

Кафедра «Машиноведение и детали машин»

В. Л. Николаенко

Т. Н. Микулик

**РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ
ДЕТАЛЕЙ МАШИН ОБЩЕГО
НАЗНАЧЕНИЯ В ПРИМЕРАХ
И ЗАДАЧАХ**

Учебно-методическое пособие
для студентов специальностей
1-43 01 01 «Электрические станции»,
1-43 01 02 «Электроэнергетические системы и сети»,
1-43 01 03 «Электроснабжение (по отраслям)»,
1-43 01 04 «Тепловые электрические станции»,
1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика»,
1-43 01 08 «Проектирование и эксплуатация атомных
электрических станций», 1-43 01 09 «Релейная защита
и автоматика» и 1-53 01 04 «Автоматизация и управление
теплоэнергетическими процессами»

В 6 частях

Часть 2

ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

*Рекомендовано учебно-методическим объединением по образованию
в области энергетики и энергетического оборудования*

Минск

БНТУ

2021

УДК 621.81-025.13(075.8)

ББК 34.44я7

Н63

Р е ц е н з е н т ы:

кафедра «Теоретическая механика и теория механизмов и машин» БГАТУ
(зав. кафедрой, д-р техн. наук, проф. *А. Н. Орда*);
доцент кафедры «Материаловедение и проектирование технических
систем» БГТУ, канд. техн. наук, доцент *С. Е. Бельский*

Николаенко, В. Л.

Н63 Расчет и конструирование деталей машин общего назначения в примерах и задачах : учебно-методическое пособие для студентов специальностей 1-43 01 01 «Электрические станции», 1-43 01 02 «Электроэнергетические системы и сети», 1-43 01 03 «Электро-снабжение (по отраслям)», 1-43 01 04 «Тепловые электрические станции», 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика», 1-43 01 08 «Проектирование и эксплуатация атомных электрических станций», 1-43 01 09 «Релейная защита и автоматика» и 1-53 01 04 «Автоматизация и управление теплоэнергетическими процессами» : в 6 ч. / В. Л. Николаенко, Т. Н. Микулик. – Минск : БНТУ, 2021. – Ч. 2 : Червячные передачи. – 2021. – 90 с.
ISBN 978-985-583-665-1 (Ч. 2).

Учебно-методическое пособие предназначено для студентов, изучающих курс механики. В нем представлены теоретические сведения, задачи для самостоятельного решения и типовые примеры, знакомящие студентов с методикой решения задач.

Издание может быть полезно лицам, изучающим механику самостоятельно или обучающимся на заочных отделениях вузов.

Часть 1 настоящего издания «Зубчатые передачи» вышла в 2021 г. в БНТУ.

УДК 621.81-025.13(075.8)

ББК 34.44я7

ISBN 978-985-583-665-1 (Ч. 2)

ISBN 978-985-583-576-0

© Николаенко В. Л., Микулик Т. Н., 2021

© Белорусский национальный
технический университет, 2021

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие.....	4
Глава 2. Червячные передачи.....	5
2.1. Общие сведения. Геометрические и кинематические особенности червячных передач.....	5
2.2. Усилия в зацеплении. Расчет зубьев колес. Тепловой расчет червячной передачи.....	8
Вопросы для самопроверки.....	12
Примеры.....	13
Задачи к заданиям.....	79
Список использованной литературы.....	89

ПРЕДИСЛОВИЕ

Это пособие предназначено для студентов, изучающих курс механики по программе, утвержденной Министерством образования Республики Беларусь для высших учебных заведений.

В пособии кроме задач для самостоятельного решения и их типовых примеров в каждой главе помещено краткое изложение теории и приведены вопросы для самопроверки.

На основании личного многолетнего опыта ведения занятий автор всем начинающим изучение механике настоятельно рекомендует следующий порядок работы:

1) изучить теорию соответствующего раздела по учебным пособиям, рекомендованным Министерством образования Республики Беларусь;

2) прочитать краткое изложение теории, приведенное в главе сборника, и ответить на вопросы для самопроверки;

3) лично полностью проделать все подсчеты по примерам, решенным в данной главе, придерживаясь текста пособия;

4) приступить к систематическому решению задач – по указанию преподавателя или по личному выбору.

Издание также могут использовать лица, изучающие механику самостоятельно или обучающиеся на заочных отделениях в институтах, университетах, академиях.

Наличие в сборнике значительного числа задач облегчает выбор материала для семестровых, контрольных, домашних и экзаменационных заданий, в чем особенно нуждаются начинающие преподаватели.

Большинство задач, вошедших в книгу, составлено авторами. Многие задачи рекомендованы их коллегами, некоторые публиковались ранее. Тематика и схемы некоторых типовых задач заимствованы из учебной литературы, список которой приведен в конце книги.

Авторы стремились к лаконичности текстов условий задач и указанию на чертежах большинства необходимых данных. Кроме того, наименования заданных и искомых величин во многих случаях заменены соответствующими буквенными обозначениями.

Авторы считают своей обязанностью выразить благодарность А. Т. Скойбеде, оказавшему помощь в подборе и проверке задач, принявшему деятельное участие в подготовке книги. Авторы будут также благодарны за все замечания к этому пособию.

ГЛАВА 2. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

2.1. Общие сведения. Геометрические и кинематические особенности червячных передач

Червячная передача представляет собой передачу, у которой ведущее колесо (червяк) выполнено с малым числом зубьев ($z_1 = 1$), а ведомое (червячное) колесо имеет большое число зубьев ($z_2 = 1-4$). Угол скрещивания осей обычно составляет 90° .

Червяки бывают:

- архимедов, торцовым профилем которого является архимедова спираль (рис. 2.1);
- конволютный;
- эвольвентный, представляющий собой косозубое зубчатое колесо с очень большим углом наклона и малым числом зубьев.

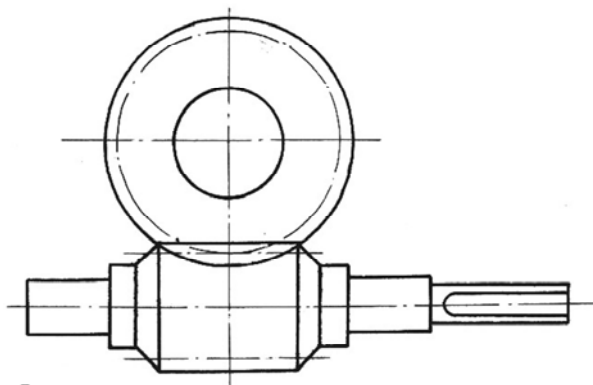


Рис. 2.1. Архимедов червяк

Червяки имеют стандартный угол профиля $\alpha = 20^\circ$ в осевом сечении.

Достоинства червячных передач состоят в возможности получения больших передаточных отношений в одной ступени (обычно $i = (10-60)$, реже $i = (60-100)$), плавности и бесшумности работы, способности самоторможения.

Основной недостаток передач – низкий КПД, который ведет к большому тепловыделению и для отвода теплоты часто требует

применения специальных устройств (обдув, оребрение корпуса и др.). Это, а также необходимость применения цветных металлов существенно ограничивают области использования червячных передач (мощность до 50–60 кВт, окружная скорость до 15 м/с).

Диаметры колес определяются, как для цилиндрических зубчатых колес при коэффициенте высоты головки $h_a^* = 1$ и коэффициенте радиального зазора $c^* = 0,2$.

Диаметр делительного цилиндра червяка (рис. 2.2)

$$d_1 = qm,$$

где $m = \frac{p}{\pi}$ – осевой модуль червяка, который стандартизован

ГОСТ 19642-74 ($m = 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5$ и т. д.);

p – шаг червяка;

q – коэффициент диаметра червяка, принимаемый в зависимости от модуля m , для обеспечения жесткости.

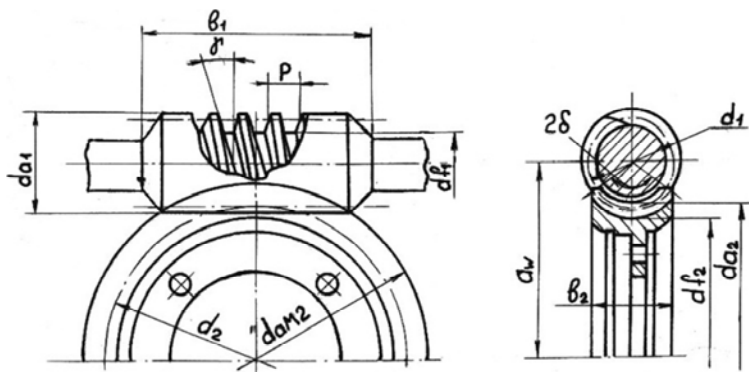


Рис. 2.2. Зацепление червячной передачи

Делительный угол подъема винтовой линии γ (обычно $5\text{--}20^\circ$) определяется по формуле

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{\pi m z_1}{\pi d_1} = \frac{z_1}{q},$$

где $z_1 = 1; 2; 4$ – число витков (заходов) червяка.

При меньшем числе z_1 угол γ и КПД также будут меньше; при больших z_1 увеличиваются радиальные габариты и стоимость передачи. В передачах мощных приводов однозаходные червяки рекомендуют не использовать из-за больших потерь и сильного нагрева.

При $u = (10-18)$; $u = (18-40)$ число заходов 4 и 2 соответственно, а при $u > 40$ число заходов равно 1.

Диаметры окружностей вершин и впадин червяка

$$d_{a_1} = d_1 + 2h_a^*m;$$

$$d_{f_1} = d_1 - 2h_f^*m,$$

где $h_a^* = 1,0$ – коэффициент высоты головки;

$h_f^* = h_a^* + h_c^*$ – коэффициент высоты ножки;

$c^* = 0,2$ – коэффициент радиального зазора.

Если червячное колесо является косозубым с углом наклона линии зуба $\beta = \gamma$, то

$$d_2 = mz_2,$$

где z_2 – число зубьев колеса.

Межосевое расстояние

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{mq + mz_2}{2}.$$

Длина b_1 нарезной части червяка принимается такой, чтобы обеспечить зацепление с возможно бóльшим числом зубьев колеса.

Ширина колеса b_2 назначается из условия получения угла обхвата червяка колесом:

$$2\delta \approx \frac{2b_2}{d_{a_1} - 0,5m}.$$

За один оборот червяка зуб колеса, контактирующий с его витком, переместится по окружности на расстояние πmz_1 подъема витка и колесо повернется на угол $\frac{\pi mz_1}{\pi d_2}$.

Передаточное отношение червячной передачи

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\pi d_2}{\pi m z_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Обычно $i = (20-60)$ в силовых передачах, а в кинематических цепях приборов и делительных механизмов $i \leq 300$.

Наблюдается скольжение в червячном зацеплении. Витки червяка скользят при движении по зубьям колеса.

Для уменьшения износа материалы червяка и колеса должны образовывать антифрикционную пару, имеющую минимально возможный коэффициент трения для повышения прочности и жесткости. Червяки обычно изготавливают из сталей 40ХН, 12ХН3А, 30ХГСА и др., а колеса – из бронз БрА9ЖЗЛ, БрА10Ж4Н4Л или венцы колес – из бронзы БрО10Ф1.

КПД передачи

$$\eta = \frac{T_2 \omega_2}{T_1 \omega_1},$$

где T_1 и ω_1 – вращающий момент и угловая скорость червяка;

T_2 и ω_2 – вращающий момент и угловая скорость колеса.

В предварительном расчете для $z_1 = 1; 2; 4$ можно соответственно принять $\eta = (0,7-0,75)$; $\eta = (0,75-0,82)$; $\eta = (0,87-0,92)$.

Невысокий КПД свидетельствует о том, что в червячной передаче значительная часть энергии превращается в теплоту. Повышенная температура ухудшает защитные свойства масляного слоя, увеличивает опасность заедания и выхода передачи из строя.

2.2. Усилия в зацеплении. Расчет зубьев колес. Тепловой расчет червячной передачи

Статика передачи. При определении сил полагают, что главный вектор (равнодействующая сила) F_n контактных давлений, действующих на площадках контакта зубьев, приложен в полюсе P и направлен по линии зацепления (рис. 2.3).

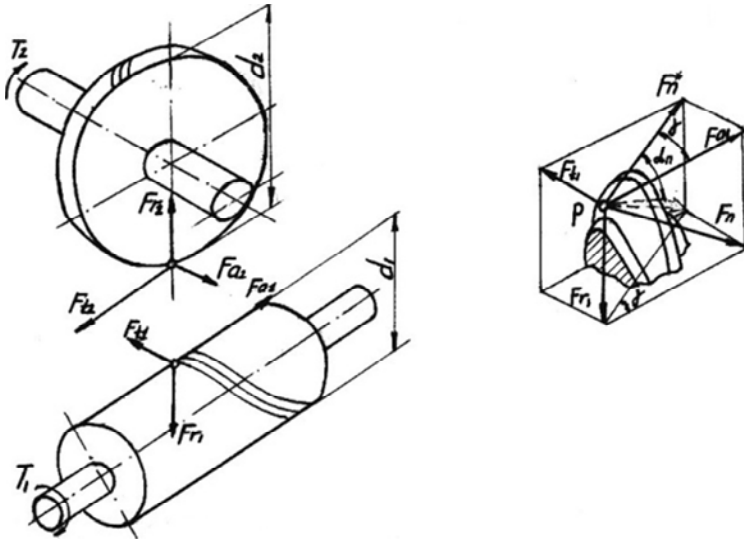


Рис. 2.3. Усилия в червячной передаче

$$F_{t_1} = \frac{2T_1}{d_1} = F_{a_2};$$

$$F_{t_2} = \frac{2T_2}{d_2} = F_{a_1};$$

$$\cos \alpha = \frac{F_n^*}{F_n};$$

$$F_n = \frac{F_n^*}{\cos \alpha};$$

$$\cos \gamma = \frac{F_{a_1}}{F_n^*};$$

$$F_n^* = \frac{F_{a_1}}{\cos \gamma} = \frac{F_{t_2}}{\cos \gamma};$$

$$\sin \alpha = \frac{F_r}{F_n};$$

$$F_n = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha \cos \gamma};$$

$$F_r = F_n \sin \alpha = \frac{F_{t2} \operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma}.$$

Вращающий момент на колесе при ведущем червяке:

$$T_2 = T_1 i \eta.$$

Расчет зубьев колес на выносливость при изгибе. Витки червяка на прочность не рассчитывают, так как его материал значительно прочнее материала колеса. При расчете используются те же соотношения, что и при расчете косозубых колес:

$$\sigma_F = 0,7 Y_F \frac{F_{t2}}{b_2 m_n} \leq \sigma_{FP},$$

где $m_n = m \cos \gamma$ – модуль зацепления в нормальном сечении;

Y_F – коэффициент формы зуба.

