – частота вращения ведущей звездочки, об/мин (см. исходные данные);

z_1 – принятое значение числа зубьев ведущей звездочки;

t – принятый шаг цепи, мм.

Точность расчета скорости v – четвертый или пятый знак после запятой.

Если условие $p \leq [p]$ выполнено, то оставляем принятые параметры цепи. Если это условие не выполнено, то следует просчитать варианты – с цепью бóльшего шага или с двухрядной цепью.

5.3. Определение числа звеньев цепи

Предварительно находим суммарное число зубьев обеих звездочек:

$$z_{\Sigma} = z_1 + z_2. \quad (5.14)$$

$$\text{Величина поправки: } \Delta = \frac{z_2 - z_1}{2\pi}. \quad (5.15)$$

Точность расчета поправки Δ – четвертый или пятый знак после запятой.

По соображениям долговечности цепи рекомендуется принимать следующее межосевое расстояние (в шагах цепи): $a = 40t$. При этом коэффициент межосевого расстояния $a_t = \frac{a}{t} = 40$.

Тогда число звеньев цепи или длина цепи в шагах:

$$L_t = 2a_t + 0,5z_{\Sigma} + \frac{\Delta^2}{a_t}. \quad (5.16)$$

Полученное значение L_t округляем до четного числа в ближайшую сторону.

5.4. Уточнение межосевого расстояния

Расчетное значение межосевого расстояния, мм:

$$a' = 0,25t \left[L_t - 0,5z_{\Sigma} + \sqrt{(L_t - 0,5z_{\Sigma})^2 - 8\Delta^2} \right]. \quad (5.17)$$

Так как холостая ветвь цепи должна свободно провисать на величину $f \approx 0,01a$, при монтаже цепной передачи предусматривается возможность уменьшения расчетного значения межосевого расстояния на $(0,002...0,004)a'$.

Принимаем $\Delta a_{\max} = 0,004 a'$. Тогда межосевое расстояние, мм:

$$a = a' - \Delta a_{\max} \text{ или } a = 0,996a'. \quad (5.18)$$

Полученное значение округляем в бóльшую сторону до целого числа, после чего представляем a в метрах (м).

5.5. Определение делительных диаметров звездочек

Делительный диаметр ведущей звездочки, мм:

$$d_{o1} = \frac{t}{\sin(180/z_1)}. \quad (5.19)$$

Делительный диаметр ведомой звездочки, мм:

$$d_{o2} = \frac{t}{\sin(180/z_2)}. \quad (5.20)$$

5.6. Определение наружных диаметров звездочек

$$\text{Ведущая звездочка, мм: } D_{e1} = t[\text{ctg}(180/z_1) + 0,7] - 0,31d_1. \quad (5.21)$$

$$\text{Ведомая звездочка, мм: } D_{e2} = t[\text{ctg}(180/z_2) + 0,7] - 0,31d_1. \quad (5.22)$$

Примечания: 1. Здесь d_1 – диаметр ролика (см. параметры выбранной цепи в разделе 5.1.).

2. Точность значений делительных и наружных диаметров – третий знак после запятой.

5.7. Силы в цепной передаче

Окружная сила, Н: F_t – см. раздел 5.2, формула (5.12).

$$\text{Центробежная сила, Н: } F_v = q \cdot v^2. \quad (5.23)$$

$$\text{Сила от провисания цепи, Н: } F_f = 9,81 K_f \cdot q \cdot a. \quad (5.24)$$

Здесь: q – масса 1 погонного метра цепи, кг/м (см. параметры выбранной цепи в разделе 5.1); v – окружная скорость, м/с (см. раздел 5.2); a – межосевое расстояние, м (см. раздел 5.4); K_f – коэффициент, учитывающий угол наклона линии центров звездочек к горизонту:

$K_f = 6$ при горизонтальном положении;

$K_f = 3$ при положении под углом 40° к горизонту;

$K_f = 1$ – при вертикальном положении.

Так как цепная передача расположена горизонтально, то принимаем $K_f = 6$.

Примечание. Для промежуточных углов наклона (γ) коэффициент K_f можно ориентировочно рассчитать по формуле: $K_f = 1 + 5(90 - \gamma)/90$. (5.25)

$$\text{Расчетная нагрузка на валы, Н: } F_B = F_t + 2F_f, \quad (5.26)$$

где F_t – см. формулу (5.12);

F_f – см. формулу (5.24).

Полученное значение F_B округляем в большую сторону до целого числа.

5.8. Коэффициент запаса прочности цепи

Коэффициент запаса прочности цепи определяем по формуле:

$$s = \frac{Q \cdot 10^3}{K_d \cdot F_t + F_v + F_f} \geq [s]. \quad (5.27)$$

Здесь Q – разущающая нагрузка, кН (см. раздел 5.1); K_d – динамический коэффициент (там же); $[s]$ – нормативный коэффициент запаса прочности.

Коэффициент $[s]$ находим по таблице 5.4 (приложение 5) в зависимости от частоты вращения ведущей звездочки и шага цепи. В случае несовпадения частоты n_1 с табличными значениями n для определения $[s]$ применяем формулу интерполяции (экстраполяции при $n_1 < 50$ об/мин):

$$[s] = [s]_{(n_<)} + \frac{[s]_{(n_>)} - [s]_{(n_<)}}{n_> - n_<} (n_1 - n_<). \quad (5.28)$$

Здесь $[s]_{(n_<)}$ и $[s]_{(n_>)}$ – значения $[s]$ для меньшей ($n_<$) и бóльшей ($n_>$) табличных частот; $n_<$ и $n_>$ – меньшая и бóльшая табличные частоты, в диапазоне которых находится значение n_1 .

Примечание. В случае $n_1 < 50$ об/мин принимаем:

$n_< = 50$ об/мин и $n_> = 100$ об/мин, значения коэффициентов

$[s]_{(n_<)} = [s]_{(n=50)}$ и $[s]_{(n_>)} = [s]_{(n=100)}$ подставляем в формулу (5.28) и рассчитываем $[s]$ с точностью до второго знака.

Заключение

Цепные передачи рекомендуется монтировать так, чтобы ведомая ветвь цепи располагалась внизу во избежание подхватывания ее звеньями ведущей звездочки.

Поскольку в процессе работы происходит изнашивание цепи, стрела провисания f ведомой ветви увеличивается и цепь удлиняется. Для передач с углом наклона $\gamma \leq 40^\circ$ к горизонту $f \leq 0,02a$, при $\gamma > 40^\circ \rightarrow f \leq 0,015a$, где a – межосевое расстояние. Для компенсации удлинения опоры одного из валов необходимо выполнить передвигной. Если это сделать невозможно, то применяют натяжные устройства, которые устанавливают на ведомую ветвь цепи. Звездочка натяжного устройства должна входить в зацепление не менее чем с тремя звеньями цепи, а ее диаметр рекомендуется принимать равным или несколько бóльшим диаметра ведущей звездочки. Натяжные устройства должны компенсировать удлинение цепи в пределах двух звеньев. При бóльшей вытяжке цепи два ее звена удаляют.

Валы цепной передачи должны быть параллельны, а звездочки установлены в одной плоскости. Для сопряжения звездочек с валом используют шпоночные или шлицевые соединения. На концевых участках валов посадку звездочек целесообразно осуществлять на конус. Осевое фиксирование звездочки выполняется так же, как и для зубчатых колес.

Глава 6. Расчет клиноременной передачи

Расчет выполняется для задания 1.8.

Расчет передачи сводится к подбору типа и числа ремней по методике, изложенной в ГОСТ 1284.3–96. К необходимым для проектирования передачи данным относят:

P_1 – расчетная мощность, передаваемая ведущим шкивом, кВт;

T_1 – вращающий момент на валу ведущего шкива, Н·м;

n_1 – частота вращения ведущего шкива, об/мин;

$u_{\text{рем}}$ – передаточное число клиноременной передачи.

Примечания: 1. Параметры P_1 , T_1 , n_1 – см. итоговую таблицу механических параметров в разделе 1.3 кинематического расчета привода.

2. Передаточное число $u_{\text{рем}}$ в дальнейшем расчете будем именовать передаточным отношением $i_{\text{р.п.}}$ ($u_{\text{рем}}$ – см. раздел 1.2).

6.1. Выбор сечения ремня

Сечение ремня выбираем по графику на рис. 6.2 (приложение 6) так, чтобы область применения данного сечения была расположена выше собственной линии и ограничена линией предыдущего сечения.

Примечание. Допускается принимать сечение В (Б), если область применения ремня расположена несколько ниже (~ на 20%) собственной линии.

Для выбранного сечения ремня из таблицы 6.1 (приложение 6) выписываем следующие параметры:

h – высота поперечного сечения ремня, мм;

b_0 – максимальная ширина ремня, мм;

b_p – расчетная ширина ремня, мм;

ℓ_p – расчетная длина по нейтральному слою ($\ell_{\text{pmin}}, \ell_{\text{pmax}}$), мм;

d_{pmin} – минимальное значение расчетного диаметра, мм;

A – площадь сечения ремня, м²;

q – масса 1 м длины, кг/м.

6.2. Определение диаметров шкивов

Диаметр ведущего (меньшего) шкива определяем по эмпирической формуле, мм: $d_1 = (38 \dots 42) \sqrt[3]{T_1}$, (6.1)

где T_1 – вращающий момент на валу ведущего шкива, Н·м (см. исходные данные).

Значение d_1 принимаем из стандартного ряда так, чтобы его величина входила в рассчитанный диапазон.

Ряд расчетных диаметров, мм: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000 и далее по ряду R 40.

Примечание. В случае, если ни один из ряда расчетных диаметров не входит в рассчитанный диапазон, то за величину d_1 следует принять такое значение из стандартного ряда, чтобы оно было ближайшим к бóльшей величине диапазона.

Диаметр ведомого шкива определяем по формуле, мм:

$$d_2 = d_1 \cdot i_{\text{р.п.}} (1 - \varepsilon), \quad (6.2)$$

где ε – коэффициент скольжения. При нормальных рабочих нагрузках $\varepsilon \approx 0,01 \dots 0,02$. Принимаем $\varepsilon = 0,015$.

Полученное значение диаметра d_2 сравниваем с величинами стандартных диаметров. Если полученное значение диаметра отличается от стандартного на 10 и более мм, то по конструктивным соображениям за расчетную величину d_2 принимаем округленное в ближайшую сторону значение, кратное 5.

Например: 1. $d_2 = 392,6 \text{ мм} \rightarrow d_2 = 400 \text{ мм}$ – стандартное значение,

т.к. $400 - 392,6 = 7,4 \text{ мм} < 10 \text{ мм}$.

2. $d_2 = 386,7 \text{ мм} \rightarrow d_2 = 385 \text{ мм}$ – ближайшее значение, кратное 5,

т.к. $400 - 386,7 = 13,3 \text{ мм} > 10 \text{ мм}$.

Уточняем передаточное отношение (точность – шестой знак после запятой):

$$i_{\phi} = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)}. \quad (6.3)$$

Определяем отклонение фактического передаточного отношения от принятого в кинематическом расчете:

$$\Delta i = \frac{i_{\phi} - i_{\text{р.п.}}}{i_{\text{р.п.}}} 100\% \leq \pm 4\%. \quad (6.4)$$

При выполнении этого условия величины диаметров шкивов не пересматриваются и в дальнейшем расчете используется значение i_{ϕ} .

6.3. Определение предварительных значений межосевого расстояния и угла обхвата ремнем малого шкива

Для определения предварительного межосевого расстояния воспользуемся следующей рекомендацией:

$$\begin{array}{cccc} i \dots & \dots & 1 & 2 & 3 \\ a_{\text{пред}} & \dots & 1,5 d_2 & 1,2 d_2 & d_2. \end{array}$$

Так как i_{ϕ} находится в диапазоне $2 \dots 3$, то для определения $a_{\text{пред}}$ используем следующую формулу интерполяции, мм:

$$a_{\text{пред}} = \left[1,2 - \frac{1,2 - 1}{3 - 2} (i_{\phi} - 2) \right] d_2. \quad (6.5)$$

Полученное значение $a_{\text{пред}}$ округляем в бóльшую сторону до величины, кратной 10. Выполняя расчет, проверяем выполнение следующих рекомендаций:

$$2(d_1 + d_2) \geq a_{\text{пред}} \geq 0,55(d_1 + d_2) + h, \quad (6.6)$$

где h – см. раздел 6.1.

Предварительное значение угла обхвата ремнем ведущего шкива:

$$\alpha_{\text{т дää}} = 180^\circ - 2 \arcsin \left(\frac{d_2 - d_1}{2a_{\text{т дää}}} \right) \geq 120^\circ. \quad (6.7)$$

6.4. Определение длины ремня и уточнение межосевого расстояния и угла обхвата

$$\text{Длина ремня, мм: } \ell \approx 2a_{\text{пред}} + 0,5\pi(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_{\text{пред}}}. \quad (6.8)$$

Полученное значение длины ремня округляем до ближайшего бóльшего значения из ряда стандартных длин ℓ_p , мм: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150...

По принятой длине ремня ℓ_p уточняем межосевое расстояние a и угол обхвата ремнем малого шкива α .

Межосевое расстояние, мм:

$$a = \frac{2\ell_p - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2\ell_p - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8}. \quad (6.9)$$

Полученное значение округляем в бóльшую сторону до целого числа или величины, кратной 0,5 мм (например: 546,87 мм \rightarrow 547 мм или 546,27 мм \rightarrow 546,5 мм).

Угол обхвата (точность – четвертый знак после запятой):

$$\alpha = 180^\circ - 2 \arcsin \left(\frac{d_2 - d_1}{2a} \right). \quad (6.10)$$

6.5. Определение мощности, передаваемой одним ремнем реальной передачи (кВт)

$$P_p = P_0 \frac{C_\alpha \cdot C_\ell \cdot C_i}{C_p}, \quad (6.11)$$

где P_0 – номинальная мощность, передаваемая одним ремнем в условиях типовой передачи при $\alpha = 180^\circ$, $i = 1$, спокойной нагрузке, базовой длине ремня, среднем ресурсе.

P_0 находим по графикам на рис. 6.4 для сечения В(Б) или на рис. 6.3 для сечения А (приложение б) в зависимости от значения d_1 и n_1 .

C_α – коэффициент угла обхвата ремнем ведущего шкива. Выбор производим по следующей рекомендации:

α , град...	180	170	160	150	140	130	120
C_α ...	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82.

При несовпадении угла обхвата α с табличными значениями коэффициент C_α определяем по формуле интерполяции (точность – четвертый знак после запятой):

$$C_{\alpha} = C_{\alpha(\alpha <)} + \frac{C_{\alpha(\alpha >)} - C_{\alpha(\alpha <)}}{\alpha_{>} - \alpha_{<}}(\alpha - \alpha_{<}). \quad (6.12)$$

C_{ℓ} – коэффициент длины ремня. Определяем по графикам на рис. 6.5 (приложение б) для выбранного сечения ремня в зависимости от принятой длины ℓ_p .

C_i – коэффициент передаточного отношения. Определяем по графику на рис. 6.6 (приложение б) в зависимости от фактического передаточного отношения i_{ϕ} .

C_p – коэффициент режима нагрузки. Поскольку возможны умеренные колебания нагрузки, то этот коэффициент $C_p = 1, 1 \dots 1, 3$. Принимаем $C_p = 1, 2$.

Рассчитываем мощность P_p по формуле (6.11) с точностью до третьего или четвертого знака.

6.6. Определение числа ремней

Число ремней определяем по формуле:

$$z = \frac{P_1}{P_p \cdot C_z}, \quad (6.13)$$

где P_1 – мощность на ведущем валу передачи (см. исходные данные), кВт;

C_z – коэффициент числа ремней. Определяем по следующей рекомендации:

$z \dots 1$	$2 \dots 3$	$3 \dots 4$	$4 \dots 6$	> 6
$C_z \dots 1$	0,95	0,925	0,9	0,85

В первом приближении число ремней определяем по отношению P_1/P_p . По нему из рекомендации находим коэффициент C_z и уточняем число ремней.

Полученное значение z округляем в большую сторону до целого числа.

Примечание. Рекомендуемое значение $z \leq 6$. Если $z > 6$, необходимо вернуться к началу расчета: в разделе 6.2 перейти на следующий типоразмер диаметра ведущего шкива d_1 и повторить расчет по разделам 6.2...6.6.

6.7. Определение силы предварительного натяжения одного ремня, (Н):

$$F_0 = \frac{850 P_1 \cdot C_p \cdot C_{\ell}}{z \cdot v \cdot C_{\alpha} \cdot C_i} + F_v, \quad (6.14)$$

где P_1 – мощность на ведущем валу передачи, кВт;

z – число ремней.

v – окружная скорость на расчетном диаметре ведущего шкива, м/с:

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3}, \quad (6.15)$$

где d_1 – см. раздел 6.2, мм;

n_1 – частота вращения ведущего шкива, об/мин (см. исходные данные).

F_v – сила дополнительного натяжения ремня от центробежных сил, Н:

$$F_v = \rho \cdot A \cdot v^2, \quad (6.16)$$

где $\rho = 1250 \text{ кг/м}^3$ – плотность материала ремня;
 A – площадь сечения ремня, м^2 (см. раздел 6.1).

6.8. Определение силы, передаваемой на валы

Сила, действующая на вал с учетом числа ремней z и того, что сила F_0 нагружает вал только в статическом состоянии передачи, Н:

$$F_{r\Sigma} = z \cdot 2F_0 \cdot \cos\left(\frac{\beta}{2}\right), \quad (6.17)$$

где β – угол между ветвями ремня:

$$\beta = 180^\circ - \alpha. \quad (6.18)$$

Полученное значение $F_{r\Sigma}$ округляем в большую сторону до целого числа.

6.9. Ресурс наработки передачи

Ресурс наработки по ГОСТ 1284.2–89 для эксплуатации при среднем режиме нагрузки (умеренные колебания) $T_{cp} = 2000$ ч. При других условиях, ч:

$$T = T_{cp} \cdot K_1 \cdot K_2. \quad (6.19)$$

$K_1 = 1$ – коэффициент режима нагрузки;

K_2 – коэффициент климатических условий:

$K_2 = 1$ – для центральной зоны;

$K_2 = 0,75$ – для зоны с холодным климатом.

Принимаем $K_2 = 1$ и, следовательно:

$$T = 2000 \cdot 1 \cdot 1 = 2000 \text{ ч.}$$

Тип передачи	η	
	Рекомендуемые значения	Принятые значения
Зубчатая цилиндрическая	закрытая	0,96...0,98
	открытая	0,95...0,97
Зубчатая коническая		0,95...0,97
Червячная (закрытая) при передаточном числе:	св. 30	} 0,8
	св. 14 до 30	
	св. 8 до 14	
Цепная	0,92...0,95	0,92
Клиноременная	—	0,96
Муфта соединительная	—	0,98
Подшипники качения (одна пара)	—	0,99

Таблица 1.2

Тип передачи	Диапазон передаточных чисел $u_{рек}$
Зубчатая цилиндрическая	1,6...8
Зубчатая коническая	1...6,3
Червячная	8...63
Цепная	1,5...3
Клиноременная	2...4

Приложение 2

Таблица 2.1

Марка стали	Термообработка	Предельные размеры заготовки,	Твердость зубьев	σ_T ,
-------------	----------------	----------------------------------	------------------	--------------

		мм				МПа
		$D_{пр}$	$S_{пр}$	в сердцевине	на поверхности	
45	Улучшение	125	80	235–262 НВ	235–262 НВ	540
	Улучшение	80	50	269–302 НВ	269–302 НВ	650
40Х	Улучшение	200	125	235–262 НВ	235–262 НВ	640
	Улучшение	125	80	269–302 НВ	269–302 НВ	750
	Улучшение и закалка ТВЧ	125	80	269–302 НВ	45–58 HRC	750
40ХН, 35ХМ	Улучшение	315	200	235–262 НВ	235–262 НВ	630
	Улучшение	200	125	269–302 НВ	269–302 НВ	750
	Улучшение и закалка ТВЧ	200	125	269–302 НВ	48–55 HRC	750

Таблица 2.2

Способ термической или химико-термической обработки	Средняя твердость на поверхности	Сталь	$\sigma_{\text{Лим}}$, МПа
Улучшение, нормализация Поверхностная и объемная закалка	< 350 НВ	Углеродистая и легированная	2 НВ _{ср} + 70
	40...56 HRC		17 HRC _{ср} + 200

Таблица 2.3

HRC.....	45	47	48	50	51	53	55	58	60	62	65
НВ.....	427	451	461	484	496	521	545	585	611	641	688

Таблица 2.4

Способ термической или химико-термической обработки	Марка стали	Твердость зубьев		$\sigma_{\text{Лим}}$, МПа
		на поверхности	в сердцевине	
Улучшение	45, 40Х, 40ХН, 35ХМ	< 350 НВ	< 350 НВ	1,75 НВ _{ср}
Закалка ТВЧ по контуру зубьев	40Х, 40ХН, 35ХМ	48–58 HRC	25–35 HRC	600–700
Закалка ТВЧ сквозная ($m < 3$ мм)		48–55 HRC	48–55 HRC	500–600

Приложение 2

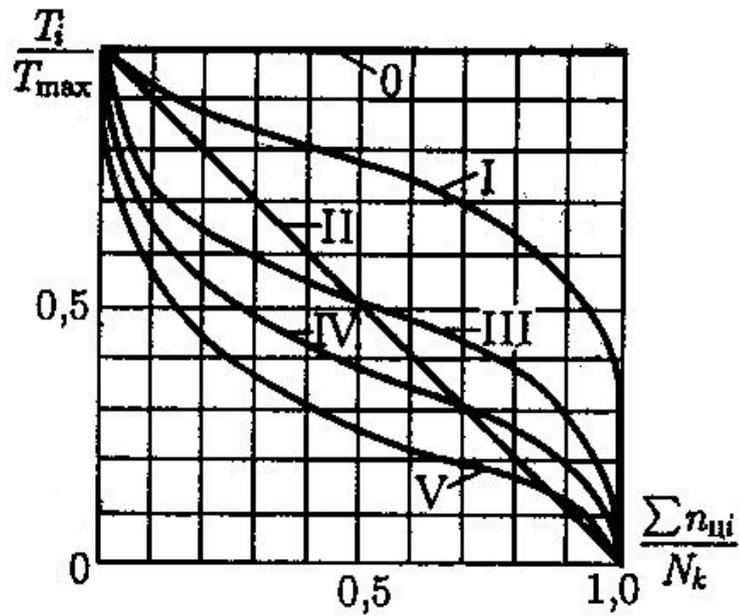


Рис.2.1 Типовые режимы нагружения:
 0 – постоянный; переменные: I – тяжелый; II – средний равновероятностный; III – средний нормальный; IV – легкий, V – особо легкий.