Расчет передач на контактную выносливость и заедание. Расчет передач обычно выполняют по контактным напряжениям, а допускаемые напряжения на основе экспериментальных исследований и эксплуатации устанавливают такими, чтобы исключить заедание зубьев:

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}.$$

Условие прочностной надежности передачи имеет обычный вид.

Тепловой расчет и охлаждение червячных передач. Червячные передачи работают с большим выделением теплоты. В результате температура масла в ванне агрегата (редуктора) может достигнуть предельного значения (75–95 °С) и передача потеряет работоспособность из-за заедания.

Для предотвращения чрезмерного нагрева масла проводят расчет червячного редуктора на нагрев.

Уравнение теплового баланса для червячной передачи, работающей в закрытом корпусе в непрерывном режиме без охлаждения, можно записать в виде

$$1000(1-\eta)P_1 = K_t(t-t_0)A(1+\psi), \quad (2.1)$$

где η – КПД передачи;

P_1 – передаваемая мощность, кВт;

$K_t = (8-17,5) \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С})$ – коэффициент теплопередачи корпуса (большие значения принимают при хорошей циркуляции воздуха);

t и t_0 – температура масла и окружающего воздуха соответственно, °С;

A – площадь свободной поверхности охлаждения корпуса, включая 70 % поверхности ребер и бобышек, м²;

ψ – коэффициент, учитывающий теплоотвод в раму или плиту (равен 0,3 при прилегании основания корпуса по большой поверхности).

Площадь свободной поверхности можно найти из приближенного соотношения

$$A \approx 20a_w^{1,7},$$

где a_w – межосевое расстояние передачи, мм.

Произведение в левой части равенства (2.1) соответствует количеству теплоты, выделяемой передачей. Правая часть показывает количество теплоты, отводимой через поверхность корпуса.

Если охлаждение вентилятором недостаточно эффективно, то следует применить водяное охлаждение или увеличить размеры редуктора.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Какими достоинствами и недостатками обладают червячные передачи по сравнению с зубчатыми? Какова область их применения?
2. Какие существуют виды червяков и червячных передач?
3. Почему более распространена червячная цилиндрическая передача с архимедовым червяком?
4. Почему зубья червячного колеса имеют дугообразную форму?
5. Из каких соображений выбирают число заходов резьбы червяка?
6. Каково минимальное число зубьев червячного колеса?
7. С какой целью применяют червячные передачи со смещением и как оно осуществляется?
8. Почему в червячной передаче возникает скорость скольжения и как она влияет на работу передачи?
9. Как вычисляют КПД червячной передачи и каковы основные факторы, влияющие на его величину?
10. Какая червячная передача называется самотормозящей, в каких случаях она применяется и какой ее основной недостаток?
11. Каковы причины разрушения зубьев червячных колес и основные критерии работоспособности и расчета червячных передач?
12. Из каких материалов изготавливаются червяки и венцы червячных колес? Какие факторы влияют на выбор этого материала?
13. Почему венец и центр червячного колеса, как правило, изготавливают из разнородных материалов?
14. В чем отличие в выборе допускаемых контактных напряжений для оловянистых и безоловянистых бронз?
15. Что в расчетных формулах учитывает коэффициент нагрузки K , от чего он зависит и каковы его значения?
16. Почему для червячных передач опасен перегрев?
17. В чем сущность теплового расчета червячных передач?
18. Когда и как выполняется искусственное охлаждение червячной передачи?

ПРИМЕРЫ

Пример 8. Подобрать электродвигатель и рассчитать глобоидную червячную передачу привода к ленточному транспортеру. Мощность на выходном валу редуктора $P_2 = 10$ кВт и угловая скорость $\omega = 6$ с⁻¹. Срок службы редуктора 24000 ч. Пусковая нагрузка 150 % от номинальной (рис. 2.4).

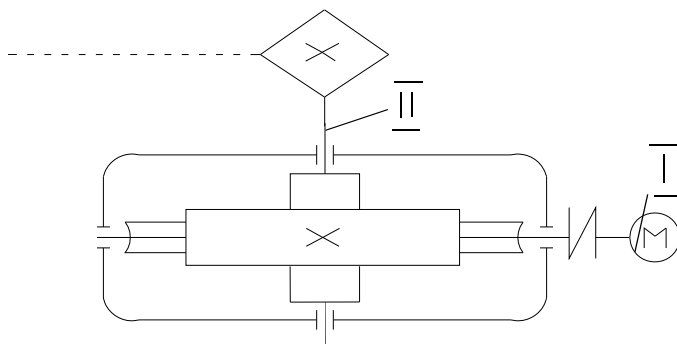


Рис. 2.4

Решение

1. Кинематический расчет. Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{\text{тр. дв}} = \frac{P}{\eta_{\text{общ}}},$$

где $\eta_{\text{общ}}$ – КПД, учитывающий потери в отдельных ступенях передачи:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{черв}} \eta_{\text{под}}^2 \eta_{\text{муф}},$$

где $\eta_{\text{черв}} = 0,8$ – КПД червячной передачи;

$\eta_{\text{под}} = 0,99-0,995$ – КПД пары подшипников качения;

$\eta_{\text{муф}} = 0,98$ – КПД соединительной муфты.

Найдем

$$\eta_{\text{общ}} = 0,8 \cdot 0,99^2 \cdot 0,98 = 0,768;$$

$$P_{\text{тр. дв}} = \frac{10}{0,768} = 13 \text{ кВт.}$$

Принимаем асинхронный двигатель серии 4А мод. 4А160S2У3 ГОСТ 19523-81 мощностью $P = 15$ кВт и частотой вращения $n = 2940 \text{ мин}^{-1}$.

Частота вращения выходного вала

$$n_{\text{II}} = \frac{30\omega_{\text{II}}}{\pi} = \frac{30 \cdot 6}{3,14} = 57,3 \text{ мин}^{-1}.$$

Общее передаточное число привода

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_2} = \frac{2940}{57,3} = 51,3.$$

По ГОСТ 9369-60 принимаем

$$z_1 = 1;$$

$$z_2 = 53;$$

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{53}{1} = 53;$$

$$\Delta u = \frac{|51,3 - 53|}{51,3} \cdot 100 \% = 3,3 \% < 4,4 \%,$$

что допустимо.

Мощность на валах:

$$P_1 = P_{\text{тр. дв}} = 13 \text{ кВт};$$

$$P_{\text{II}} = 10 \text{ кВт.}$$

Частоты вращения валов

$$n_I = n_{\text{дв}} = 2940 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{II} = 57,3 \text{ мин}^{-1}.$$

Угловая скорость на всех валах

$$\omega_I = \frac{\pi n_I}{30} = \frac{3,14 \cdot 2940}{30} = 308 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{II} = 6,6 \text{ с}^{-1}.$$

Крутящие моменты на валах

$$T = \frac{P}{\omega};$$

$$T_I = \frac{P_I}{\omega_I} = \frac{13 \cdot 10^3}{308} = 42,2 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_{II} = \frac{P_{II}}{\omega_{II}} = \frac{10 \cdot 10^3}{6} = 1666,67 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

2. Выбор материалов червяка и червячного колеса [1, табл. 4.8].

Для венца червячного колеса принимаем бронзу марки БрОНФ10. Способ отливки – центробежное литье. Предел текучести этой бронзы $\sigma_0 = 167 \text{ Н/мм}^2$.

Предел прочности $\sigma_B = 285 \text{ Н/мм}^2$.

Допускаемое напряжение изгиба при работе зубьев одной стороной (считаем, что червячная передача неререверсивная) $[\sigma_F] = 44 \text{ Н/мм}^2$.

Допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H] = 175 \text{ Н/мм}^2$. Центральная часть червячного колеса изготовлена из серого чугуна СЧ18.

Червяк выполнен из стали 40Х, витки червяка (закалка до твердости 55 HRC, цементирование для повышения износостойкости) шлифованные.

3. Выбор основных параметров и проектный расчет червячной передачи. Червячная передача расположена в закрытом корпусе и осуществляется цилиндрическим червяком с прямолинейным профилем (архимедовым червяком) в сочетании с червячным колесом, зубчатый венец которого выполнен из бронзы. Число витков (заходов) червяка для повышения коэффициента полезного действия передачи $z_1 = 1$.

Ориентировочно принимаем коэффициент диаметра червяка $q = 8$.

Коэффициент нагрузки K состоит из коэффициента концентрации нагрузки $K_{\text{конц}}$ и коэффициента динамичности нагрузки $K_{\text{дин}}$.

Принимаем $K = 1,3$; $K = K_{\text{конц}} K_{\text{дин}}$.

Крутящий момент на валу II червячного колеса

$$T_{II} = 1666,67 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

По формуле (4.19) [1, с. 238], из условия обеспечения контактной прочности рабочих поверхностей зубьев червячного колеса, определяем необходимое межосевое расстояние:

$$a_w = 31 \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{\frac{KT_{II}}{\left(\frac{z_2}{q} [\sigma_K] \right)^2}} = 31 \left(\frac{53}{8} + 1 \right) \sqrt[3]{\frac{1,3 \cdot 1666,67 \cdot 10^3}{\left(\frac{53}{8} \cdot 175 \right)^2}} = 277 \text{ мм}.$$

Расчетное значение модуля [1, формула (4.20)]

$$m = \frac{2a_w}{z_2 + q} = \frac{2 \cdot 277}{53 + 8} = 9,08.$$

Округляя до стандартного значения по ГОСТ 2144-76, принимаем модуль $m = 10$ мм. Сочетание модулей m , коэффициентов диаметра червяка q и чисел витков червяка z_1 должно соответствовать указанным в табл. 4.2 [1].

Основные параметры выбираются по ГОСТ 2144-76.

Фактическое межосевое расстояние червячной передачи

$$a_w = \frac{m(z_2 + q)}{2} = \frac{10(53 + 8)}{2} = 305 \text{ мм},$$

что соответствует стандартному значению.

Основные геометрические размеры червяка:

а) делительный диаметр

$$d_1 = mq = 10 \cdot 8 = 80 \text{ мм};$$

б) диаметр окружности вершин витков червяка

$$d_{a_1} = m(q + 2) = 10 \cdot (8 + 2) = 100 \text{ мм};$$

в) диаметр окружности впадин витков червяка

$$d_{f_1} = m(q - 2,4) = 10 \cdot (8 - 2,4) = 56 \text{ мм};$$

г) длина наружной части червяка (при $z_1 = 1$)

$$b_1 = m(11 + 0,6z_2) = 10 \cdot (11 - 0,6 \cdot 53) = 141,8 \text{ мм},$$

принимаем $b_1 = 150$ мм;

д) делительный угол подъема линии витка червяка на начальном цилиндре

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{z_1}{g} = \frac{1}{8} = 0,125$$

[1, табл. 4.3]. Соответствует угол $\lambda = 7,13^\circ$.

Основные геометрические размеры венца червячного колеса:

а) делительный диаметр колеса

$$d_2 = mz_2 = 10 \cdot 53 = 530 \text{ мм};$$

б) диаметр окружности вершин зубьев червячного колеса

$$d_{a_2} = mz_2 + 2m = 10 \cdot 53 + 2 \cdot 10 = 550 \text{ мм};$$

в) диаметр окружности впадин зубьев червячного колеса

$$d_{f_2} = mz_2 - 2,4m = 10 \cdot 53 - 2,4 \cdot 10 = 506 \text{ мм};$$

г) радиальный зазор в зацеплении

$$c = 0,2m = 0,2 \cdot 10 = 2 \text{ мм};$$

д) наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{a2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 550 + \frac{6 \cdot 10}{3} = 570 \text{ мм};$$

е) ширина венца червячного колеса

$$b_2 \leq 0,75d_{a1} = 0,75 \cdot 100 = 75 \text{ мм},$$

принимаем $b_2 = 70$ мм.

Окружная скорость червяка

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 80 \cdot 2940}{60 \cdot 1000} = 12,3088 \text{ м/с}.$$

Окружная скорость червячного колеса

$$v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 530 \cdot 57,3}{60 \cdot 1000} = 1,589 \text{ м/с}.$$

В зависимости от скорости скольжения и нормального гарантированного зазора назначаем 7-ю степень точности червячной передачи.

4. Силы, возникающие в червячном зацеплении. Окружная сила на червячном колесе и равная ей по величине осевая сила на червяке

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 1666,67}{0,53} = 6289,3 \text{ Н}.$$

Осевая сила на червячном колесе и равная ей по величине окружной силе на червяке

$$F_{r1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 42,27}{0,08} = 1056,75 \text{ Н}.$$

Радиальная сила на червячном колесе и равная ей по величине радиальная сила на червяке

$$F_{r2} = F_{r1} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha = F_{t2} \operatorname{tg} 20^\circ = 1666,67 \cdot 0,364 = 606,67 \text{ Н.}$$

Выполняем проверочный расчет червячной передачи по контактным напряжениям. Уточняем коэффициент нагрузки K . По табл. 4.6 [1] в зависимости от величины q и числа заходов червяка z_1 принимаем коэффициент деформации червяка $\theta = 0,57$.

Коэффициент концентрации нагрузки (зависит в основном от деформации червяка).

$$k_{\text{конц}} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 (1 - x) = 1 + \left(\frac{53}{57} \right)^3 (1 - 0,3) = 1,563,$$

где $x = 0,3$ вспомогательный коэффициент, значение которого зависит от характера изменения нагрузки; при значительных изменениях нагрузки $x = 0,3$.

Коэффициент динамичности нагрузки $k_{\text{дин}}$ зависит от точности изготовления передачи и скорости скольжения [1, табл. 4.7]. При 7-й степени точности изготовления и скорости скольжения $v_{\text{ск}} = 4,185$ м/с коэффициент динамичности $k_{\text{дин}} = 1,15$. Таким образом, уточненное значение коэффициента нагрузки составляет

$$k = k_{\text{конц}} k_{\text{дин}} = 1,563 \cdot 1,15 = 1,797.$$

После уточнения значения коэффициента нагрузки и окончательного определения межосевого расстояния червячной передачи вычисляем величину контактных напряжений:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \frac{170}{\frac{z_2}{q}} \sqrt{\frac{KT_{II} \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right)^3}{a_w^3}} = \frac{170}{8} \sqrt{\frac{1,797 \cdot 1666,67 \cdot 10^3 \left(\frac{53}{8} + 1 \right)^3}{305^3}} = \\ &= 175,5 \text{ Н/мм}^2; \\ \sigma_H &\leq [\sigma_H] = 175 \text{ Н/мм}^2. \end{aligned}$$

Контактная прочность зубьев достаточная. Выполняем проверочный расчет зубьев червячного колеса на изгиб. Определяем эквивалентное число зубьев червячного колеса:

$$z_{2\text{экв}} = \frac{z_2}{\cos^3(7,13^\circ)} = \frac{53}{0,977} = 54,25.$$

По табл. 4.5 [1] находим коэффициент формы зуба Y . При коэффициенте смещения $x = 0$. $Y = 3,75$ (при $z_{2\text{экв}} = 54$).