Таблица 2.5

Обозначение режима по рис. 2.1	Коэффициенты эквивалентности		
	μ_H	μ_F	
		$q = 6$	$q = 9$
0	1	1,0	1,0
I	0,500	0,300	0,200
II	0,250	0,143	0,100
III	0,180	0,065	0,036
IV	0,125	0,038	0,016
V	0,063	0,013	0,004

Таблица 2.6

Степень точности по ГОСТ 1643-81	Допускаемая окружная скорость v , м/с, колес			
	прямозубых		непрямозубых	
	цилиндрических	конических	цилиндрических	конических
6 (передачи повышенной точности)	до 20	до 12	до 30	до 20
7 (передачи нормальной точности)	до 12	до 8	до 20	до 10
8 (передачи пониженной точности)	до 6	до 4	до 10	до 7
9 (передачи низкой точности)	до 2	до 1,5	до 4	до 3

Приложение 2
 Таблица 2.7

Степень точности по ГОСТ 1643-81	Твердость на поверхности зубьев колеса	Значения K_{Hv} при v , м/с				
		1	3	5	8	10
6	> 350 НВ	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,10}{1,04}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,20}{1,08}$
	≤ 350 НВ	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,25}{1,09}$	$\frac{1,32}{1,13}$
7	> 350 НВ	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,12}{1,05}$	$\frac{1,19}{1,08}$	$\frac{1,25}{1,10}$
	≤ 350 НВ	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,06}$	$\frac{1,20}{1,08}$	$\frac{1,32}{1,13}$	$\frac{1,40}{1,16}$
8	> 350 НВ	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,24}{1,09}$	$\frac{1,30}{1,12}$
	≤ 350 НВ	$\frac{1,05}{1,02}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,24}{1,10}$	$\frac{1,38}{1,15}$	$\frac{1,48}{1,19}$
9	> 350 НВ	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,28}{1,11}$	$\frac{1,35}{1,14}$
	≤ 350 НВ	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,06}$	$\frac{1,28}{1,11}$	$\frac{1,45}{1,18}$	$\frac{1,56}{1,22}$

Примечание. В числителе приведены значения для прямозубых, в знаменателе – для косозубых зубчатых колес.

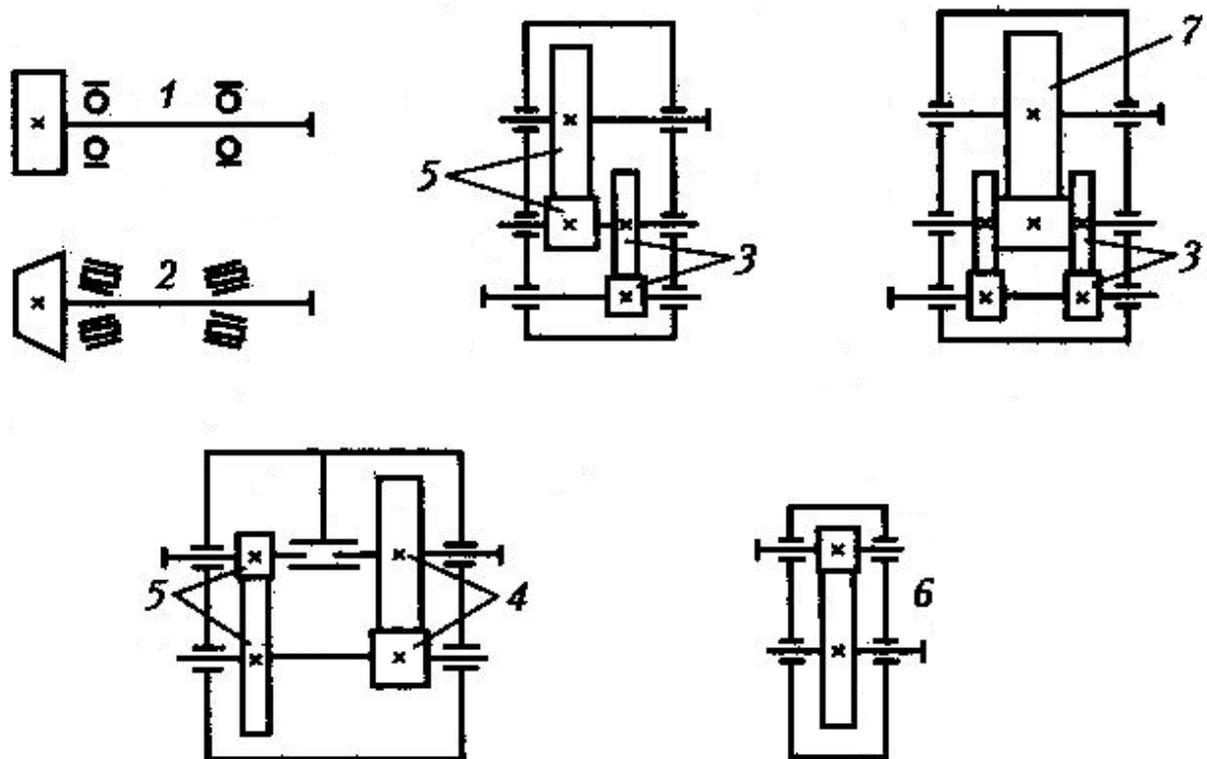


Рис. 2.2. Схемы передач

ψ_{bd}	Твердость на поверхности зубьев колеса	Значения $K_{H\beta}^0$ для схемы передачи по рис. 2.2						
		1	2	3	4	5	6	7
0,4	≤ 350 HB	1,17	1,12	1,05	1,03	1,02	1,02	1,01
	> 350 HB	1,43	1,24	1,11	1,08	1,05	1,02	1,01
0,6	≤ 350 HB	1,27	1,18	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02
	> 350 HB	–	1,43	1,20	1,13	1,08	1,05	1,02
0,8	≤ 350 HB	1,45	1,27	1,12	1,08	1,05	1,03	1,02
	> 350 HB	–	–	1,28	1,20	1,13	1,07	1,04
1,0	≤ 350 HB	–	–	1,15	1,10	1,07	1,04	1,02
	> 350 HB	–	–	1,38	1,27	1,18	1,11	1,06
1,2	≤ 350 HB	–	–	1,18	1,13	1,08	1,06	1,03
	> 350 HB	–	–	1,48	1,34	1,25	1,15	1,08
1,4	≤ 350 HB	–	–	1,23	1,17	1,12	1,08	1,04
	> 350 HB	–	–	–	1,42	1,31	1,20	1,12
1,6	≤ 350 HB	–	–	1,28	1,20	1,15	1,11	1,06
	> 350 HB	–	–	–	–	–	1,26	1,16

Таблица 2.9.

Твердость на поверхности зубьев	Значения $K_{H\alpha}$ при v , м/с					
	1	3	5	8	10	15
200 HB	0,19	0,20	0,22	0,27	0,32	0,54
250 HB	0,26	0,28	0,32	0,39	0,45	0,67
300 HB	0,35	0,37	0,41	0,50	0,58	0,87
350 HB	0,45	0,46	0,53	0,64	0,73	1,00
43 HRC	0,53	0,57	0,63	0,78	0,91	1,00
47 HRC	0,63	0,70	0,78	0,98	1,00	1,00
51 HRC	0,71	0,90	1,00	1,00	1,00	1,00
60 HRC	0,80	0,90	1,00	1,00	1,00	1,00

Таблица 2.10

3,2	5,6	10	18	32	56	100	180	320	560
3,4	6,0	10,5	19	34/35	60/62	105	190	340	600
3,6	6,3	11	20	36	63/65	110	200	360	630
3,8	6,7	11,5	21	38	67/70	120	210	380	670
4,0	7,1	12	22	40	71/72	125	220	400	710
4,2	7,5	13	24	42	75	130	240	420	750
4,5	8,0	14	25	45/47	80	140	250	450	800
4,8	8,5	15	26	48	85	150	260	480	850
5,0	9,0	16	28	50/52	90	160	280	500	900
5,3	9,5	17	30	53/55	95	170	300	530	950

Примечание. Под косой чертой приведены размеры посадочных мест для подшипников качения.

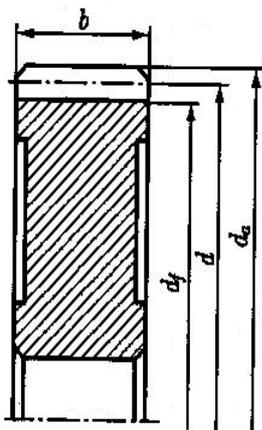
Приложение 2
Таблица 2.11

Степень точности по ГОСТ 1643-81	Твердость на поверхности зубьев колеса	Значения K_{Fv} при v , м/с				
		1	3	5	8	10
6	> 350 НВ	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,10}{1,06}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,20}{1,08}$
	\leq 350 НВ	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,18}{1,09}$	$\frac{1,32}{1,13}$	$\frac{1,50}{1,20}$	$\frac{1,64}{1,26}$
7	> 350 НВ	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,12}{1,05}$	$\frac{1,19}{1,08}$	$\frac{1,25}{1,10}$
	\leq 350 НВ	$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,24}{1,09}$	$\frac{1,40}{1,16}$	$\frac{1,64}{1,25}$	$\frac{1,80}{1,32}$
8	> 350 НВ	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,24}{1,09}$	$\frac{1,30}{1,12}$
	\leq 350 НВ	$\frac{1,10}{1,04}$	$\frac{1,30}{1,12}$	$\frac{1,48}{1,19}$	$\frac{1,77}{1,30}$	$\frac{1,96}{1,38}$
9	> 350 НВ	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,28}{1,11}$	$\frac{1,35}{1,14}$
	\leq 350 НВ	$\frac{1,11}{1,04}$	$\frac{1,33}{1,12}$	$\frac{1,56}{1,22}$	$\frac{1,90}{1,36}$	$\frac{-}{1,45}$

Примечание. В числителе приведены значения для прямозубых, в знаменателе – для косозубых зубчатых колес.

Таблица 2.12

z или z_v	Значения Y_{FS} при коэффициенте x смещения инструмента						
	-0,6	-0,4	-0,2	0	+0,2	+0,4	+0,6
12	—	—	—	—	—	3,67	—
14	—	—	—	—	4,00	3,62	3,30
17	—	—	—	4,30	3,89	3,58	3,32
20	—	—	—	4,08	3,78	3,56	3,34
25	—	—	4,22	3,91	3,70	3,52	3,37
30	—	4,38	4,02	3,80	3,64	3,51	3,40
40	4,37	4,06	3,86	3,70	3,60	3,51	3,42
60	3,98	3,80	3,70	3,62	3,57	3,52	3,46
80	3,80	3,71	3,63	3,60	3,57	3,53	3,49
100	3,71	3,66	3,62	3,59	3,58	3,53	3,51
200	3,62	3,61	3,61	3,59	3,59	3,59	3,56



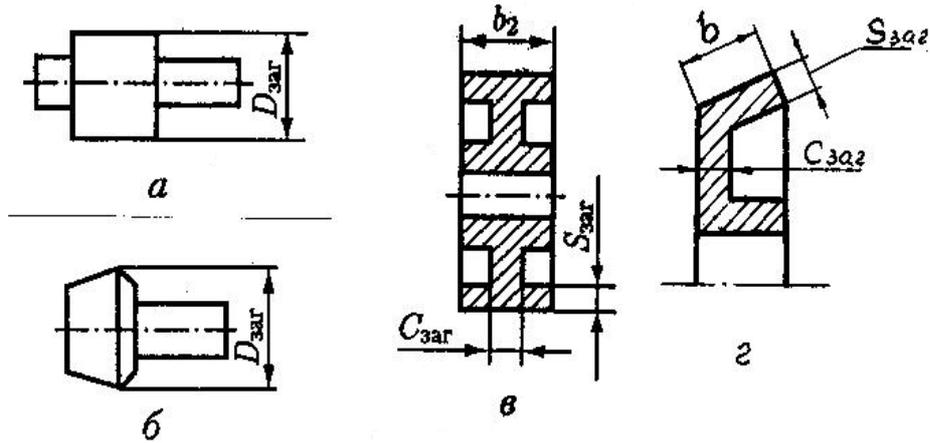


Рис. 2.3. Диаметры колес

Рис. 2.4. Заготовки колес:
 а – цилиндрическая шестерня;
 б – коническая шестерня;
 в – цилиндрическое колесо с выточками;
 г – коническое колесо с выточками

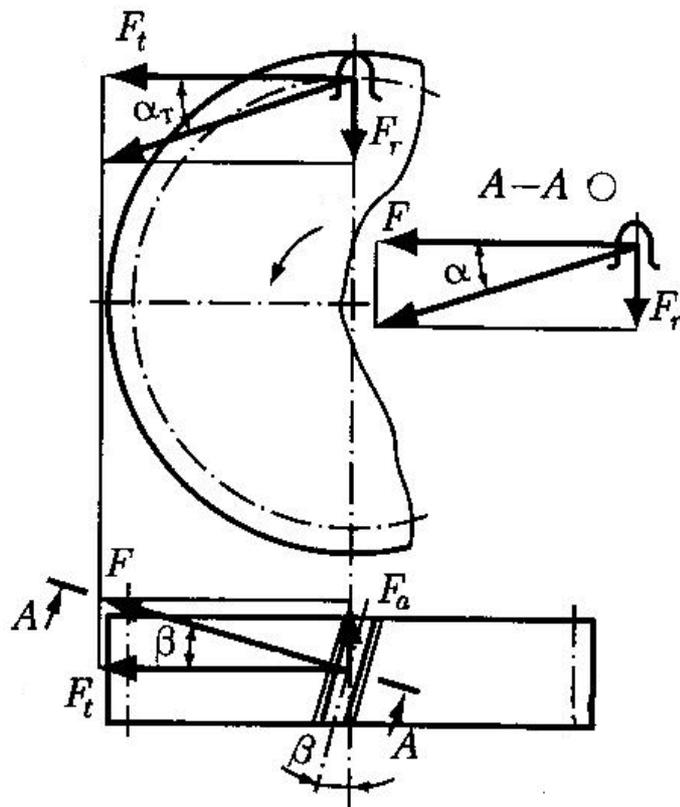


Рис. 2.5. Силы в зацеплении

Таблица 3.1

Группа	Материал	Способ отливки	σ_B , МПа	σ_T , МПа
I	БрО10Н1Ф1 $v_{ck} \leq 25$ м/с	ц	285	165
	БрО10Ф1 $v_{ck} \leq 12$ м/с	к	245	195
		п	215	135
	БрО5Ц5С5 $v_{ck} \leq 8$ м/с	к	200	90
		п	145	80
II	БрА10Ж4Н4 $v_{ck} \leq 5$ м/с	ц	700	460
		к	650	430
	БрА10Ж3Мц 1,5 $v_{ck} \leq 5$ м/с	к	550	360
		п	450	300
	БрА9Ж3Л $v_{ck} \leq 5$ м/с	ц	500	200
		к	490	195
		п	390	195
ЛАЖМц66-6-3-2 $v_{ck} \leq 4$ м/с	ц	500	330	
	к	450	295	
	п	400	260	
III	СЧ 15, СЧ20 $v_{ck} \leq 2$ м/с	п	$\sigma_{BI} = 320$ МПа	
		п	$\sigma_{BI} = 360$ МПа	

Примечание. Способы отливки: ц – центробежный; к – в кокиль; п – в песок (при единичном производстве).

Таблица 3.2

Обозначение режима по рис. 2.1	Коэффициенты эквивалентности	
	K_{HE}	K_{FE}
0	1,0	1,0
I	0,416	0,2
II	0,2	0,1
III	0,121	0,04
IV	0,081	0,016
V	0,034	0,004

Таблица 3.3

Передаточное число u	свыше 8 до 14	свыше 14 до 30	свыше 30
Число витков z_1	4	2	1

Приложение 3

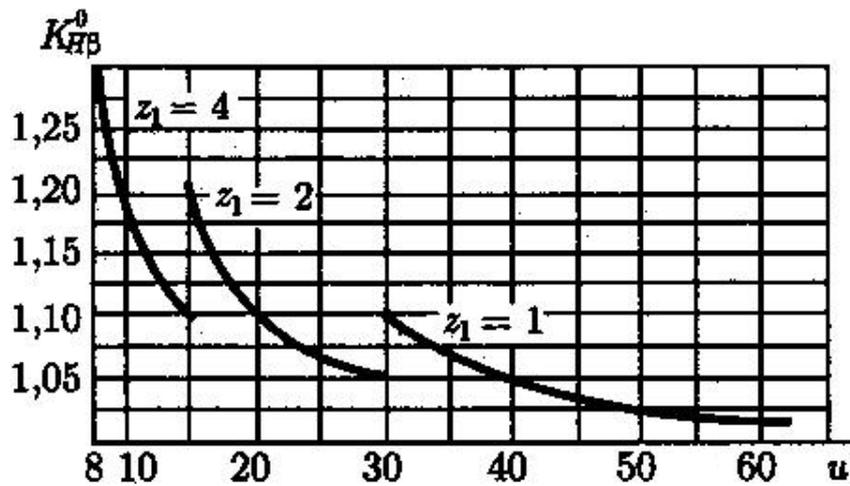


Рис.3.1. Графики для определения начального коэффициента концентрации нагрузки

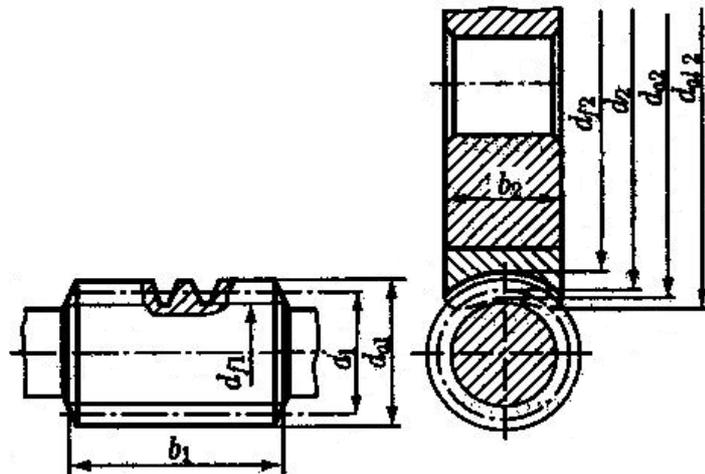


Рис. 3.2. Размеры червяка и колеса

Таблица 3.4

z_1	Значения θ при коэффициенте q диаметра червяка					
	8	10	12,5	14	16	20
1	72	108	154	176	225	248
2	57	86	121	140	171	197
4	47	70	98	122	137	157

Таблица 3.5

Типовой режим	0	I	II	III	IV	V
X	1,0	0,77	0,5	0,5	0,38	0,31

Таблица 3.6

$v_{\text{ск}}, \text{ м/с}$	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	7,0	10	15
ρ	3°10'	2°30'	2°20'	2°00'	1°40'	1°30'	1°20'	1°00'	0°55'	0°50'
	3°40'	3°10'	2°50'	2°30'	2°20'	2°00'	1°40'	1°30'	1°20'	1°10'

Меньшее значение ρ – для оловянной бронзы, большее – для безоловянной бронзы, латуни и чугуна.

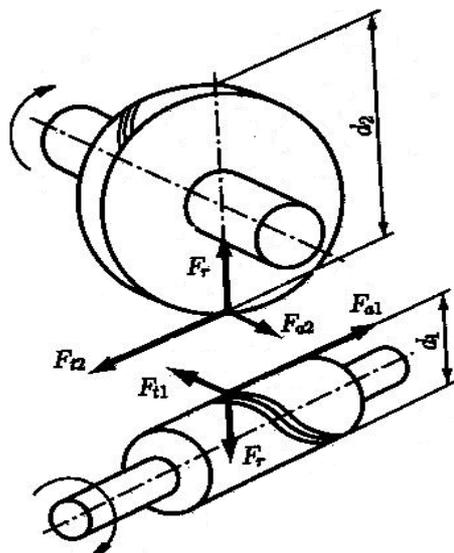


Рис.3.3. Силы в зацеплении

Таблица 3.7

z_{b2}	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80
Y_{F2}	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34

Таблица 3.8

$a_w, \text{ мм}$	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280
$A, \text{ м}^2$	0,16	0,24	0,35	0,42	0,53	0,65	0,78	0,95	1,14	1,34

Таблица 3.9

$n_B, \text{ об/мин}$	750	1000	1500	3000
$K_{TB}, \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{С}$	24	29	35	50