Проверяем величину напряжений изгиба в зубьях червячного колеса:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \frac{1,2T_{II}k}{z_2 Y b_2 m^2} = \frac{1,2 \cdot 1666,67 \cdot 10^3 \cdot 1,797}{53 \cdot 3,75 \cdot 70 \cdot 10^2} = \\ &= 2,58 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_H] = 44 \text{ Н/мм}^2. \end{aligned}$$

Прочность зубьев червячного колеса на изгиб достаточная.

Пример 9. Привод к цепному транспортеру состоит из электродвигателя 1, упругой муфты 2, червячного редуктора 3 и цепной передачи 4. Подобрать электродвигатель, разбить общее передаточное число по ступеням привода и рассчитать червячную передачу (рис. 2.5).

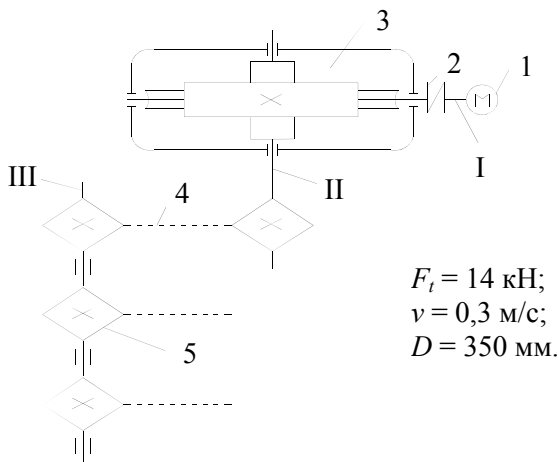


Рис. 2.5

Решение

По заданной окружной силе F_t на ведущей звездочке транспортера и скорости v определяем мощность на валу III:

$$P_{III} = F_t v = 14 \cdot 0,3 = 4,2 \text{ кВт.}$$

Выражаем скорость через диаметр звездочки и частоту вращения:

$$v = \frac{\pi D n_{III}}{60 \cdot 1000}.$$

Отсюда частота вращения вала III

$$n_{III} = \frac{60 \cdot 1000 v}{\pi D} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 0,3}{3,14 \cdot 350} = 16,4 \text{ мин}^{-1}.$$

Выбираем [1, табл. 1.1] среднее значение коэффициента полезного действия отдельных передач и подшипников:

$\eta_{ч. п} = 0,75$ – КПД закрытой червячной передачи (при числе заходов червяка $z_1 = 2$);

$\eta_{ц. п} = 0,9$ – КПД открытой цепной передачи;

$\eta_{п} = 0,99$ – КПД одной пары подшипников качения;

$\eta_{м} = 0,995$ – КПД упругой муфты.

$$\eta_{общ} = \eta_{ч. п} \eta_{п}^3 \eta_{ц. п} \eta_{м} = 0,75 \cdot 0,99^3 \cdot 0,9 \cdot 0,995 = 0,651.$$

Требуемая мощность двигателя

$$P_{дв. потр} = \frac{P_{вых}}{\eta_{общ}} = \frac{4,2}{0,651} = 6,444 \text{ кВт.}$$

Принимаем короткозамкнутый асинхронный электродвигатель переменного трехфазного тока, закрытый, оборудованный по ГОСТ 19523-81.

Типоразмер двигателя ЧА132М6У3. Мощность двигателя: $P_{дв} = 7,5$ кВт, частота вращения $n_{дв} = 970$ мин⁻¹.

Общее передаточное число привода

$$u_0 = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{III}}} = \frac{970}{16,4} = 59,2.$$

С другой стороны:

$$u_0 = u_{\text{ч. п}} u_{\text{ц. п}},$$

где $u_{\text{ч. п}}$ – передаточное число червячной передачи;

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

Принимаем передаточное число червячной передачи (ГОСТ 2144-76).

$u_{\text{ч. п}} = 16$ (при $z_1 = 2$).

Тогда передаточное число цепной передачи

$$u_{\text{ц. п}} = \frac{u_0}{u_{\text{ч. п}}} = \frac{59,2}{16} = 3,7.$$

Частота вращения и угловые скорости отдельных валов:

$$n_{\text{I}} = n_{\text{дв}} = 970 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{II}} = \frac{n_{\text{дв}}}{u_{\text{ч. п}}} = \frac{970}{16} = 60,625 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{III}} = 16,4 \text{ мин}^{-1};$$

$$\omega_{\text{I}} = \frac{\pi n_{\text{I}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 970}{30} = 101,527 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{\text{II}} = \frac{\pi n_{\text{II}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 60,625}{30} = 6,345 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{\text{III}} = \frac{\pi n_{\text{III}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 16,4}{30} = 1,7165 \text{ с}^{-1}.$$

Мощность, передаваемая валами:

$$P_I = P_{\text{дв. потр}} = 6,444 \text{ кВт};$$

$$P_{II} = P_I \eta_{\text{ч. п}} \eta_{\text{п}}^2 = 6,444 \cdot 0,99^2 \cdot 0,75 = 4,737 \text{ кВт};$$

$$P_{III} = P_{II} \eta_{\text{ц. п}} \eta_{\text{п}} = 4,737 \cdot 0,99 \cdot 0,9 = 4,2 \text{ кВт}.$$

Крутящие моменты:

$$T_I = \frac{P_I}{\omega_I} = \frac{6,444 \cdot 10^3}{101,527} = 63,47 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_{II} = \frac{P_{II}}{\omega_{II}} = \frac{4,737 \cdot 10^3}{6,345} = 746,57 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_{III} = \frac{P_{III}}{\omega_{III}} = \frac{4,2 \cdot 10^3}{1,7165} = 2446,84 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Выбираем материалы червяка и червячного колеса [1, табл. 4.8]. Принимаем для венца червячного колеса бронзу марки БрОНФ10. Способ отливки – центробежное литье. Предел текучести этой бронзы $\sigma_0 = 167 \text{ Н/мм}^2$.

Предел прочности $\sigma = 285 \text{ Н/мм}^2$. Допускаемое напряжение изгиба при работе зубьев одной стороной (считаем, что червячная передача неререверсивная) $[\sigma_H] = 44 \text{ Н/мм}^2$.

Допускаемое контактное напряжение $[\sigma_K] = 175 \text{ Н/мм}^2$.

Центральная часть червячного колеса изготовлена из серого чугуна СЧ18.

Червяк выполнен из стали 40Х, витки червяка (закалка до твердости 55 HRC, цементирование для повышения износостойкости) шлифованные.

Выбор основных параметров и проектный расчет червячной передачи. Червячная передача расположена в закрытом корпусе и осуществляется цилиндрическим червяком с прямолинейным профилем (архимедовым червяком) в сочетании с червячным колесом, зубчатый венец которого выполнен из бронзы. Число витков (заходов) червяка для повышения коэффициента полезного действия передачи принимаем $z_1 = 2$.

При этом требуемое число зубьев червячного колеса

$$z_2 = z_1 u_{\text{ч. п}} = 2 \cdot 16 = 32 \text{ мм.}$$

Ориентировочно принимаем коэффициент диаметра червяка $q = 8$. Коэффициент нагрузки K состоит из коэффициента концентрации нагрузки $K_{\text{конц}}$ и коэффициента динамичности нагрузки $K_{\text{дин}}$.

Принимаем $K = 1,3$;

$$K = K_{\text{конц}} K_{\text{дин}}.$$

Крутящий момент на валу II червячного колеса

$$T_{\text{II}} = 746,57.$$

По формуле (4.19) [1] из условия обеспечения контактной прочности рабочих поверхностей зубьев червячного колеса определяем необходимое межосевое расстояние:

$$\begin{aligned} a_w &= 31 \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{\frac{KT_{\text{II}}}{\left(\frac{z_2}{q} [\sigma_k] \right)^2}} = 31 \left(\frac{32}{8} + 1 \right) \sqrt[3]{\frac{1,3 \cdot 746,57 \cdot 10^3}{\left(\frac{32}{8} \cdot 175 \right)^2}} = \\ &= 194,657 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Расчетное значение модуля по формуле (4.20) [1]

$$m = \frac{2a_w}{z_2 + q} = \frac{2 \cdot 194,657}{32 + 8} = 9,73.$$

Округляя до стандартного значения по ГОСТ 2144-76, принимаем модуль $m = 10$ мм. Сочетание модулей m , коэффициентов диаметра червяка q и чисел витков червяка z_1 должно соответствовать указанному в табл. 4.2 [1].

Основные параметры выбираются по ГОСТ 2144-76.

Фактическое межосевое расстояние червячной передачи

$$a_w = \frac{m(z_2 + q)}{2} = \frac{10(8 + 32)}{2} = 200 \text{ мм},$$

что соответствует стандартному значению.

Основные геометрические размеры червяка:

а) делительный диаметр

$$d_1 = mq = 10 \cdot 8 = 80 \text{ мм};$$

б) диаметр окружности вершин витков червяка

$$d_{a_1} = m(q + 2) = 10(8 + 2) = 100 \text{ мм};$$

в) диаметр окружности впадин витков червяка

$$d_{f_1} = m(q - 2,4) = 10(8 - 2,4) = 56 \text{ мм};$$

г) длина наружной части червяка (при $z_1 = 2$)

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m = (11 + 0,06 \cdot 32)10 = 129,2 \text{ мм},$$

принимаем $b_1 = 150$ мм;

д) делительный угол подъема линии витка червяка на начальном цилиндре

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{z_1}{q} = \frac{2}{8} = 0,25$$

[1, табл. 12.3], соответствует угол $\lambda = 14^\circ 2' 10''$.

Основные геометрические размеры венца червячного колеса:

а) делительный диаметр колеса

$$d_2 = mz_2 = 10 \cdot 32 = 320 \text{ мм};$$

б) диаметр окружности вершин зубьев червячного колеса

$$d_{a_2} = mz_2 + 2m = 10 \cdot 32 + 2 \cdot 10 = 340 \text{ мм};$$

в) диаметр окружности впадин зубьев червячного колеса

$$d_{f_2} = mz_2 - 2,4m = 10 \cdot 32 - 2,4 \cdot 10 = 296 \text{ мм};$$

г) радиальный зазор в зацеплении

$$c = 0,2m = 0,2 \cdot 10 = 2 \text{ мм};$$

д) наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{am_2} \leq d_{a_2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 340 + \frac{60}{4} = 355;$$

е) ширина венца червячного колеса

$$b_2 \leq 0,75d_{a_1} = 0,75 \cdot 100 = 75 \text{ мм},$$

принимаем $b_2 = 70$ мм.

Окружная скорость червяка

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_I}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 80 \cdot 970}{60 \cdot 1000} = 4,06 \text{ м/с}.$$

Окружная скорость червячного колеса

$$v_2 = \frac{\pi d_2 n_{II}}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 320 \cdot 60,625}{60 \cdot 1000} = 1,015 \text{ м/с}.$$

В зависимости от скорости скольжения и нормального гарантированного зазора назначаем 7-ю степень точности червячной передачи.

Силы, возникающие в червячном зацеплении:

а) окружная сила на червячном колесе и равная ей по величине осевая сила на червяке

$$F_{t_1} = F_{a_2} = \frac{2T_{II}}{d_2} = \frac{2 \cdot 746,57}{0,32} = 4666 \text{ Н};$$

б) осевая сила на червячном колесе, равная по величине окружной силе на червяке:

$$F_{a_2} = F_{t_1} = \frac{2T_I}{d_1} = \frac{2 \cdot 63,47}{0,08} = 1586,75 \text{ Н};$$

в) радиальная сила на червячном колесе и равная ей по величине радиальная сила на червяке

$$F_{r_2} = F_{r_1} = F_{t_2} \operatorname{tg} \alpha = F_{t_2} \operatorname{tg} 20^\circ = 4666 \cdot 0,364 = 1698 \text{ Н}.$$

Выполняем проверочный расчет червячной передачи по контактным напряжениям. Уточняем коэффициент нагрузки K . По табл. 4.6 [1] в зависимости от величины q и числа заходов червяка z_1 принимаем коэффициент деформации червяка $\theta = 0,57$.

Коэффициент концентрации нагрузки (зависит в основном от деформации червяка)

$$k_{\text{конц}} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 (1 - x) = 1 + \left(\frac{32}{57} \right)^3 (1 - 0,3) = 1,124,$$

где $x = 0,3$ – вспомогательный коэффициент, значение которого зависит от характера изменения нагрузки; при значительных нагрузках изменениях $x = 0,3$.

Коэффициент динамичности нагрузки $k_{\text{дин}}$ зависит от точности изготовления передачи и скорости скольжения [1, табл. 4.7]. При 7-й степени точности изготовления и скорости скольжения

$v_{ск} = 4,185$ м/с, коэффициент динамичности $k_{дин} = 1,15$. Таким образом, уточненное значение коэффициента нагрузки составляет

$$k = k_{конц} k_{дин} = 1,124 \cdot 1,15 = 1,2926.$$

После уточнения значения коэффициента нагрузки и окончательного определения межосевого расстояния червячной передачи вычисляем величину контактных напряжений:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \frac{170}{\frac{z_2}{g}} \sqrt{\frac{k T_{II} \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right)^3}{a_w^3}} = \frac{170}{\frac{32}{8}} \cdot \sqrt{\frac{746,57 \cdot 1,2926 \cdot 10^3 \left(\frac{32}{8} + 1 \right)^3}{200^3}} = \\ &= 165 \text{ Н/мм}^2; \end{aligned}$$

$$\sigma_H \leq [\sigma_H] = 175 \text{ Н/мм}^2.$$

Контактная прочность зубьев достаточная. Выполняем проверочный расчет зубьев червячного колеса на изгиб. Определяем эквивалентное число зубьев червячного колеса:

$$z_{2экв} = \frac{z_2}{\cos^3(14^\circ 2' 10'')} = \frac{32}{(0,97)^3} = 35.$$

По табл. 4.5 [1] находим коэффициент формы зуба Y . При коэффициенте смещения $x = 0$ $Y = 3,75$ (при $z_{2экв} = 35$).