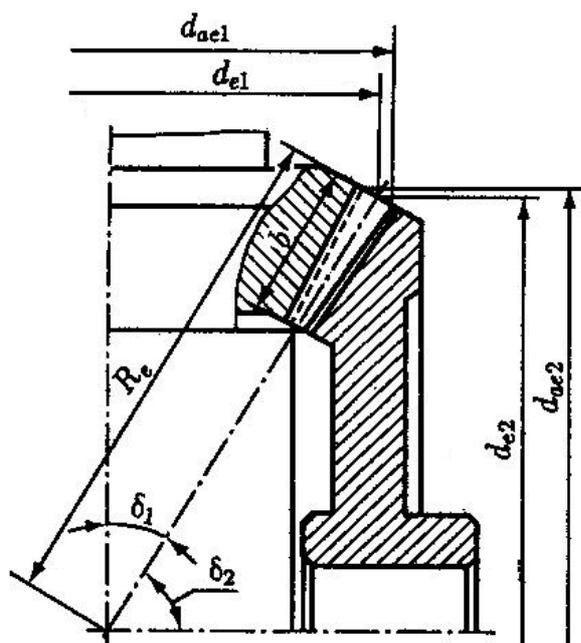


Рис. 4.1. Диаметры колес

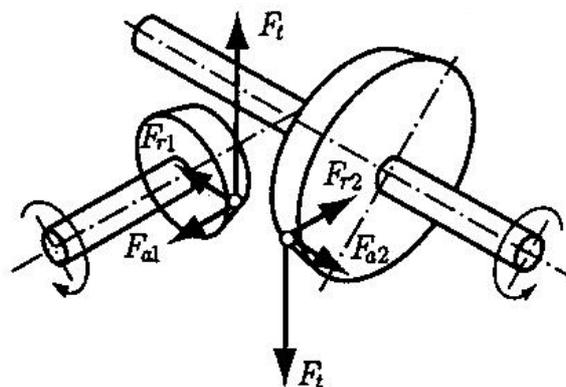


Рис. 4.2. Силы в зацеплении

Таблица 4.1

Твердость зубчатых колес	Значения коэффициентов	
	\mathcal{G}_H	\mathcal{G}_F
$H_1 \leq 350\text{HB}$ $H_2 \leq 350\text{HB}$	$1,22+0,21u$	$0,94+0,08 u$
$H_1 \geq 45\text{HRC}$ $H_2 \leq 350\text{HB}$	$1,13+0,13 u$	$0,85+0,04 u$
$H_1 \geq 45\text{HRC}$ $H_2 \geq 45\text{HRC}$	$0,81+0,15 u$	$0,65+0,11 u$

Таблица 4.2

z_1	x_{e1} при передаточном числе u							
	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0
12	—	—	—	—	0,50	0,53	0,56	0,57
13	—	—	—	0,44	0,48	0,52	0,54	0,55
14	—	—	0,34	0,42	0,47	0,50	0,52	0,53
15	—	0,18	0,31	0,40	0,45	0,48	0,50	0,51
16	—	0,17	0,30	0,38	0,43	0,46	0,48	0,49
18	0,00	0,15	0,28	0,36	0,40	0,43	0,45	0,46
20	0,00	0,14	0,26	0,34	0,37	0,40	0,42	0,43
25	0,00	0,13	0,23	0,29	0,33	0,36	0,38	0,39
30	0,00	0,11	0,19	0,25	0,28	0,31	0,33	0,34
40	0,00	0,09	0,15	0,20	0,22	0,24	0,26	0,27

Таблица 4.3

z_1	x_{n1} при передаточном числе u							
	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0
12	–	–	–	0,32	0,37	0,39	0,41	0,42
13	–	–	–	0,30	0,35	0,37	0,39	0,40
14	–	–	0,23	0,29	0,33	0,35	0,37	0,38
15	–	0,12	0,22	0,27	0,31	0,33	0,35	0,36
16	–	0,11	0,21	0,26	0,30	0,32	0,34	0,35
18	0,00	0,10	0,19	0,24	0,27	0,30	0,32	0,32
20	0,00	0,09	0,17	0,22	0,26	0,28	0,29	0,29
25	0,00	0,08	0,15	0,19	0,21	0,24	0,25	0,25
30	0,00	0,07	0,11	0,16	0,18	0,21	0,22	0,22
40	0,00	0,05	0,09	0,11	0,14	0,16	0,17	0,17

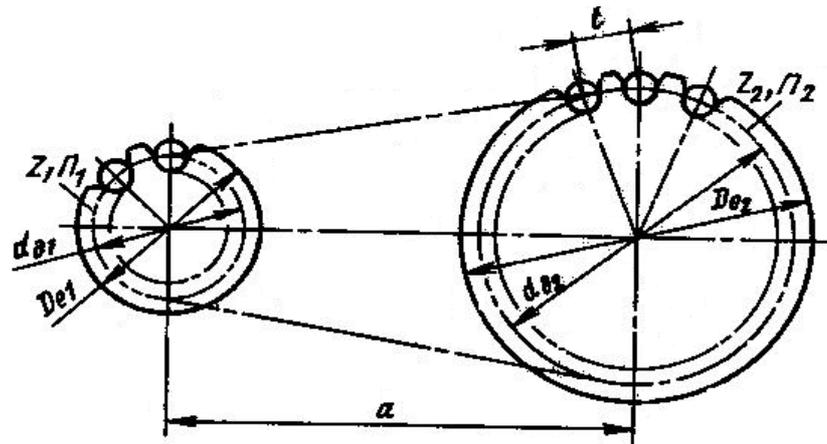


Рис. 5.1. Схема цепной передачи

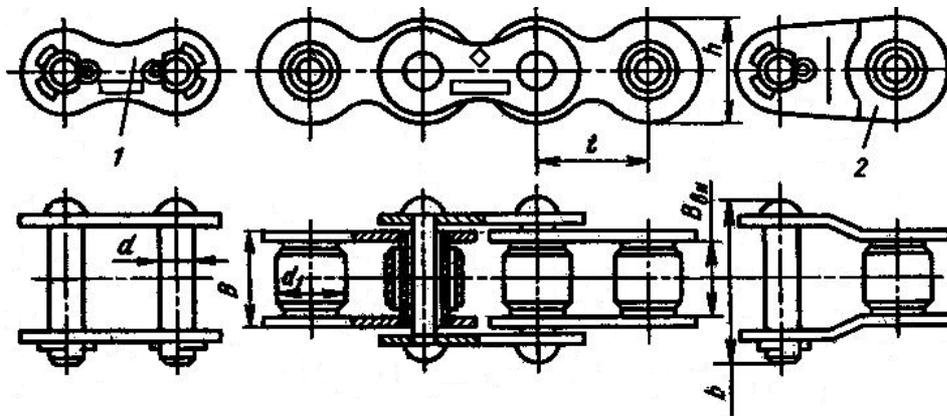


Рис.5.2 Цепь роликовая однорядная:
1 – соединительное звено; 2 – переходное звено

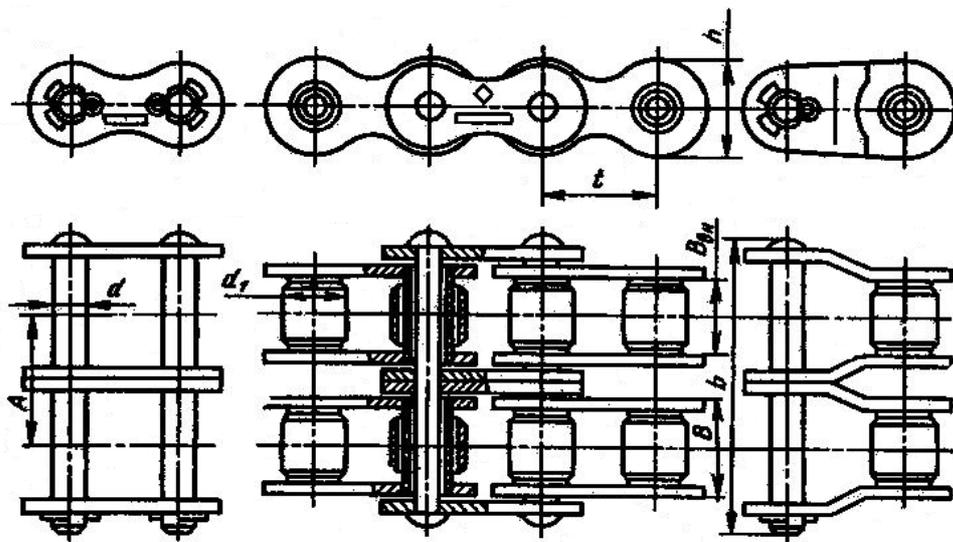


Рис. 5.3 Цепь роликовая двухрядная

**Таблица 5.1. Цепи приводные роликовые однорядные ПР (см. рис. 5.1)
(по ГОСТ 13568 – 75*)**

Размеры, мм

t	B_{BH}	d	d_1	h	b	Q , кН	q , $\frac{кг}{м}$	$A_{оп}$, мм ²
9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	9,1	0,45	28,1
12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	21	18,2	0,75	39,6
15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	22,7	1,0	54,8
19,05	12,7	5,96	11,91	18,2	33	31,8	1,9	105,8
25,4	15,88	7,95	15,88	24,2	39	60,0	2,6	179,7
31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	46	88,5	3,8	262
38,1	25,4	11,12	22,23	36,2	58	127,0	5,5	394
44,45	25,4	12,72	25,4	42,4	62	172,4	7,5	473
50,8	31,75	14,29	28,58	48,3	72	226,8	9,7	646

Примечания: 1. Стандарт не распространяется на цепи для буровых установок.
 2. Параметр $A_{оп}$, мм², означает проекцию опорной поверхности шарнира. Для цепей ПР $A_{оп} = 0,28t^2$, за исключением цепи с шагом 15,875, для которой $A_{оп} = 0,22t^2$, и цепей с шагом 9,525 и 12,7, для которых $A_{оп} = 0,31 \cdot t^2$. Шаг цепи t измеряют под нагрузкой, равной $0,01Q$, где Q – разрушающая нагрузка, q – масса одного метра цепи.
 3. Допускается снижение Q переходных звеньев на 20%.

**Таблица 5.2. Цепи приводные роликовые двухрядные 2ПР (см. рис. 5.2)
(по ГОСТ 13568 – 75*)**

Размеры, мм

t	B_{BH}	d	d_1	h	b	A	Q , кН	q , $\frac{кг}{м}$	$A_{оп}$, мм ²
12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	35	13,92	31,8	1,4	105
15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	41	16,59	45,4	1,9	140
19,05	12,70	5,96	11,91	18,2	54	25,50	72,0	3,5	211
25,4	15,88	7,95	15,88	24,2	68	29,29	113,4	5,0	359
31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	82	35,76	177,0	7,3	524
38,1	25,4	11,12	22,23	36,2	104	45,44	254,0	11,0	788
44,45	25,4	12,72	25,4	42,4	110	48,87	344,8	14,4	946
50,8	31,75	14,29	28,58	48,3	130	58,55	453,6	19,1	1292

Примечание. Обозначения такие же, как и в табл. 5.1; дополнительный размер A – расстояние между плоскостями, проходящими через середины роликов первого и второго рядов цепи.

Таблица 5.3. Допускаемые значения частоты вращения $[n_1]$, об/мин, малой звездочки для приводных роликовых цепей нормальной серии ПР и 2ПР (при $z_1 \geq 15$)

t , мм	$[n_1]$, об/мин	t , мм	$[n_1]$, об/мин
12,7	1250	31,75	630
15,875	1000	38,1	500
19,05	900	44,45	400
25,4	800	50,8	300

Примечание. Для передач, защищенных от пыли, при спокойной работе и надежном смазывании допускается увеличение $[n_1]$ на 30%.

Таблица 5.4. Допускаемое давление в шарнирах цепи $[p]$, МПа (при $z_1 = 17$)

n_1 , об/мм	Шаг цепи, мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
50	46	43	39	36	34	31	29	27
100	37	34	31	29	27	25	23	22
200	29	27	25	23	22	19	18	17
300	26	24	22	20	19	17	16	15
500	22	20	18	17	16	14	13	12
750	19	17	16	15	14	13	–	–
1000	17	16	14	13	13	–	–	–
1250	16	15	13	12	–	–	–	–

Примечания: 1. Если $z_1 \neq 17$, то табличные значения $[p]$ умножают на $k_z = 1 + 0,01(z_1 - 17)$.
2. Для двухрядных цепей значения $[p]$ уменьшают на 15%.