Проверяем величину напряжений изгиба в зубьях червячного колеса:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \frac{1,2 T_{II} K}{z_2 Y b_2 m^2} = \frac{1,2 \cdot 746,57 \cdot 10^3 \cdot 1,2926}{32 \cdot 3,75 \cdot 75 \cdot 10^2} = \\ &= 1,29 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_H] = 44 \text{ Н/мм}^2. \end{aligned}$$

Прочность зубьев червячного колеса на изгиб достаточная.

Пример 10. Привод к шнекам-смесителям, подающим флюс при непрерывной сварке, состоит из электродвигателя 1, муфты 2, червячно-цилиндрического редуктора 3, уравнивающей муфты 4 и шнек-смесителей. Подобрать электродвигатель, определить общее передаточное число и рассчитать червячную передачу при условии, что мощность на каждом валу шнека P и угловая скорость валов $\omega = 7 \text{ с}^{-1}$, $P = 17 \text{ кВт}$. Работа двухсменная с незначительными перерывами, пусковая нагрузка – до 180 % от номинальной. Срок службы передачи 32000 ч (рис. 2.6).

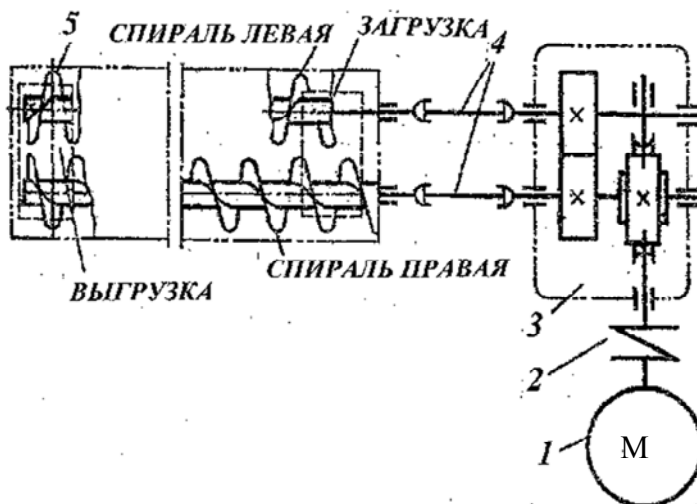


Рис. 2.6

Решение

1. Выбор электродвигателя.

$$n_T = \frac{30\omega_T}{\pi} = \frac{30 \cdot 7}{3,14} = 66,9 \text{ мин}^{-1}.$$

КПД привода

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{ПК}}^3 \eta_{\text{М}}^2 \eta_{\text{чр}} \eta_{\text{цп}},$$

где $\eta_{\text{пк}} = 0,99$ – КПД пары подшипников качения;
 $\eta_{\text{м}} = 0,98$ – КПД соединительной муфты;
 $\eta_{\text{чр}} = 0,8$ – КПД червячной пары;
 $\eta_{\text{цп}} = 0,97$ – КПД цилиндрической зубчатой пары.

Для данного случая

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{пк}}^3 \eta_{\text{м}}^2 \eta_{\text{чр}} \eta_{\text{цп}} = 0,99^3 \cdot 0,98^2 \cdot 0,8 \cdot 0,97 = 0,723.$$

Требуемая мощность

$$P_{\text{тр}} = \frac{P}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{17}{0,723} = 23,5 \text{ кВт.}$$

Выбираем электродвигатель марки 4А180М4У3 со следующими параметрами:

$$P_{\text{дв}} = 30 \text{ кВт, } n_{\text{с}} = 1500 \text{ мин}^{-1}, \quad s = 1,9.$$

$$n = n_{\text{с}}(1 - s) = 1500(1 - 0,019) = 1472 \text{ мин}^{-1}.$$

2. Кинематический расчет.

Определим общее передаточное число:

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{а}}}{n_{\text{т}}} = \frac{1472}{66,9} = 22.$$

Разобьем его на передаточные отношения пар:

$$u_1 = 22 \text{ и } u_2 = 1.$$

Мощность на валах:

$$P_{\text{I}} = P_{\text{дв}} \eta_{\text{пк}} \eta_{\text{м}} = 30 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 29,1 \text{ кВт};$$

$$P_{\text{II}} = P_{\text{I}} \eta_{\text{чр}} \eta_{\text{пк}} = 29,1 \cdot 0,8 \cdot 0,99 = 23,05 \text{ кВт.}$$

Передаваемые крутящие моменты

$$T_I = 9,55 \left(\frac{P_I}{n} \right) \cdot 10^3 = 9,55 \left(\frac{29,1}{1472} \right) \cdot 10^3 = 188,8 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_{II} = 9,55 \left(\frac{P_{II}}{n_T} \right) \cdot 10^3 = 9,55 \left(\frac{23,05}{66,9} \right) \cdot 10^3 = 3290,4 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

3. Выбор материалов червячной пары.

Для длительно работающих передач материал червяка – сталь 45 с закалкой до твердости не менее 45 HRC и последующим шлифованием.

Предварительная скорость скольжения

$$v_s = 4,3 \omega n_T \cdot 10^{-3} \sqrt[3]{\frac{T_{II}}{10^3}} = 4,3 \cdot 7 \cdot 66,9 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt[3]{\frac{3290,4}{10^3}} = 3 \text{ м/с}.$$

Материалом венца червячного колеса назначаем оловянистую бронзу БрОФ 10–1, $\sigma_B = 255 \text{ МПа}$ – предел прочности, $\sigma_T = 147 \text{ МПа}$ – предел текучести.

4. Допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma_H]' = 221 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]' K_{HL},$$

где K_{HL} – коэффициент долговечности:

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{NE}}},$$

где $N_{NE} = 60 n_2 t = 60 \cdot 66,8 \cdot 32000 = 12,8 \cdot 10^7$ – суммарное число циклов передаваемых напряжений.

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{12,8 \cdot 10^7}} = 0,727;$$

$$[\sigma_H] = 221 \cdot 0,727 = 160,667 \text{ МПа.}$$

5. Допускаемые напряжения изгиба при нереверсивной работе

$$[\sigma_{OF}]' = 72 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{OF}] = [\sigma_{OF}]' k_{FL};$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{12,8 \cdot 10^6}} = 0,75;$$

$$[\sigma_{OF}] = 72 \cdot 0,75 = 54 \text{ МПа.}$$

6. Определение размеров передачи.

Межосевое расстояние определяем из условия контактной прочности:

$$a_w = 6100 \sqrt[3]{\frac{T_{II}}{[\sigma_H]^2}} = 6100 \sqrt[3]{\frac{3290,4}{(160 \cdot 10^6)^2}} = 0,307 \text{ мм.}$$

Принимаем $a_w = 300$ мм.

Число витков червяка $z_1 = 2$.

Число зубьев колес $z_2 = z_1; u = 2 \cdot 22 = 44$.

Примем $z_2 = 44$.

Предварительное значение модуля передачи

$$m = (1,5-1,7) \frac{a_w}{z_2} = (1,5-1,7) \frac{300}{40} = 11,25-12,75.$$

Примем $m = 12,5$ мм.

Коэффициент диаметра червяка

$$q = \frac{2a_w}{m} - z_2 = \frac{2 \cdot 300}{12,5} - 40 = 8.$$

Минимальное значение $q_{\min} = 0,212z_2 = 0,212 \cdot 44 = 9,328$.

Примем $q = 10$.

Коэффициент смещения инструмента

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2) = \frac{300}{12,5} - 0,5(10 + 44) = -3,$$

что находится в допустимом интервале.

Окончательно имеем $a_w = 300$, $z_1 = 2$, $z_2 = 44$, $m = 12,5$, $q = 10$,
 $x = -3$.

Фактическое передаточное отношение

$$u_{\text{сп}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{44}{2} = 22.$$

Отклонение заданного Δu

$$u = \frac{|22 - 22|}{22} 100 \% = 0, \text{ что меньше чем } 4 \%.$$

7. Геометрические размеры червяка и колеса:

а) делительный диаметр

$$d_1 = mq = 12,5 \cdot 10 = 125 \text{ мм};$$

б) диаметр вершин витков червяка

$$d_{a_2} = d_1 + 2m = 125 + 2 \cdot 12,5 = 150 \text{ мм};$$

в) диаметр впадин витков червяка

$$d_{f_1} = d_1 - 2,4m = 125 - 2,4 \cdot 12,5 = 95 \text{ мм};$$

г) делительный угол подъема

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{2}{10} = 0,2 \Rightarrow \gamma = 11,31^\circ;$$

д) начальный диаметр червяка

$$d_{\omega_1} = (q + z) m = (10 - 2) 12,5 = 100 \text{ мм};$$

е) начальный угол подъема

$$\operatorname{tg} \gamma_{\omega} = \frac{m z_1}{d_{\omega_1}} = \frac{12,5 \cdot 2}{100} = 0,25 \Rightarrow \gamma_{\omega} = 14,04^\circ;$$

ж) длина нарезанной части червяка

$$b_1 \geq (11 + 0,006 z_1) m = (11 + 0,006 \cdot 2) 12,5 = 137,65 \text{ мм}.$$

По рекомендациям для шлифованных червяков при $m = 12,5$ b увеличиваем на 35–40 мм. Принимаем $b_1 = 175$ мм;

и) расчетный шаг червяка

$$P = \pi m = 3,14 \cdot 12,5 = 39,25 \text{ мм};$$

к) ход червяка

$$P_{z_1} = 39,25 \cdot 2 = 78,5 \text{ мм}.$$

Параметры колеса:

а) делительный диаметр червячного колеса

$$d_2 = m z_2 = 12,5 \cdot 44 = 550 \text{ мм};$$

б) средний диаметр вершин зубьев колеса

$$d_{a_2} = d_2 + 2m(h_a^*) = 550 - 2 \cdot 12,5 = 525 \text{ мм};$$

в) средний диаметр впадин зубьев колеса

$$d_{f_2} = d_1 - 2m(h_a^* + c - x) = 550 - 2 \cdot 12,5 \cdot (1 + 0,2 + 3) = 445 \text{ мм};$$

г) наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{m_2} \leq d_{a_2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 525 + \frac{6 \cdot 12,5}{2 + 2} = 543,75 \text{ мм};$$

д) ширина венца колеса

$$b_2 \leq 0,75d_{a_1} = 0,75 \cdot 150 = 112,5 \text{ мм},$$

примем $b_2 = 100$ мм;

е) условный угол обхвата червяка венцом колеса

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a_1} - 0,5m} = \frac{100}{150 - 0,5 \cdot 12,5} = 0,696;$$

$$\delta = 44,08^\circ;$$

ж) окружная скорость червяка

$$v_1 = \frac{\pi d_{w_1} \omega_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 100 \cdot 1472}{60000} = 7,71 \text{ м/с};$$

и) окружная скорость колеса

$$v_2 = \frac{\pi d_2 n_{II}}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 550 \cdot 66,9}{60000} = 1,92 \text{ м/с};$$

к) скорость скольжения

$$v_3 = \frac{v_1}{\cos \gamma_\omega} = \frac{7,71}{\cos 14,04^\circ} = 7,95 \text{ м/с}.$$

8. Проверочный расчет передачи на прочность

$$\sigma_H = \frac{4,8 \cdot 10^5}{d_2} \cdot \sqrt{\frac{KT_2}{d_1}} \leq [\sigma_H],$$

где $k=1$ – коэффициент нагрузки при $v_2 \leq 3$ м/с.

$$\sigma_H = \frac{4,8 \cdot 10^5}{0,550} \cdot \sqrt{\frac{1 \cdot 3290,4}{0,125}} = 141,6 \text{ МПа} \leq [\sigma_H] = 160 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется.

9. Проверочный расчет зубьев колеса по напряжениям изгиба

$$\sigma_F = \frac{0,7Y_F K F_{t2}}{mb_2} \leq [\sigma_F].$$

Окружная сила на колесе

$$F_{t2} = \frac{2T_{II}}{d_2} = \frac{2 \cdot 3290,4}{0,55} = 11\,965 \text{ Н}.$$

Эквивалентное число зубьев

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{44}{\cos^3 11,31^\circ} = 46,67 \text{ Н};$$

$$Y_F = 1,51;$$

$$\sigma_F = \frac{0,7Y_F K F_{t2}}{mb_2} = \frac{0,7 \cdot 1,51 \cdot 1 \cdot 11\,983}{0,0125 \cdot 0,1} = 10,1 \leq [\sigma_F] = 54 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется.

10. Тепловой расчет передачи.

Мощность на червяке.

$$P_1 = T_{II} \frac{\omega}{\eta}.$$

КПД передачи

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

где $\rho' = 0,96^\circ$ – приведенный угол трения по табл. 2.13 [7].

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 11,31^\circ}{\operatorname{tg} (11,31^\circ + 0,96^\circ)} = 0,91;$$

$$P_1 = 3290,4 \cdot \frac{7}{0,91} = 25,31 \text{ кВт.}$$

Температура нагрева масла без искусственного охлаждения

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1 - \eta) P_1}{K_T A} + 20^\circ \leq [t_{\text{раб}}],$$

где $A = 1,5 \text{ м}^2$ – поверхность охлаждения корпуса по табл. 2.14 [7];

$K_T = 30 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ – коэффициент теплоотдачи;

$$[t_{\text{раб}}] = 95^\circ;$$

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1 - 0,91) \cdot 25\,310}{30 \cdot 1,5} + 20 = 70,62^\circ \leq [t_{\text{раб}}] = 95^\circ.$$

Температура масла не превышает допустимых пределов. Данная червячная передача удовлетворяет всем требованиям.

Пример 11. Привод к ленточному конвейеру осуществляется от электродвигателя через двухступенчатый червячный редуктор (рис. 2.7).

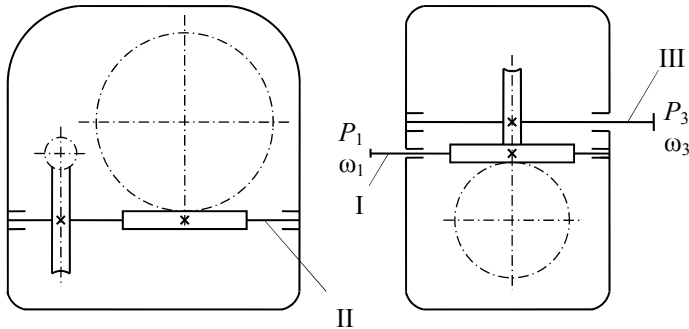


Рис. 2.7

Подобрать электродвигатель, найти общее передаточное число и рассчитать быстроходную червячную передачу редуктора. $P_3 = 6$ кВт, $\omega_3 = 3 \text{ с}^{-1}$. Срок службы редуктора 25000 ч. Пусковая нагрузка 130 % от номинальной.