Таблица 5.5 Нормативные коэффициенты запаса прочности $[s]$ приводных роликовых цепей нормальной серии ПР и 2ПР

n_1 , об/мм	Шаг цепи, мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
50	7,1	7,2	7,2	7,3	7,4	7,5	7,6	7,6
100	7,3	7,4	7,5	7,6	7,8	8,0	8,1	8,3
300	7,9	8,2	8,4	8,9	9,4	9,8	10,3	10,8
500	8,5	8,9	9,4	10,2	11,0	11,8	12,5	–
750	9,3	10,0	10,7	12,0	13,0	14,0	–	–
1000	10,0	10,8	11,7	13,3	15,0	–	–	–
1250	10,6	11,6	12,7	14,5	–	–	–	–

Приложение 6

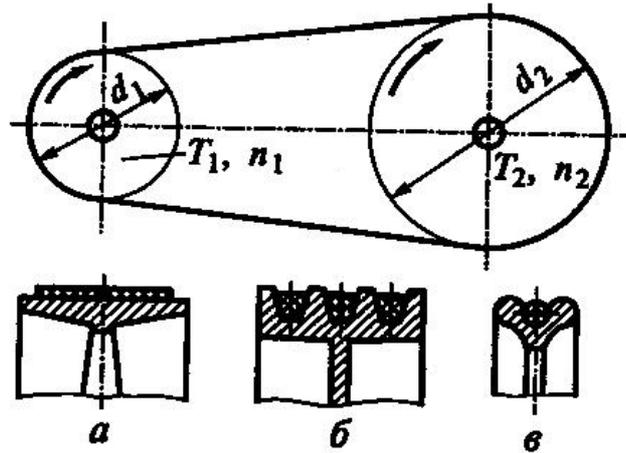


Рис. 6.1. Ременная передача:
a – с плоским ремнем; *б* – с клиновым ремнем;
в – с круглым ремнем



Рис. 6.2. Номограмма для выбора сечения клинового ремня

Таблица 6.1

Сечение ремня	h , мм	b_o , мм	b_p , мм	l_p , мм		$(d_p)_{\min}$, мм	A , м ²	q , кг/м
				min	max			
А	8	13	11	560	4500	90	$81 \cdot 10^{-6}$	0,10
В(Б)	11	17	14	630	6300	125	$138 \cdot 10^{-6}$	0,18

Примечание. A – площадь сечения, q – масса 1 м длины, l_p – расчетная длина по нейтральному слою. Ряд длин l_p , мм: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 6000.