Решение

1. Определяем КПД привода:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{пк}}^3 \cdot \eta_{\text{чр}} = 0,98^3 \cdot 0,8 = 0,75,$$

где $\eta_{\text{пк}}$ – КПД подшипников качения;

$\eta_{\text{чр}}$ – КПД червячной пары.

Мощность на входе

$$\eta_{\text{общ}} = \frac{P_{\text{III}}}{P_{\text{I}}} \Rightarrow P_{\text{I}} = \frac{P_{\text{III}}}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{6}{0,75} = 8 \text{ кВт}.$$

Назначаем по таблице П1 (Чернавский А. Д. «Курсовое проектирование деталей машин и механизмов») электродвигатель марки 4А132М4У3:

$$P_{\text{дв}} = 11 \text{ кВт}, n_{\text{с}} = 1500 \text{ мин}^{-1}, n_{\text{а}} = 1460 \text{ мин}^{-1}.$$

Частота вращения на выходном валу

$$\omega_{\text{III}} = \frac{\pi n_{\text{III}}}{30} \Rightarrow n_{\text{III}} = \frac{30 \omega_{\text{III}}}{\pi} = \frac{30 \cdot 3}{3,14} = 28,7 \text{ с}^{-1}.$$

Общее передаточное число

$$i_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{а}}}{n_{\text{III}}} = \frac{1460}{28,7} = 50,87.$$

Разобьем передаточное число по ступеням, используя график на с. 159 (Иванов М. Н. «Детали машин»):

$$i_1 = 10, \quad i_2 = \frac{i_{\text{общ}}}{i_1} = \frac{50,87}{10} = 5,087.$$

Примем материал венца червячного колеса – бронза БрОФ10–1 ОСТ1.90054-72

$$\sigma_{\text{в}} = 260 \text{ Н/мм}^2, \quad \sigma_{\text{т}} = 150 \text{ Н/мм}^2.$$

Материал червяка – сталь 45 ГОСТ 1050-74 с твердостью 250–300 НВ, шлифованный, коэффициент диаметра червяка $q = 10$, число заходов $z_1 = 2$.

$$\sigma_{\text{в}} = 700 \text{ Н/мм}^2, \quad \sigma_{\text{т}} = 350 \text{ Н/мм}^2;$$

$$z_2 = z_1 i_1 = 2 \cdot 10 = 20.$$

Коэффициент нагрузки $k = 1,3$.

2. Вращающий момент

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 1460}{30} = 152,8 \text{ с}^{-1}.$$

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{8 \cdot 10^3}{152,8} = 52,35 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Эквивалентное число циклов нагружений

$$N_{HE} = 60 n_2 \sum \left(\frac{T_{i2}}{T_i} \right)^4 L_h = 60 \cdot 146 \cdot 2681 = 2,3 \cdot 10^7;$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_1} = \frac{1460}{10} = 146 \text{ мин}^{-1}.$$

L_h – число часов работы:

$$L_h = 25\,000 k_{\Gamma} k_c \frac{130}{100} = 25\,000 \cdot 0,25 \cdot 0,33 \cdot 1,3 = 2681 \text{ ч}.$$

3. Допускаемое напряжение

$$[\sigma_H] = 0,75 \sigma_B \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{NE}}} = 0,75 \cdot 260 \cdot \sqrt[8]{\frac{10^7}{2,3 \cdot 10^7}} = 175,71 \text{ Н/мм}^2.$$

Межосевое расстояние

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{\frac{z_2}{q} [\sigma_k]} \right)^2} = \left(\frac{20}{10} + 1 \right) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{\frac{20}{10} 175,71} \right)^2} \cdot 1,3 \cdot 52,35 \cdot 10^{-3} =$$
$$= 75,45 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 2144-76 принимаем $a_w = 80 \text{ мм}$.

4. Модуль

$$m = \frac{2a_w}{z_2 + q} = \frac{2 \cdot 80}{10 + 20} = 5,3 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 2144-76 принимаем $m = 6$ мм.

5. Проверка зуба на прочность по изгибу

$$\begin{aligned}\sigma_F &= \frac{Y_F k F_{t_2} \cos \gamma}{1,3 m^2 q} = \frac{1,98 \cdot 1,3 \cdot 905 \cos 11^\circ 10'}{1,3 \cdot 6^2 \cdot 10} = \\ &= 4,9 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_F] = 137,63;\end{aligned}$$

$$F_{t_2} = \frac{2T_1}{m z_2} = 2 \cdot 52,35 \cdot \frac{10^3}{6} \cdot 20 = 872,5 \text{ Н.}$$

Коэффициент формы зуба $Y_F = 1,98$ [8, табл. 10.8] зависит от эквивалентного числа зубьев:

$$z_{2v} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{20}{\cos^3 11^\circ 20'} = 21,2.$$

Допускаемое напряжение изгиба

$$[\sigma_{F_1}] = 0,16 \sigma_B \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} = 0,75 \cdot 260 \cdot \sqrt[9]{\frac{10^6}{2,3 \cdot 10^6}} = 137,63 \text{ Н/мм}^2,$$

где $N_{FE} = 60 n_2 \sum \left(\frac{T_{i2}}{T_i} \right)^4$;

$$L_{hi} = 60 \cdot 146 \cdot 2681 = 2,3 \cdot 10^7.$$

Проверка зуба на прочность по пиковому моменту:

$$\sigma_{F_{\Pi}} = \sigma_F \frac{2T_1}{T} = 4,9 \cdot 2 = 9,8 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_{F_{\Pi}}] = 120 \text{ Н/мм}^2.$$

6. Коэффициент смещения инструмента

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2) = \frac{80}{6} - 0,5(10 + 20) = -1,66.$$

7. Размеры червяка:

а) делительный диаметр

$$d_1 = mq = 6 \cdot 10 = 60 \text{ мм};$$

б) диаметр вершин витков червяка

$$d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* m) = 60 + 2 \cdot 6 = 72 \text{ мм};$$

в) диаметр впадин червяка

$$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c)m = 60 - 2 \cdot 12,5 \cdot (1 + 0,2)6 = 45,6 \text{ мм};$$

г) начальный диаметр червяка

$$d_{\omega} = (q + 2x)m = (10 - 2 \cdot 1,66)6 = 40,08 \text{ мм};$$

д) длина нарезной части червяка

$$b_1 \geq (11 + 0,006z_2)m + 25 = (11 + 0,006 \cdot 20)6 + 25 \approx 92 \text{ мм};$$

е) шаг и ход червяка

$$P = \pi m + 25 = 3,14 \cdot 6 + 25 = 43,84 \text{ мм};$$

$$P_{\Pi} = Pz_1 = 43,84 \cdot 2 \approx 88 \text{ мм}.$$

8. Размеры колеса:

а) делительный диаметр

$$d_2 = mz_2 = 6 \cdot 20 = 120 \text{ мм};$$

б) средний диаметр вершин зубьев колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2m(h_a^* + x) = 120 + 2 \cdot 6(1 - 1,66) = 112,08 \text{ мм};$$

в) средний диаметр впадин колеса

$$d_{f_2} = d_2 - 2m(h_a^* + c - x) = 120 + 2 \cdot 6(1 + 0,2 + 1,66) = 85,68 \text{ мм};$$

г) наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{m_2} \leq d_{a_2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 112,08 + \frac{6 \cdot 6}{2 + 2} = 121,08 \text{ мм};$$

д) ширина венца колеса

$$b_2 \leq 0,75d_{a_1} = 0,75 \cdot 72 = 54 \text{ мм}.$$

9. Усилия, действующие в зацеплении

Окружная сила на колесе

$$F_{t_2} = 905 \text{ Н}.$$

Радиальная сила

$$F_r = F_{t_2} \operatorname{tg} \alpha = 905 \operatorname{tg} 20^\circ = 329,42 \text{ Н}.$$

Осевая сила на колесе

$$F_{t_1} = F_{t_2} \operatorname{tg}(\gamma + \rho) = 905 \operatorname{tg}(11^\circ 20' + 1^\circ 40') = 209.$$

Угол $\rho = 1^\circ 40'$ выбран по табл. 10.5 [8] по скорости скольжения

$$v_{\text{ск}} = \frac{mn_1}{19100} \sqrt{z_1^2 + q^2} = \frac{6 \cdot 1460}{19100} \sqrt{2^2 + 10^2} = 4,68.$$

По скорости скольжения [8, табл. 10.3 и 10.4] назначаем степень точности передачи и вид сопряжения: 7–С СТ СЭВ 211–76.

10. Коэффициент полезного действия передачи

$$\eta = 0,96 \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)} = 0,96 \frac{\operatorname{tg} 11^\circ 20'}{\operatorname{tg}(11^\circ 20' + 1^\circ 40')} = 0,833.$$

11. Проверка тела червяка на прочность

Примем расстояние между опорами червяка

$$l = d_2 = 120.$$

Напряжение в теле червяка [8, табл. 10.9]

$$\begin{aligned} N_E &= \sqrt{\left(\frac{F_{t1}l}{4}\right)^2 + \left(\frac{F_r l}{4} + \frac{F_{t2}d_1}{4}\right)^2} + T_1^2 = \\ &= \sqrt{\left(\frac{209 \cdot 0,12}{4}\right)^2 + \left(\frac{329,42 \cdot 0,12}{4} + \frac{905 \cdot 0,06}{4}\right)^2} + 52\,350^2 = \\ &= 52,34998 \cdot 10^3 \text{ Н/м}; \end{aligned}$$

$$\sigma_{F1} = \frac{N_E}{0,1d_{f1}^3} = \frac{52,34998 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 45,46^3} = 5,57 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_{F1}] = 60 \text{ Н/мм}^2.$$

12. Проверка червяка на жесткость

$$\sigma = \frac{l^3 \sqrt{F_{t1}^2 + F_r^2}}{48EI_{\text{пр}}} = \frac{120 \cdot \sqrt{209^2 + 329,42^2}}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 2,89 \cdot 10^5} = 22 \cdot 10^{-6} \text{ мм} < [\sigma];$$

$$[\sigma] = 0,01m = 0,06, \text{ мм},$$

где приведенный момент инерции червяка

$$\begin{aligned} J_{\text{пр}} &= \frac{\pi d_{f1}^4}{64} \left(0,375 + 0,625 \frac{d_{a1}}{d_{f1}} \right) = \\ &= \frac{3,14 \cdot 45,6^4}{64} \left(0,375 + 0,625 \frac{72}{45,6} \right) = 28,89 \cdot 10^4 \text{ мм}^4. \end{aligned}$$

13. Расчет зубьев червяка на выносливость

$$\sigma_F = \frac{Y_F k F_{t2} \cos \gamma}{1,3 m^2 q} = \frac{1,98 \cdot 1,3 \cdot 905 \cdot \cos 11^\circ 20'}{1,3 \cdot 6^2 \cdot 10} =$$

$$= 4,9 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_F] = 137,63 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma_{F1}] = 0,75 [\sigma_B] \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} = 0,75 \cdot 260 \cdot \sqrt[9]{\frac{10^6}{2,3 \cdot 10^6}} = 137,63 \text{ Н/мм}^2.$$

Прочность передачи обеспечена.

Пример 12. Привод к ленточному транспортеру состоит из электродвигателя 1, упругой и жесткой муфт 2 и 4 и зубчато-червячного редуктора 3. Подобрать электродвигатель, разбить общее передаточное число редуктора по ступеням зацепления и рассчитать червячную передачу.

Окружное усилие на приводном барабане 6 $F_t = 7$ кН, скорость движения ленты 5 $v = 0,6$ м/с и диаметр приводного барабана $D = 320$ мм (рис. 2.8).

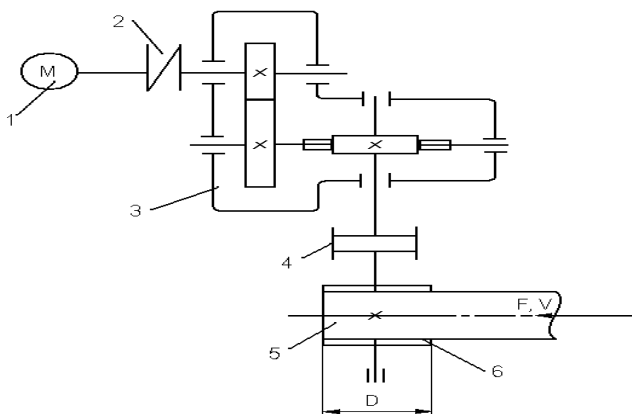


Рис. 2.8

Срок службы червячного редуктора 24000 ч. Пусковая нагрузка 140 % от номинальной.

Решение

1. Выбор электродвигателя

Потребляемая мощность

$$P_{\text{ввых}} = F_t v = 7 \cdot 0,6 = 4,2 \text{ кВт.}$$

Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{\text{э.тр}} = \frac{P_{\text{ввых}}}{\eta_{\text{общ}}};$$

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{пк}}^3 \eta_{\text{м}}^2 \eta_{\text{чр}} \eta_{\text{цп}} = 0,99^3 \cdot 0,98^2 \cdot 0,8 \cdot 0,97 = 0,723;$$

$$P_{\text{э.тр}} = 4,2 \cdot 0,723 = 3 \text{ кВт.}$$

С учетом пусковой нагрузки 140 %

$$P_{\text{э.тр}} = 3 \cdot 1,4 = 4,25 \text{ кВт.}$$

Выбираем двигатель 4A100S4У3 с синхронной частотой вращения $n_c = 1000 \text{ мин}^{-1}$, $P = 4 \text{ кВт}$;

2. Кинематический расчет.

Общее передаточное число редуктора

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_3}{n_{\text{ввых}}},$$

где $n_3 = 1455 \text{ мин}^{-1}$.

$$n_{\text{ввых}} = \frac{60 \cdot 1000 v}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 0,6}{3,14 \cdot 320} = 35,8 \text{ мин}^{-1};$$

$$u_{\text{общ}} = \frac{1455}{35,8} = 40,6.$$

По рекомендациям для зубчатой цилиндрической передачи принимаем $u_1 = 2,5$, а для червячной

$$u_2 = \frac{u_{\text{общ}}}{u_1} = \frac{40,6}{2,5} = 16,25.$$

Принимаем ближайшее стандартное $u_2 = 16$.

3. Момент на выходном валу

$$T_{\text{вых}} = F_o \frac{D}{2} = 7 \cdot 10^3 \frac{0,32}{2} = 1120 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

4. Частота вращения червяка

$$n_1 = u_2 n_{\text{вых}} = 16,24 \cdot 35,8 = 581 \text{ мин}^{-1}.$$

5. Расчет червячной передачи

5.1. Выбор материала червяка и колеса.

При мощности передачи более 1 кВт с целью повышения КПД применяем материал для червяка сталь 20Х (58–63 HRC).

Для червячного колеса выбираем материал, исходя из скорости скольжения:

$$v_s \approx 0,45 \cdot 10^{-3} n_1 \sqrt[3]{T_{\text{вых}}} = 0,45 \cdot 10^{-3} \cdot 581 \cdot \sqrt[3]{1120} \approx 2,7 \text{ м/с}.$$

Материал колеса – безоловянная бронза БрА9Ж3Л.

5.2. Определение допускаемых напряжений для червяков твердостью от 45 HRC $[\sigma]_{HO} = 300 \text{ Н/мм}^2$.

Допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{HO} - 25v_s = 300 - 2,5 \cdot 2,7 = 232,5 \text{ Н/мм}^2.$$

Допускаемое напряжение изгиба

$$[\sigma]_{FO} = 0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B,$$

где для БрА9Ж3Л $\sigma_T = 195 \text{ Н/мм}^2$, $\sigma_B = 490 \text{ Н/мм}^2$.

$$[\sigma]_{FO} = 0,25 \cdot 195 + 0,08 \cdot 490 = 88 \text{ Н/мм}^2.$$

Коэффициенты долговечности

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N}};$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N}},$$

где N – общее число циклов перемены напряжений:

$$N = 60n_{\text{ВЫХ}}L_h,$$

где $L_h = 24000$ ч – время работы передачи;

$$N = 60 \cdot 35,8 \cdot 24000 \approx 5,2 \cdot 10^7;$$

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{5,2 \cdot 10^7}} = 0,81.$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{5,2 \cdot 10^7}} = 0,64.$$

5.3. Межосевое расстояние

$$a_w \geq 61 \sqrt[3]{\frac{T_{\text{ВЫХ}}}{[\sigma]_H^2}};$$

$$a_w \geq 61 \sqrt[3]{\frac{1120 \cdot 10^3}{232,5^2}} \geq 167,5 \text{ мм.}$$

Принимаем $a_w = 170$ мм.

5.4. Подбор основных параметров передачи.

При $u_2 = 16$ число витков червяка $z_1 = 2$.

Число зубьев колеса $z_2 = z_1 u_2 = 2 \cdot 16 = 32$.

Предварительные значения. Модуль передачи

$$m = (1,5-1,7) \frac{a_w}{z_2};$$

$$m = (1,5-1,7) \frac{170}{32} = 7,97-9,03.$$

Относительный диаметр червяка

$$q = \frac{2a_w}{m} - z_2,$$

где $m = 8$ мм.

$$q = \frac{2 \cdot 170}{8} - 32 = 10,5.$$

Принимаем $q = 10$.

Коэффициент смещения

$$q = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2) = \frac{170}{8} - 0,5(32 + 10) = 0,25.$$

Фактическое передаточное число

$$u_{\Phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{32}{2} = 16.$$

Отклонение Δu передаточного числа от заданного

$$\Delta u = \frac{|u_{\Phi} - u_2|}{u_2} 100 \% \leq 4 \%;$$

$$\Delta u = \frac{|16 - 16,24|}{16,24} 100 \% = 1,5 \leq 4 \%.$$

5.5. Геометрические размеры червяка и колеса:

а) делительный диаметр червяка

$$d_2 = qm = 10 \cdot 8 = 80 \text{ мм};$$

б) диаметр вершин витков

$$d_{a_1} = d_1 + 2m = 80 + 2 \cdot 8 = 96 \text{ мм};$$

в) диаметр впадин

$$d_{f_1} = d_1 - 2,4m = 80 - 2,4 \cdot 8 = 60,8 \text{ мм};$$

г) длина нарезанной части червяка при $x \leq 0$

$$b_1^1 = (10 + 55|x| + z_1)m = (10 + 55 \cdot 0,25 + 2)8 = 107 \text{ мм},$$

при $x > 0$ ($x = 0,25$)

$$b_1 = b_1^1 - \left((70 + 60x) \frac{8}{z_2} \right) = 107 - \left((70 + 60 \cdot 0,25) \frac{8}{32} \right) = 85,75 \text{ мм},$$

принимаяем $b_1 = 85$ мм;

д) диаметр делительной окружности колеса

$$d_2 = mz_2 = 32 \cdot 8 = 256 \text{ мм};$$

е) диаметр окружности вершин зубьев

$$d_{a_2} = d_2 + 2(1 + x)m = 256 + 2(1 + 0,25)8 = 276 \text{ мм};$$

ж) диаметр колеса наибольший

$$d_{am_2} \leq d_{a_2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 276 + \frac{6 \cdot 8}{2 + 2} = 288;$$

и) диаметр впадин

$$d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - x) = 256 - 2 \cdot 8 \cdot (1,2 - 0,25) = 240,8 \text{ мм};$$

к) ширина венца

$$b_2 = \psi_a a_w;$$

где $\psi_a = 0,355$ при $z_1 = 2$;

$$b_2 = 0,355 \cdot 170 = 60,35 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_2 = 60$ мм.

5.6. Проверочный расчет передачи на прочность.
Окружная скорость на червяке (предварительно)

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 80 \cdot 581}{60 \cdot 1000} = 2,43 \text{ м/с}.$$

Скорость скольжения в зацеплении

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma};$$

$$\gamma = \arctg \left[\frac{z_1}{q + 2x} \right] = \arctg \left[\frac{2}{10 + 2 \cdot 0,25} \right] = 10,784^\circ;$$

$$v_s = \frac{2,43}{\cos 10,784^\circ} = 2,47 \text{ м/с}.$$

По полученному значению v_s уточняем допускаемое напряжение:

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{HO} - 25v_s = 300 - 25 \cdot 2,47 = 238,25 \text{ Н/мм}^2.$$

Окружная скорость на колесе

$$v_2 = \frac{\pi d_2 n_{\text{ВЫХ}}}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 256 \cdot 35,8}{60 \cdot 1000} = 0,48 \text{ м/с.}$$

При $v_2 \leq 3$ м/с коэффициент нагрузки $K = 1$.

Расчетное контактное напряжение

$$\sigma = \frac{4,8}{d_2} \sqrt{\frac{kT_{\text{ВЫХ}}}{d_1}} = \frac{4,8}{256} \sqrt{\frac{1 \cdot 1120 \cdot 10^3}{80}} = 222 \text{ Н/мм}^2.$$

5.7. КПД передачи

$$\eta = \frac{\text{tg } \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho')},$$

где $\rho' = 2^\circ 20' \approx 2,3333^\circ$ при $v_s = 2,47$ м/с.

$$\eta = \frac{\text{tg} 10,784^\circ}{\text{tg}(10,784^\circ + 2,3333^\circ)} = 0,817.$$

5.8. Силы в зацеплении.

Окружная сила на колесе, равная осевой силе на червяке:

$$F_{t_2} = F_{a_1} = \frac{2T_{\text{ВЫХ}}}{d_2} = \frac{2 \cdot 1120}{0,256} = 8750 \text{ Н.}$$

Окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе:

$$F_{a_2} = F_{t_1} = \frac{2T_{\text{ВЫХ}}}{u_2 d_1 \eta} = \frac{2 \cdot 1120}{16 \cdot 0,08 \cdot 0,817} = 2141,98 \text{ Н.}$$

Радиальная сила

$$F_r = F_{t_2} \text{tg } \alpha,$$

где $\alpha = 20^\circ$

$$F_r = 8750 \text{tg } 20^\circ = 3185 \text{ Н.}$$

5.9. Проверка зубьев колеса по напряжениям изгиба.

Коэффициент формы зуба Y_F вычисляем в зависимости от

$$z_{2v} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{32}{\cos^3 10,784^\circ} = 34.$$

При $z_{2v} = 34$ $Y_F = 1,61$.

Расчетное напряжение изгиба

$$\sigma_F = \frac{0,7Y_F kF_{t2}}{mb_2} \leq 1,1[\sigma_F];$$

$$\sigma_F = \frac{0,7Y_F kF_{t2}}{mb_2} = \frac{0,7 \cdot 1,61 \cdot 1 \cdot 8750}{8 \cdot 60} = 20,54 \leq 96,8.$$

5.10. Тепловой расчет.

Мощность на червяке

$$P_1 = \frac{\pi n_{\text{ВЫХ}} T_{\text{ВЫХ}}}{30\eta} = \frac{3,14 \cdot 35,8 \cdot 1120}{30 \cdot 0,817} = 5136,7 \text{ Вт.}$$

Поверхность охлаждения

$$A = 12a_w^{1,71} = 12 \cdot 0,17^{1,71} = 0,578 \text{ м}^2.$$

Температура нагрева масла при применении искусственного охлаждения

$$t_{\text{раб}} = (1 - \eta) \frac{P_1}{K_T A} + 20^\circ \leq [t]_{\text{раб}},$$

где $K_T = 30 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ – коэффициент теплоотдачи.

$$t_{\text{раб}} = (1 - 0,817) \frac{5136,7}{30 \cdot 0,578} + 20 = 74^\circ;$$

$$t_{\text{раб}} \leq [t]_{\text{раб}};$$

$$74^\circ\text{С} < 95^\circ\text{С}.$$

Пример 13. Рассчитать червячную передачу привода галтовочного барабана. Привод состоит из электродвигателя 1, цепной передачи 2, червячного редуктора 3, соединительной муфты 4 и галтовочного барабана 5.

Мощность на валу барабана $P_6 = 14$ кВт, его угловая скорость $\omega_6 = 3,5 \text{ с}^{-1}$, срок службы червячного редуктора 20 000 ч. Пусковая нагрузка 200 % от номинальной (рис. 2.9).

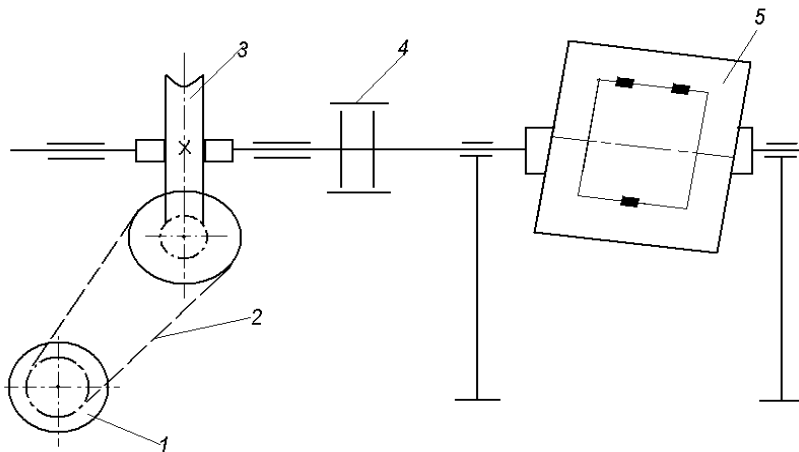


Рис. 2.9

Решение

1. Частота вращения барабана и червячного колеса

$$n_6 = \frac{30\omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 3,5}{3,14} = 33,4 \text{ мин}^{-1}.$$

2. Выбор электродвигателя

Требуемая мощность электродвигателя

$$P_9 = \frac{P_6}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{P_6}{\eta_{\text{ПК}}^3 \eta_{\text{М}} \eta_{\text{Ц}} \eta_{\text{Ц}}} = \frac{14}{0,99^3 \cdot 0,98 \cdot 0,8 \cdot 0,93} = 19,8 \text{ кВт}.$$

Частота вращения вала электродвигателя

$$n_{\text{э}} = n_{\text{б}} u_{\text{общ}} = n_{\text{б}} n_{\text{ч}} n_{\text{ц}} = 33,4 \cdot 2 \cdot 22 = 1470 \text{ мин}^{-1}.$$

Выбираем электродвигатель 180S4, $n_{\text{э}} = 1470 \text{ мин}^{-1}$; $P = 22 \text{ кВт}$.

3. Передаточное число червячной передачи

$$u = \frac{u_{\text{общ}}}{u_{\text{ц}}} = \frac{n_{\text{э}}}{n_{\text{б}} n_{\text{ц}}} = \frac{1470}{33,4 \cdot 2} = 22.$$

Частота вращения червяка

$$n_1 = \frac{n_{\text{э}}}{n_{\text{ц}}} = \frac{1470}{2} = 735 \text{ мин}^{-1};$$

$$P_{\text{II}} = \frac{P_{\text{б}}}{\eta_{\text{ПК}} \eta_{\text{М}}} = \frac{14}{0,99 \cdot 0,98} = 14,4 \text{ кВт}.$$

Момент на колесе

$$T_{\text{II}} = \frac{P_{\text{II}}}{\omega_{\text{б}}} = \frac{14,4 \cdot 10^3}{3,5} = 4,1 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент на червяке

$$T_{\text{I}} = \frac{T_{\text{II}}}{\eta u} = \frac{4,1 \cdot 10^3}{0,8 \cdot 22} = 233 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

4. Скорость скольжения [1, п. 4.2]

$$v_{\text{ск}} = 4,5 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2} = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot 735 \cdot \sqrt[3]{4,1 \cdot 10^3} = 5,3 \text{ м/с}.$$

5. По рекомендации п. 4.4 и табл. 4.8 [1] назначаем материал колеса БрОФ10–1 $\sigma_{\text{T}} = 150 \text{ МПа}$; $\sigma_{\text{В}} = 260 \text{ МПа}$.