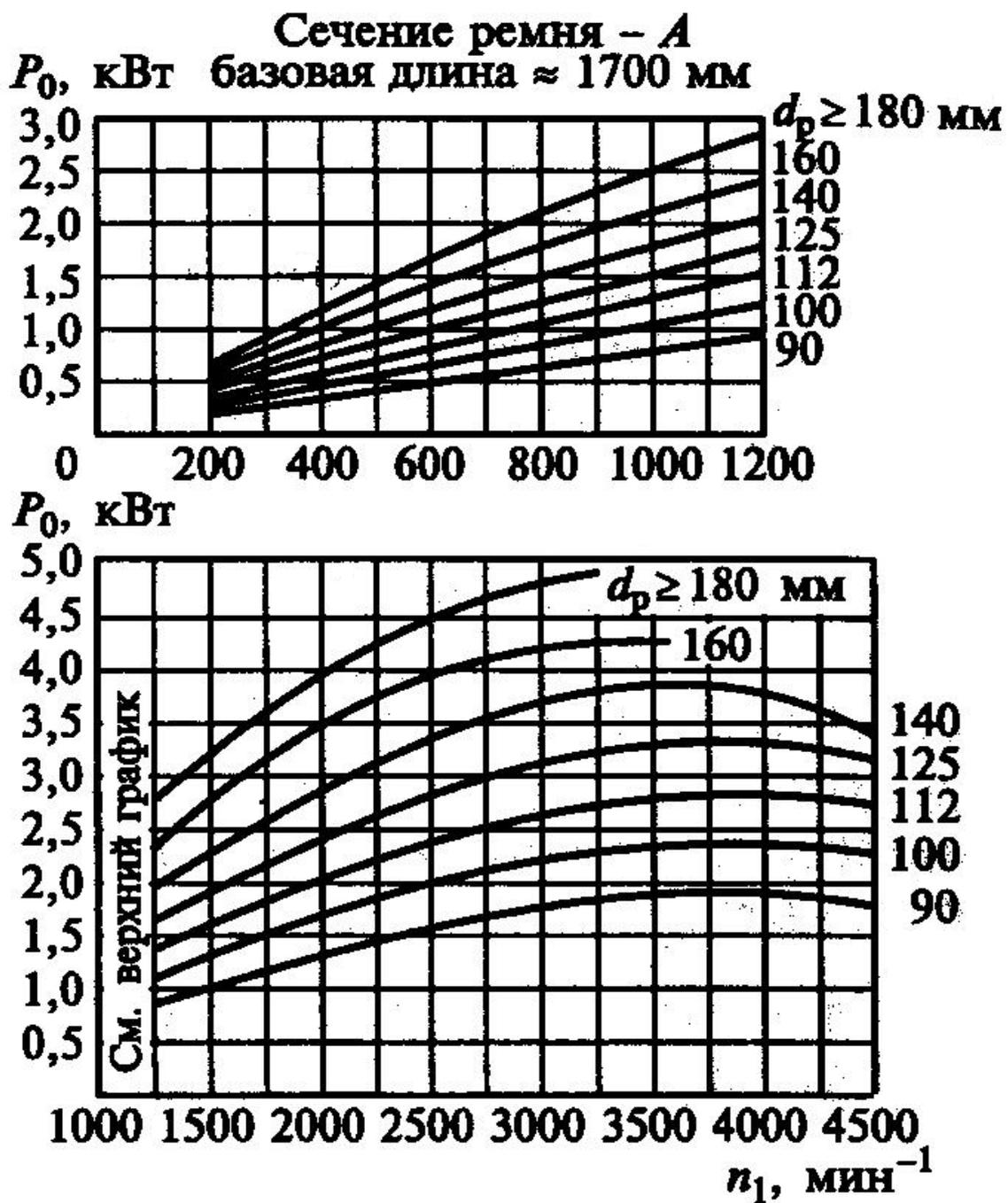


Рис.6.3

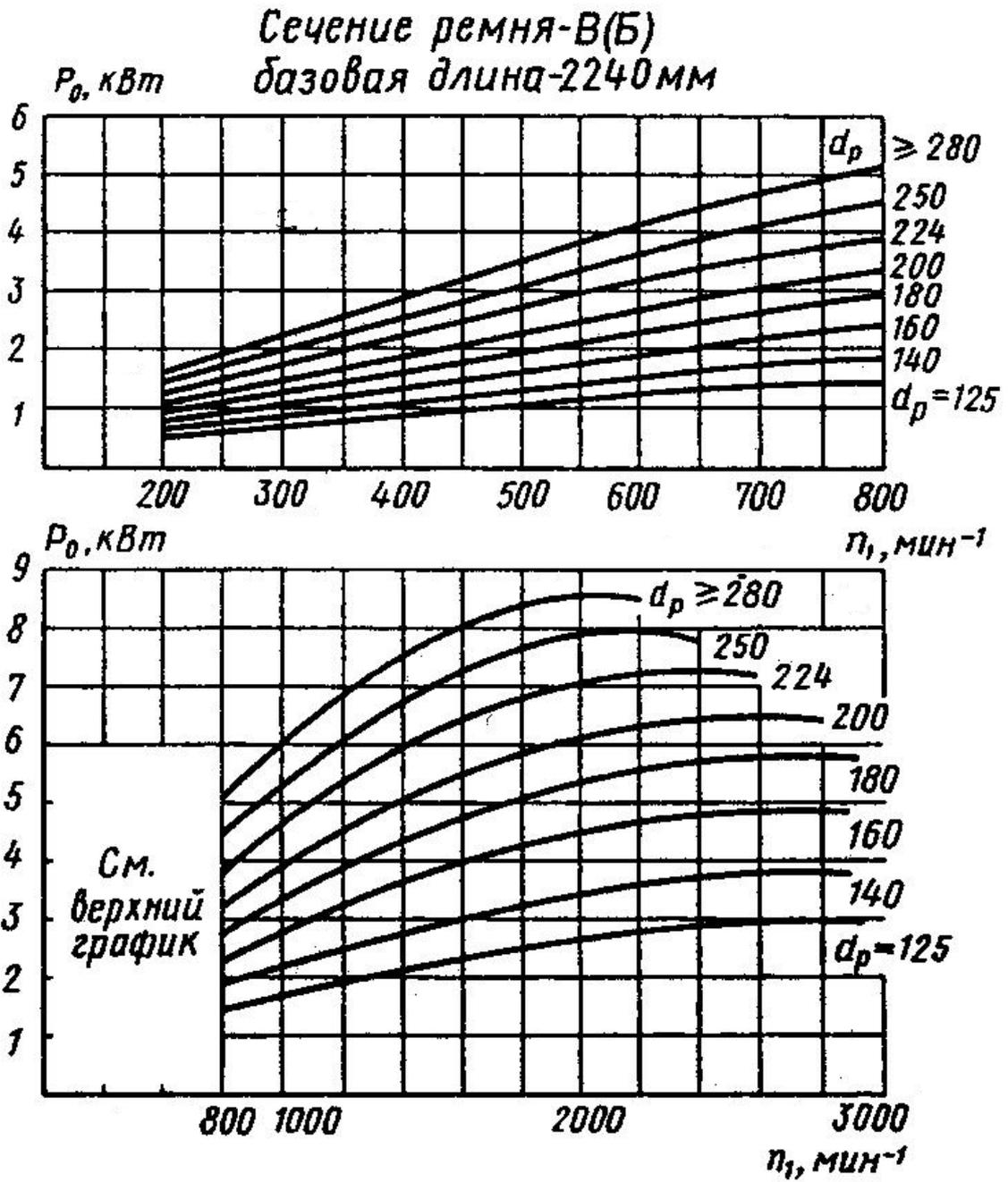


Рис. 6.4

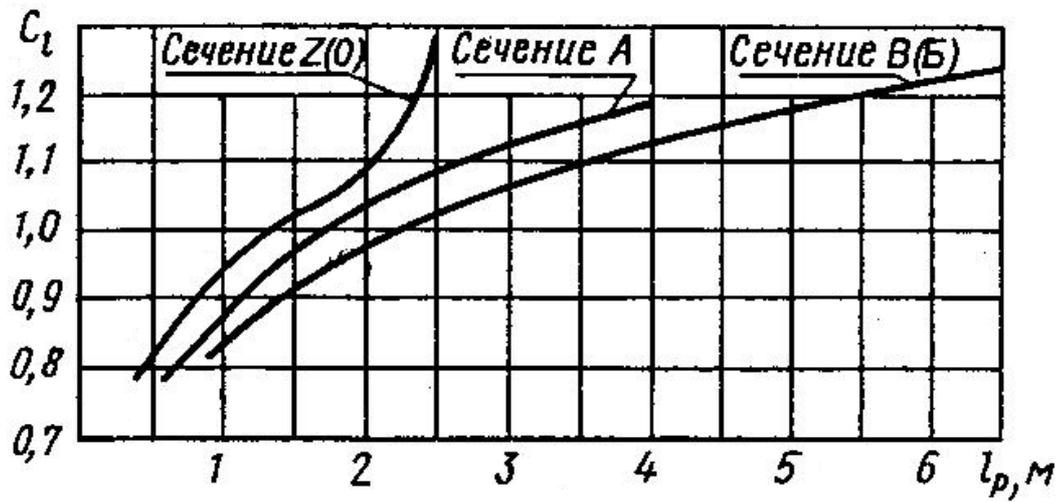


Рис. 6.5

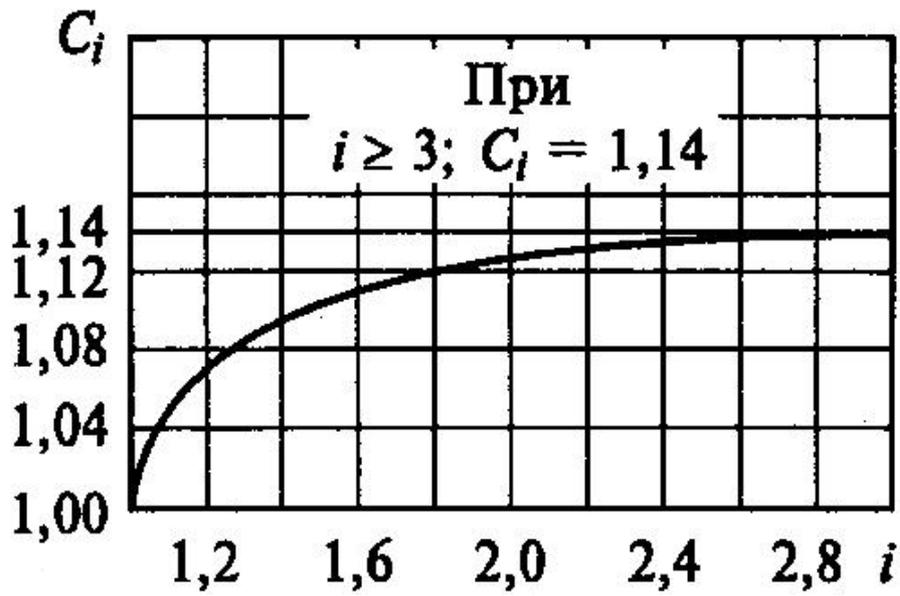


Рис. 6.6

СХЕМА ПРИВОДА для задания 1.1

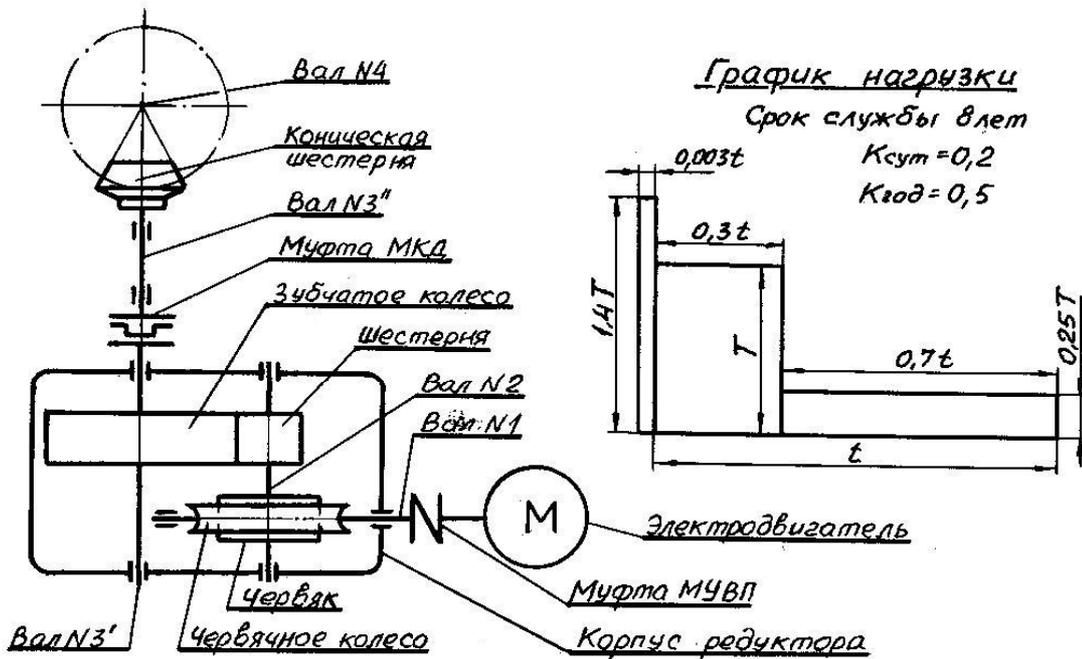


СХЕМА ПРИВОДА для задания 1.3

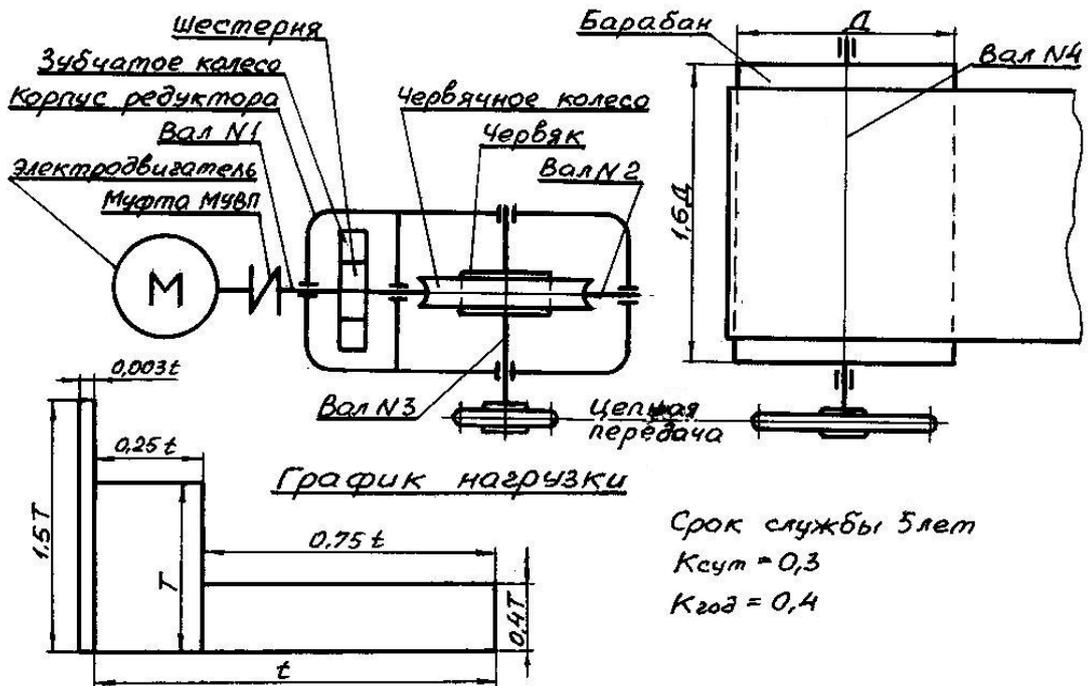


СХЕМА ПРИВОДА для задания 1.6

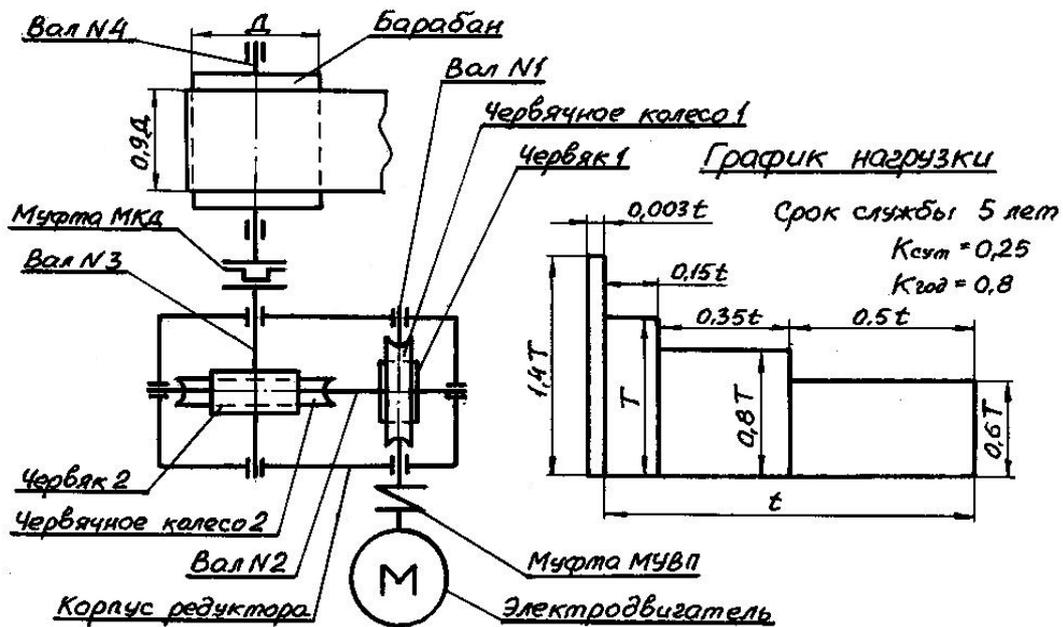
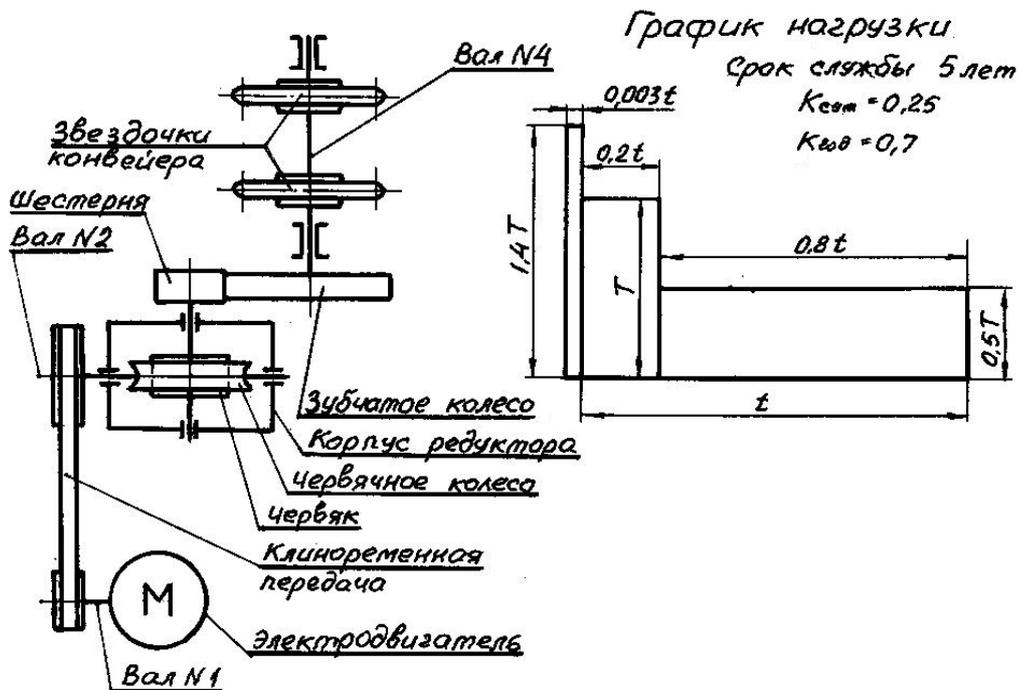


СХЕМА ПРИВОДА для задания 1.8



Задание 1.1, исходные данные

Таблица 8.1

Величина	ВАРИАНТЫ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_4 , кВт	5,0	5,2	5,4	5,6	5,8	6,0	6,2	6,4	6,6	6,8
ω_4 , с ⁻¹	0,3·π	0,4·π	0,5·π	0,6·π	0,7·π	0,8·π	0,9·π	0,9·π	0,8·π	0,7·π
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
P_4 , кВт	7,0	7,2	7,4	7,6	7,8	8,0	8,2	8,4	8,6	8,8
ω_4 , с ⁻¹	0,6·π	0,7·π	0,8·π	0,7·π	0,9·π	0,8·π	0,7·π	0,8·π	0,9·π	π

Задание 1.3, исходные данные

Таблица 8.2

Величина	ВАРИАНТЫ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t , кН	5	5	7	5	6	7	5	6	7	5
v , м/с	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7
D , мм	250	275	300	325	350	375	400	425	450	475
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
F_t , кН	5	5,5	5	5	6,5	6	6	7	7	7
v , м/с	0,35	0,45	0,5	0,6	0,5	0,55	0,7	0,4	0,45	0,7
D , мм	300	350	375	425	375	400	475	325	350	475

Задание 1.6, исходные данные

Таблица 8.3

Величина	ВАРИАНТЫ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t , кН	3	3,5	4	4,5	4	5,6	6	6,5	7	7,5
v , м/с	0,1	0,12	0,14	0,15	0,16	0,1	0,12	0,14	0,15	0,16
D , мм	350	400	450	350	400	450	350	400	450	350
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
F_t , кН	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5
v , м/с	0,13	0,16	0,1	0,12	0,14	0,1	0,16	0,12	0,13	0,14
D , мм	400	450	350	400	450	350	450	350	400	450

Задание 1.8, исходные данные

Таблица 8.4

Величина	ВАРИАНТЫ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_4 , кВт	9	9	10	10	11	11	12	12	13	13
ω_4 , с ⁻¹	0,3·π	0,5·π	0,7·π	0,3·π	0,5·π	0,7·π	0,3·π	0,5·π	0,7·π	0,3·π
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
P_4 , кВт	13	12	11	10	9	13	12	11	10	9
ω_4 , с ⁻¹	0,9·π	0,9·π	0,9·π	0,9·π	0,9·π	0,5·π	0,7·π	0,3·π	0,5·π	0,7·π

Таблица 9.1

Пояснительная записка	Учебное пособие
Глава 1	Глава 1, книга 1 (для всех заданий)
Глава 2	Глава 2, книга 1 (для заданий 1.1, 1.3, 1.8) Глава 3, книга 1 (для задания 1.6, $u_{\text{чер1}}$)
Глава 3	Глава 3, книга 1 (для заданий 1.1, 1.3, 1.8) (для задания 1.6, $u_{\text{чер2}}$)
Глава 4	Глава 4, книга 1 (для задания 1.1) Глава 5, книга 1 (для задания 1.3) Глава 6, книга 1 (для задания 1.8)
Глава 5	Глава 7, книга 2, часть 1 (для задания 1.1) часть 2 (для задания 1.3) часть 3 (для задания 1.8)
Глава 6	Глава 8, книга 2, часть 1 (для задания 1.1) часть 2 (для задания 1.3) часть 3 (для задания 1.8)
Глава 7	Глава 9, книга 2, часть 1 (для задания 1.1) часть 2 (для задания 1.3) часть 3 (для задания 1.8)
Глава 8	Глава 10, книга 2, часть 1 (для задания 1.1) часть 2 (для задания 1.3) часть 3 (для задания 1.8)

1. Курсовое проектирование по деталям машин и подъемно-транспортным машинам: Методические указания и задания к проектам/ П.Г. Гузенков, А.Г. Гришанов, В.П. Гузенков. – М.: Высш. шк., 1990. – 111 с.
2. Дунаев П.Ф.
Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений/ П.Ф. Дунаев, О.П.Леликов. – 12-е изд., стер. – М.: Издательский центр «Академия», 2009. – 496 с.
3. Иванов М.Н.
Детали машин: Учебник для машиностроительных специальностей вузов/ М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – 12-е изд. испр. – М.: Высш. шк., 2008. – 408 с.
4. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов/ С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин и др. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1988. – 416 с.
5. Чернилевский Д.В.
Детали машин. Проектирование приводов технологического оборудования: Учебное пособие для студентов вузов. 3-е изд., исправл. – М.: Машиностроение, 2003. – 560с.
6. Детали машин и основы конструирования/ Под ред. М.Н. Ерохина. – М.: КолосС, 2004.– 462 с.
7. Детали машин: Учеб. Для вузов/Л.А.Андриенко, Б.А.Байков, И.К. Ганулич и др.; Под ред. О.А.Ряховского. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2002. – 544с.
8. Двигатели асинхронные АИР71-АИР100 (01.40.06-89), АИР112, АИР132 (01.40.112-88), АИР160, АИР180 (01.40.113-95), АИР200, 225, 250 (01.40.92-95).

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие		3
Глава 1.	Кинематический расчет привода	5
1.1.	Выбор электродвигателя	5
1.2.	Определение передаточных чисел привода	7
1.3.	Механические параметры на валах привода	8
Глава 2.	Расчет цилиндрической зубчатой передачи	12
2.1.	Выбор материала и термической обработки	12
2.2.	Допускаемые напряжения	12
2.2.1.	Допускаемые контактные напряжения	12
2.2.2.	Допускаемые напряжения изгиба	16
2.3.	Межосевое расстояние	17
2.4.	Предварительные основные размеры колеса	21
2.5.	Модуль передачи	21
2.6.	Суммарное число зубьев и угол наклона	22
2.7.	Число зубьев шестерни и колеса	23
2.8.	Фактическое передаточное число	23
2.9.	Диаметры колес	23
2.10.	Размеры заготовок колес	23
2.11.	Проверка зубьев колес по контактным напряжениям	24
2.12.	Силы в зацеплении	24
2.13.	Проверка колес по напряжениям изгиба	25
2.14.	Проверочный расчет на прочность зубьев при действии пиковой нагрузки	26
Глава 3.	Расчет червячной передачи	27
3.1.	Выбор материала червяка и колеса	27
3.2.	Допускаемые напряжения	28
3.2.1.	Допускаемые контактные напряжения	28
3.2.2.	Допускаемые напряжения изгиба	29
3.3.	Межосевое расстояние	30
3.4.	Основные параметры червячной передачи	30
3.5.	Размеры червяка и колеса	31
3.6.	Проверочный расчет передачи на прочность	32
3.7.	КПД передачи	33
3.8.	Силы в зацеплении	34
3.9.	Проверка зубьев колеса по напряжениям изгиба	34
3.10.	Проверочный расчет на прочность зубьев червячного колеса при действии пиковой нагрузки	35
3.11.	Тепловой расчет	36
Глава 4.	Расчет конической зубчатой передачи	38
4.1.	Выбор материала и термической обработки	38
4.2.	Допускаемые напряжения	38
4.2.1.	Допускаемые контактные напряжения	38
4.2.2.	Допускаемые напряжения изгиба	38
4.3.	Диаметр внешней делительной окружности шестерни	38

4.4.	Конусное расстояние и ширина зубчатого венца	40
4.5.	Модуль передачи	40
4.6.	Число зубьев	41
4.7.	Фактическое передаточное число	41
4.8.	Окончательные значения размеров колес	41
4.9.	Размеры заготовок колес	42
4.10.	Силы в зацеплении	42
4.11.	Проверка зубьев колес по контактными напряжениям	43
4.12.	Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба	43
4.13.	Проверочный расчет на прочность зубьев при действии пиковой нагрузки	45
Глава 5.	Расчет открытой цепной передачи	46
Введение.		46
5.1.	Выбор цепи	46
5.2.	Проверка цепи на прочность	49
5.3.	Определение числа звеньев цепи	50
5.4.	Уточнение межосевого расстояния	50
5.5.	Определение делительных диаметров звездочек	50
5.6.	Определение наружных диаметров звездочек	51
5.7.	Силы в цепной передаче	51
5.8.	Коэффициент запаса прочности цепи	51
Заключение.		52
Глава 6.	Расчет клиноременной передачи	53
6.1.	Выбор сечения ремня	53
6.2.	Определение диаметров шкивов	53
6.3.	Определение предварительных значений межосевого расстояния и угла обхвата ремнем	54
6.4.	Определение длины ремня и уточнение межосевого расстояния и угла обхвата	55
6.5.	Определение мощности, передаваемой одним ремнем реальной передачи	55
6.6.	Определение числа ремней	56
6.7.	Определение силы предварительного натяжения одного ремня	56
6.8.	Определение силы, передаваемой на валы	57
6.9.	Ресурс наработки передачи	57
Приложение 1	Таблица 1.1, 1.2	58
Приложение 2	Таблица 2.1, 2.2, 2.3, 2.4	59
	Рис. 2.1, таблица 2.5, 2.6	60
	Таблица 2.7, рис. 2.2	61
	Таблица 2.8, 2.9, 2.10	62
	Таблица 2.11, 2.12	63
	Рис. 2.3, 2.4, 2.5	64
Приложение 3	Таблица 3.1, 3.2, 3.3	65
	Рис. 3.1, 3.2, таблица 3.4, 3.5	66

	Рис. 3.3, таблица 3.6, 3.7, 3.8, 3.9	67
Приложение 4	Рис. 4.1, 4.2, таблица 4.1, 4.2	68
	Таблица 4.3	69
Приложение 5	Рис. 5.1, 5.2, 5.3	70
	Таблица 5.1, 5.2	71
	Таблица 5.3, 5.4, 5.5	72
Приложение 6	Рис. 6.1, 6.2, таблица 6.1	73
	Рис. 6.3	74
	Рис. 6.4	75
	Рис. 6.5, 6.6	76
Приложение 7	Схема привода для задания 1.1	77
	Схема привода для задания 1.3	77
	Схема привода для задания 1.6	78
	Схема привода для задания 1.8	78
Приложение 8	Задание 1.1, 1.3, 1.6, 1.8, исходные данные	79
Приложение 9	Таблица 9.1	80
Список литературы		81