Материал червяка – сталь 40X, закалка до 54 HRC, витки шлифовать, полировать, $z_1 = 2$ (по рекомендации п. 4.1 [1]).

$$[\sigma]_H = 0,85\sigma_B = 0,85 \cdot 260 = 221 \text{ МПа.}$$

6. Межосевое расстояние [2, п. 3]

$$a_w = \sqrt[3]{\frac{K_\beta T_{HE2}}{[\sigma_H]^2}},$$

где $K_\beta = 1$ (при постоянном режиме нагружения).

$$T_{HE2} = K_{нд} T_{II},$$

$$\text{где } K_{нд} = K_{HE} \sqrt[3]{\frac{N}{N_{HG}}} \leq 1;$$

$$K_{HE} = 1;$$

$$N = 60L_n n_2 = 60 \cdot 20000 \cdot 33,4 = 4 \cdot 10^7.$$

Так как $N > N_{HG} = 1 \cdot 10^7$, то $K_{нд} = 1$ и $T_{HR2} = T_2$.

$$a_w = 6100 \sqrt[3]{\frac{1 \cdot 4 \cdot 10^3}{[221 \cdot 10^6]^2}} = 0,265 \text{ м.}$$

Принимаем $a_w = 280$ мм.

7. Основные параметры передачи.

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 u = 2 \cdot 22 = 44.$$

Предварительное значение модуля

$$m' = (1,4-1,7) \frac{a_w}{z_2} = (1,4-1,7) \frac{280}{44} = 8,9-10,8 \text{ мм.}$$

Принимаем $m = 10$ мм.

Коэффициент диаметра червяка

$$q' = \frac{2a_w}{m} - z_2 = \frac{2 \cdot 280}{10} - 44 = 12.$$

Принимаем $q = 12,5$.

Коэффициент смещения [2, п. 4]

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2) = \frac{280}{10} - 0,5(44 + 12,5) = -0,25.$$

По формулам (4.3) и (4.8) [1] определяем

$$d_1 = qm = 12,5 \cdot 10 = 125 \text{ мм;}$$

$$d_2 = z_2 m = 44 \cdot 10 = 440 \text{ мм.}$$

Проверяем выбранное значение v_s

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{4,49}{0,987} = 4,95 \text{ м/с,}$$

где

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,125 \cdot 735}{60000} = 4,808 \text{ м/с.}$$

По табл. 2.14 [2] $\gamma = 9'05''$; $\cos \gamma = 0,987$.

Материал БрОФ10-1 и $[\sigma_H]$ сохраняем, так как разность значений v_s мала.

8. Проверяем прочность по контактным напряжениям:

$$[\sigma_H] = \frac{4,8 \cdot 10^5}{d_2} \sqrt{\frac{K_\beta K_v T_{HE2}}{d\omega_1}} < [\sigma_H],$$

где $d\omega_1 = m(q + 2x) = 10(12,5 - 2 \cdot 0,25) = 120$ мм;

$K_\beta = 1$, так как $x = 1$ при постоянной нагрузке;

$K_v = 1$.

Так как

$$v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,44 \cdot 33,4}{60} = 0,76 \text{ м/с} < 3 \text{ м/с};$$

$$\sigma_H = \frac{4,8 \cdot 10^5}{0,44} \sqrt{\frac{1 \cdot 1 \cdot 4,1 \cdot 10^3}{0,12}} \approx 200 \text{ МПа};$$

$$\sigma_H = 200 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 221 \text{ МПа}.$$

9. Проверяем прочность на изгиб:

$$\sigma_F = \frac{K_\beta K_v Y_F \cos(\gamma\omega) F_{t2}}{1,3 m d \omega_1},$$

где $K_\beta = 1$;

$K_v = 1$;

$$F_{t2} = \frac{2T_{II}}{d_2} = \frac{2 \cdot 41 \cdot 10^3}{0,44} = 18,6 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

$$m = 0,01 \text{ м};$$

$$\gamma\omega = \arctg \frac{z_1}{q + 2x} = \arctg \frac{2}{12,5 - 2 \cdot 0,25} = \arctg 0,166;$$

$$\gamma\omega = 9,4^\circ;$$

$$\cos(\gamma\omega) = \cos 9,4^\circ = 0,986.$$

Y_F – коэффициент формы зуба в зависимости от z_{v2} .

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3(\gamma\omega)} = \frac{44}{0,986^3} = 45,9 \Rightarrow Y_F = 1,48.$$

$$\begin{aligned} \sigma_F &= \frac{K_\beta K_v Y_F \cos(\gamma\omega) F_{t2}}{1,3 m d \omega_1} = \frac{1 \cdot 1 \cdot 1,48 \cdot 0,986 \cdot 18,6 \cdot 10^3}{1,3 \cdot 0,01 \cdot 0,12} = \\ &= 17,39 \text{ МПа из [1, п. 4.3.];} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} [\sigma_F] &= 0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B = 0,25 \cdot 150 + 0,08 \cdot 260 = \\ &= 37,5 + 20,8 = 58,3. \end{aligned}$$

Итак, $\sigma_F = 17 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 58,3 \text{ МПа}$.

10. КПД по формуле [2, п. 7]

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\gamma\omega)}{\operatorname{tg}(\gamma\omega + \rho)} = \frac{0,166}{\operatorname{tg}(9,4^\circ + 1,6^\circ)} = \frac{0,166}{0,194} = 0,85.$$

Ранее было принято $\eta = 0,8$. Отклонение около 6 % считаем допустимым и не производим уточняющего расчета на прочность, так как запасы прочности были достаточно большими.

11. Основные размеры для червяка $z_1 = 2$, $m = 10 \text{ мм}$, $q = 12,5$, $d_1 = 125 \text{ мм}$.

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 125 + 2 \cdot 10 = 145 \text{ мм.}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 125 - 2,4 \cdot 10 = 101 \text{ мм.}$$

По [15, табл. 7.7]

$$b_1 \geq (9 + 0,06z_2)m = (9 + 0,06 \cdot 44)10 = 116,4 \text{ мм.}$$

Учитывая примечания к табл. 7.7 [1], примем

$$b_1 = 154 \text{ мм.}$$

Для колеса $a_w = 280$ мм, $x = -0,25$, $z_2 = 44$, $d_2 = 440$ мм.

$$b_2 = 0,355a_w = 0,355 \cdot 280 \approx 100 \text{ мм;}$$

$$d_{a_2} = d_2 + 2(1+x)m = 440 + 2(1-0,25)10 = 455 \text{ мм.}$$

Диаметр окружности вершин зубьев

$$d_{f_2} = d_2 - 2m(1,2 - x) = 440 - 2 \cdot 10(1,2 + 0,25) = 411 \text{ мм.}$$

Диаметр впадин

$$d_{am_1} \leq d_{a_2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 455 + \frac{6 \cdot 10}{2 + 2} = 470 \text{ мм.}$$

Назначаем 7-ю степень точности.

12. Тепловой расчет

Мощность на червяке

$$P_1 = \frac{P_{II}}{\eta} = \frac{14,4}{0,85} = 16,9 \text{ кВт.}$$

Температура нагрева масла с охлаждением вентилятором п.10 [2]

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1-\eta)P_1}{((0,6+\psi)K_T + 0,4K_{\text{ТВ}})A} + 20^\circ \leq [t_{\text{раб}}],$$

где $\psi = 0,3$;

$$[t_{\text{раб}}] = 95^\circ;$$

$$A(a_w) = A(280) = 1,34 \text{ м}^2;$$

$$\eta = 0,85;$$

$$K_T = 17;$$

$$K_{TB} = 24 \text{ при } n_B = 750.$$

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1 - 0,85) \cdot 16,47 \cdot 10^3}{((0,6 + 0,3) \cdot 17 + 0,4 \cdot 24) A(a_{\omega}) \cdot 1,34} + 20^{\circ} \leq [t_{\text{раб}}];$$

$$t_{\text{раб}} = 74^{\circ} + 20^{\circ} = 94^{\circ} \leq [t_{\text{раб}}] = 95^{\circ}.$$

Необходима установка вентилятора с частотой вращения $n_B = 750 \text{ мин}^{-1}$.

Пример 14. Рассчитать червячную передачу ручной тали (рис. 2.10), если вес поднимаемого груза F , усилие рабочего на тяговые цепи F_p . Диаметр тягового колеса $D_{Т.К}$ и диаметр звездочки D_3 заданы. Режим работы кратковременный. Срок службы передачи 22000 ч. Исходные данные: $F = 21 \text{ кН}$, $F_p = 110 \text{ Н}$, $D_{Т.К} = 260 \text{ мм}$, $D_3 = 160 \text{ мм}$.

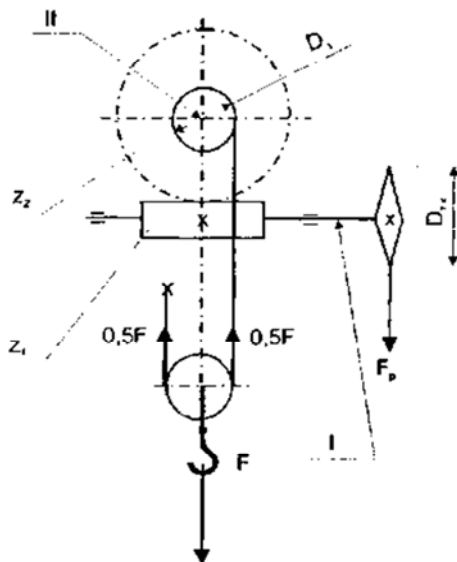


Рис. 2.10

Решение

Крутящий момент, создаваемый на рабочем валу I:

$$T_I = \frac{F_p D_{т.к}}{2i_{п}} = \frac{110 \cdot 0,26}{2} = 14,3 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Крутящий момент на валу II от веса груза

$$T_{II} = \frac{FD_3}{2i_{п}} = \frac{21000 \cdot 0,16}{4} = 840 \text{ Н}\cdot\text{м,}$$

где $i_{п} = 2$ – кратность полиспаста.

Общий КПД привода

$$\eta_0 = \eta_1 \eta_2 \eta_3^2,$$

где $\eta_1 = 0,98$ – КПД полиспаста [3, с. 21];

$\eta_2 = 0,6$ – КПД червячной передачи [3, с. 20];

$\eta_3 = 0,995$ – потери в паре подшипников качения.

Тогда

$$\eta_0 = 0,98 \cdot 0,6 \cdot 0,995^2 = 0,58.$$

Крутящие моменты на валах связаны соотношением.

$$T_{II} = T_I u \eta_0,$$

откуда требуемое передаточное число

$$u = \frac{T_{II}}{T_I \eta_0} = \frac{840}{14,3 \cdot 0,58} = 101,3.$$

Максимально допустимое передаточное число для открытых червячных передач u_{\max} [3, с. 31], поэтому для проектируемой передачи принимаем значение $u = 100$, хотя оно и выходит за рамки ГОСТ 2144-76.

При $u > 30$ число заходов червяка $z_1 = 1$ [2, с. 55].

Число зубьев червячного колеса

$$z_2 = z_1 u = 1 \cdot 100 = 100.$$

С учетом малой скорости скольжения (ручной привод) материалом червячного колеса выбираем чугун СЧ15, материалом червяка – сталь 45 с закалкой до твердости не менее 45 HRC.

Допускаемое контактное напряжение для чугунных колес

$$\sigma_{HP} = 170 \text{ МПа [2, с. 68].}$$

Допускаемое напряжение на изгибную прочность

$$\sigma_{FP} = \sigma'_{FP} K_{FL} \text{ [2, с. 66],}$$

где $\sigma'_{FP} = 47 \text{ МПа [2, табл. 4.8];}$

$K_{FL} = 1$ – коэффициент долговечности для передач с чугунными колесами.

Тогда

$$\sigma_{FP} = 47 \cdot 1,0 = 47 \text{ МПа.}$$

Открытая червячная передача с большим количеством зубьев ($z \geq 80$) рассчитывается по изгибным напряжениям [2, с. 63].

Модуль передачи определяется по формуле

$$m = 3 \sqrt{\frac{1,8 K T_{II} Y_F}{\sigma_{FP} z_2}}.$$

Коэффициент нагрузки

$$K = K_{\beta} K_{\nu} \text{ [2, с. 64],}$$

где $K_{\beta} = 1$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий при постоянной по величине нагрузке;

$K_v = 1,0$ – коэффициент динамической нагрузки при 8-й степени точности передачи [2, табл. 4.7].

Тогда

$$K = 1 \cdot 1 = 1,0.$$

Коэффициент диаметра червяка с целью обеспечения его максимальной жесткости принимаем $q = 20$ [2, табл. 4.7], тогда угол подъема червяка

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{1}{20} = 0,05;$$

$$\gamma = 2^\circ 52'.$$

Эквивалентное число зубьев

$$z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{100}{\cos^3 2^\circ 52'} = 100,5.$$

Коэффициент формы зуба $Y_F = 2,08$ [2, табл. 4.5].

Расчетный модуль передачи

$$m = \sqrt[3]{\frac{1,8 \cdot 840 \cdot 10^3 \cdot 2,08}{47 \cdot 1000 \cdot 20}} = 3,22.$$

Принимаем ближайшее большее значение, рекомендованное ГОСТ 2144-76: $m = 4,0$ мм.

По ГОСТ 2144-76 принимаем коэффициент смещения $x = 0$, тогда межосевое расстояние

$$a_w = 0,5(z_2 + q + 2x)m = 0,5(100 + 20 + 2 \cdot 0)4 = 240 \text{ мм}.$$

Окончательные параметры передачи

$$z_1 = 1, \quad z_2 = 100, \quad m = 4,0, \quad q = 20, \quad u = 100, \quad a_w = 240, \quad x = 0.$$

Выбранные параметры не соответствуют ГОСТ 2144-76, но для открытых передач с большими передаточными числами это допустимо.

Делительные диаметры

$$d_1 = qm = 20 \cdot 4 = 80 \text{ мм};$$

$$d_2 = z_2 m = 100 \cdot 4 = 400 \text{ мм}.$$

Диаметры вершин

$$d_{a_1} = d_1 + 2m = 80 + 2 \cdot 4 = 88 \text{ мм};$$

$$d_{a_2} = d_2 + 2(1+x)m = 400 + 2(1+0)4 = 408 \text{ мм}.$$

Наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{am_2} \leq d_{a_2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 408 + \frac{6 \cdot 4}{1 + 2} = 416 \text{ мм}.$$

Диаметры впадин

$$d_{f_1} = d_1 - 2,4m = 80 - 2,4 \cdot 4 = 70,4 \text{ мм};$$

$$d_{f_2} = d_2 - 2m(1,2 - x) = 400 - 2 \cdot 4(1,2 - 0) = 390,4.$$

Длина нарезанной части червяка при $z_1 = 1$ [2, с. 57]

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m = (11 + 0,06 \cdot 100)4 = 68 \text{ мм}.$$

Ширина венца червячного колеса [2, с. 58]

$$b_2 \leq 0,75d_{a_1} = 0,75 \cdot 88 = 66 \text{ мм}.$$

Расчетное контактное напряжение [2, с. 62]

$$\sigma_H = \frac{475}{d_2} \sqrt{\frac{T_{II} k}{d_1}} = \frac{475}{400} \sqrt{\frac{840 \cdot 10^3 \cdot 1,0}{80}} = 121,7 \text{ МПа} < \sigma_{HP} = 170 \text{ МПа}.$$

Расчетное изгибное напряжение на колесе [2, с. 63]

$$\sigma_F = \frac{1,2Y_F K F_{II} \xi}{z_2 m^2 b_2}.$$

Для открытых передач $\xi = 1,5$.

Тогда

$$\begin{aligned}\sigma_F &= \frac{1,2Y_F K F_{II} \xi = 1,5}{z_2 m^2 b_2} = \frac{1,2 \cdot 840 \cdot 10^3 \cdot 1,0 \cdot 2,08 \cdot 1,5}{100 \cdot 66 \cdot 4^2} = \\ &= 29,8 \text{ МПа} < \sigma_{FP} = 47 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

Усилия в червячном зацеплении [2, с. 160]:

– окружная сила на червяке

$$F_{t_1} = \frac{2T_I}{d_1} = \frac{2 \cdot 14,3}{0,1} = 286 \text{ Н};$$

– осевая сила на колесе

$$F_{a_2} = F_{t_1} = 286 \text{ Н};$$

– окружная сила на колесе

$$F_{t_2} = \frac{2T_{II}}{d_2} = \frac{2 \cdot 840}{0,4} = 4200 \text{ Н};$$

– осевая сила на червяке

$$F_{a_1} = F_{t_2} = 4200;$$

– радиальная сила

$$F_{r_1} = F_{r_2} \operatorname{tg} \alpha = 4200 \operatorname{tg} 20^\circ = 1529 \text{ Н}.$$

Пример 15. Подобрать электродвигатель, выполнить кинематический и силовой расчеты привода, расчет червячной и цепной передач (рис. 2.11).

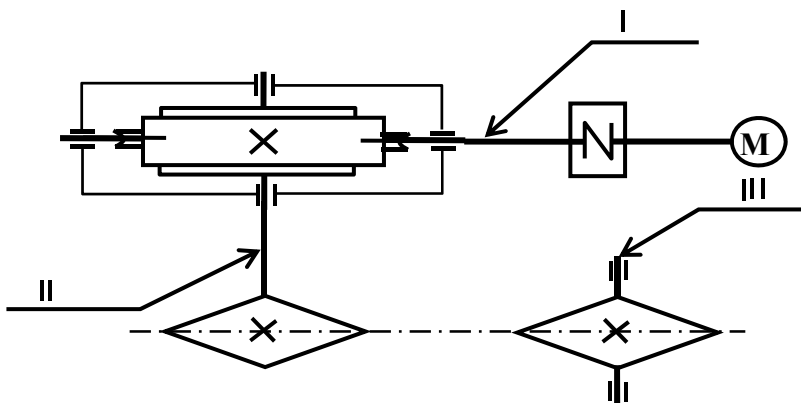


Рис. 2.11

Исходные данные

1. Мощность на валу ведомой звездочки цепной передачи $P_{III} = 4,0$ кВт.
2. Частота вращения вала ведомой звездочки $n_{III} = 48 \text{ мин}^{-1}$.
3. Общее передаточное отношение привода $i_{\text{общ}} = 60$.
4. Нагрузка постоянная.
5. Выпуск серийный.
6. Требуемая долговечность привода $L_h = 15\,000$ ч.

1. Выбор электродвигателя, кинематический и силовой расчеты привода

Общий КПД привода

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 (\eta_4)^3 = 0,98 \cdot 0,8 \cdot 0,95 \cdot (0,995)^3 = 0,734,$$

где $\eta_1 = 0,98$ – КПД муфты;

$\eta_2 = 0,8$ – КПД червячной передачи при предварительных расчетах;

$\eta_3 = 0,95$ – КПД открытой цепной передачи;

$\eta_4 = 0,995$ – КПД пары подшипников качения.

Определяем требуемую мощность и частоту вращения вала электродвигателя:

$$P_{\text{тр}} = P_{\text{III}} / \eta_{\text{общ}} = 4,0 / 0,734 = 5,45 \text{ кВт};$$

$$n_{\text{тр}} = n_{\text{III}} i_{\text{общ}} = 48 \cdot 60 = 2880 \text{ мин}^{-1}.$$

Выбираем асинхронный электродвигатель 4А100L2 с номинальной мощностью $P = 5,5$ кВт, синхронной частотой вращения $n_{\text{синхр}} = 3000 \text{ мин}^{-1}$, асинхронной частотой вращения $n_{\text{асинхр}} = 2880 \text{ мин}^{-1}$ [15, с. 17, табл. 3.3].

Распределяем общее передаточное отношение привода между передачами. Принимаем передаточное число червячной передачи $u_{\text{чп}} = 20$, цепной передачи $u_{\text{цп}} = 60 / 20 = 3$.

Выполняем кинематический расчет привода.

Мощности на валах:

$$P_{\text{I}} = P_{\text{потр}} \eta_1 \eta_4 = 5,45 \cdot 0,98 \cdot 0,995 = 5,314 \text{ кВт};$$

$$P_{\text{II}} = P_{\text{I}} \eta_2 \eta_4 = 5,314 \cdot 0,8 \cdot 0,995 = 4,23 \text{ кВт};$$

$$P_{\text{III}} = P_{\text{II}} \eta_3 \eta_4 = 4,23 \cdot 0,95 \cdot 0,995 = 4 \text{ кВт}.$$

Частота вращения валов:

$$n_{\text{I}} = n_{\text{ас.дв.}} = 2880 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{II}} = n_{\text{I}} / u_{\text{чп}} = 2880 / 20 = 144 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{III}} = n_{\text{II}} / u_{\text{цп}} = 144 / 3 = 48 \text{ мин}^{-1}.$$

Вращающие моменты:

$$T_{\text{I}} = 9,55 \cdot 10^3 P_{\text{I}} / n_{\text{I}} = 9550 \cdot 5,314 / 2880 = 17,621 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{\text{I}'} = 9,55 \cdot 10^3 P_{\text{потр}} / n_{\text{I}} = 9550 \cdot 5,45 / 2880 = 18,072 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{\text{II}} = 9,55 \cdot 10^3 P_{\text{II}} / n_{\text{II}} = 9550 \cdot 4,23 / 144 = 280,53 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{\text{III}} = 9,55 \cdot 10^3 P_{\text{III}} / n_{\text{III}} = 9550 \cdot 4 / 48 = 795,83 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2. Расчет червячной передачи

1. Предварительно определяем скорость скольжения в червячной передаче [2, с. 26]:

$$v_s = 0,45 \cdot 10^{-3} n_1 \sqrt{T_{II}} = 0,45 \cdot 10^{-3} \cdot 2880 \cdot \sqrt[3]{280,53} = 8,48 \text{ м/с.}$$

2. С учетом скорости скольжения и способа отливки выбираем материал венца червячного колеса. Способ отливки следует назначать в зависимости от заданного типа производства. При единичном производстве рекомендуется способ отливки в земляную форму. Из табл. 7.2 [15] выбираем оловянную бронзу БрОФ10-1 с пределом прочности $\sigma_b = 275$ МПа и пределом текучести $\sigma_T = 200$ МПа. Заливка в кокиль.

3. Допускаемое контактное напряжение

$$[s_H] = [s_{HO}] C_v K_{HL},$$

где $[s_{HO}]$ – допускаемое контактное напряжение, соответствующее пределу контактной выносливости при числе циклов перемены напряжений 10^7 :

$$[s_{HO}] = (0,75-0,9)\sigma_b,$$

причем меньшие значения принимаются при червяках, закаленных ТВЧ, со шлифованными витками, большие – при цементируемых, закаленных, шлифованных и полированных червяках;

C_v – коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания зубьев колес в зависимости от скорости скольжения; определяется по формуле

$$C_v = 1,66 v_s^{-0,352},$$

K_{HL} – коэффициент долговечности, заключен в диапазоне значений $0,67 \leq K_{HL} \leq 1,15$:

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_H}},$$

где $N_H = 60 n_2 L_h$ – число циклов нагружения ($N_H \leq 25 \cdot 10^7$ циклов);

n_2 – частота вращения вала червячного колеса;
 L_h – требуемая долговечность (ресурс) привода в часах (при постоянной нагрузке).

Материалы для венцов червячных колес [16, с. 78, табл. 7.2]:

$$N_H = 60 \cdot 144 \cdot 15000 = 12,96 \cdot 10^7 \text{ циклов};$$

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{12,96 \cdot 10^7}} = 0,726;$$

$$C_v = 1,66 \cdot 8,48^{-0,352} = 0,782;$$

$$[\sigma_{HO}] = 0,9 \cdot 275 = 247,5 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H] = 247,5 \cdot 0,782 \cdot 0,726 = 140,514 \text{ МПа}.$$

4. Допускаемые напряжения изгиба для всех групп материалов венцов колес определяются по формуле, которую в общем виде можно записать как

$$[\sigma_F] = [\sigma_{FO}]K_{FL},$$

где $[\sigma_{FO}]$ – исходное допускаемое напряжение:

$$[\sigma_{FO}] = 0,25s_T + 0,08s_B \text{ (для материалов I и II групп);}$$

$$[\sigma_{FO}] = 0,12s_{BV} \text{ (для материалов III группы);}$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_F}} \text{ – коэффициент долговечности при расчете на уста-}$$

лость при изгибе;

$$N_F = 60n_{II}L_h \text{ – число циклов нагружения } (10^5 \leq N_F \leq 25 \cdot 10^7);$$

$$N_F = 60 \cdot 144 \cdot 15000 = 12,96 \cdot 10^7 \text{ циклов};$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{129,6 \cdot 10^6}} = 0,582;$$

$$[\sigma_{FO}] = 0,25 \cdot 200 + 0,08 \cdot 275 = 72 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F] = 72 \cdot 0,582 = 41,9 \text{ МПа.}$$

5. Геометрические параметры червячной передачи.
Межосевое расстояние определяется из условия

$$a_w \geq 61 \sqrt[3]{\frac{T_{II} K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2}},$$

где T_{II} – вращающий момент на червячном колесе, Н · мм;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба; в предварительных расчетах при постоянной нагрузке можно принимать $K_{H\beta} = 1$;

$[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение.

$$a_w \geq 61 \cdot \sqrt[3]{\frac{280,53 \cdot 10^3 \cdot 1}{140,514^2}};$$

$$a_w \geq 147,74.$$

Межосевое расстояние можно округлять до значений из стандартного ряда (80; 100; 125; 140; 160; 180; 200; 225; 250 мм и т. д.) или до чисел, оканчивающихся на 0 или 5.

Принимаем $a_w = 160$ мм.

Число заходов червяка зависит от передаточного числа червячной передачи [15, с. 80, табл.7.4].

Для $u_{\text{чп}} = 20$ число заходов червяка $z_1 = 2$, тогда число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 u_{\text{чп}} = 2 \cdot 20 = 40.$$

Из условия неподрезания зубьев колеса рекомендуется принять $z_2 \geq 28$.

Предварительное значение модуля передачи

$$m = (1,5 \dots 1,7) \frac{a_w}{z_2} = (1,5 \dots 1,7) \frac{160}{40} = 6 \dots 6,8.$$

Принимаем $m = 6,3$ мм [15, табл. 7.5].

Коэффициент диаметра червяка при принятом модуле $m = 6,3$ мм.

$$q = \frac{2a_w}{m} - z_2 = \frac{2 \cdot 160}{6,3} - 40 = 10,794.$$

Полученное при расчетах значение округляется до ближайшего стандартного [15, с. 81, табл. 7.5]. Принимаем $q = 10$.

После расчета коэффициента диаметра червяка следует проверить нижний предел рекомендуемых значений:

$$q_{\min} = 0,212z_2 = 0,212 \cdot 40 = 8,48;$$

$$10 > 8,48 - \text{условие выполняется.}$$

Предпочтительные параметры червячных передач [15, с. 81, табл. 7.6].

Примечание. Ряд передаточных чисел червячных передач по ГОСТ 2144-76: 8; 9; 10; 11,2; 12,5; 14; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40 и т. д.

Коэффициент смещения

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2) = \frac{160}{6,3} - 0,5(40 + 10) = 0,397.$$

Рекомендуемые пределы значений коэффициента смещения для червячных передач $-0,7 \leq x \leq 0,7$, однако допускается диапазон $-1 \leq x \leq 1$.

В некоторых случаях после произведенных расчетов следует уточнить передаточное число передачи и отклонение Δu фактического значения u_ϕ от заданного u :

$$u_\phi = z_2 / z_1 = 40 / 2 = 20;$$

$$\Delta u = |u_\phi - u|100 / u \leq 4 \%.$$

Если последнее неравенство выполняется, то можно продолжать расчет геометрических размеров червяка и червячного колеса.

Делительный диаметр червяка

$$d_1 = qm = 10 \cdot 6,3 = 63,0 \text{ мм},$$

и червячного колеса

$$d_2 = z_2m = 40 \cdot 6,3 = 252 \text{ мм}.$$

Диаметр вершин витков червяка и зубьев червячного колеса

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 63 + 2 \cdot 6,3 = 75,6 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x) = 252 + 2 \cdot 6,3(1 + 0,397) = 269,6 \text{ мм}.$$

Диаметр впадин витков червяка и зубьев червячного колеса

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 63 - 2,4 \cdot 6,3 = 47,88 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - x) = 252 - 2 \cdot 6,3(1,2 - 0,397) = 241,882 \text{ мм}.$$

Наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{aT2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 269,6 + \frac{6 \cdot 6,3}{2 + 2} = 279,05 \text{ мм}.$$

Принимаем $d_{aT2} = 279 \text{ мм}$.

Если коэффициент смещения $x \neq 0$, то для червяка следует определять начальный диаметр:

$$d_{w1} = (q + 2x)m = (10 + 2 \cdot 0,397)6,3 = 68,002 \text{ мм}.$$

Длина нарезанной части червяка определяется по формулам ГОСТ 19650-74 [15, с. 83, табл. 7.7].

Для фрезеруемых и шлифуемых червяков при $m < 10 \text{ мм}$ b_1 увеличивают на 25 мм, при $m = (10-16) \text{ мм}$ – на 35–40 мм, при $m > 16$ – на 50 мм, что связано с искажением профиля витка червяка при входе и выходе режущего инструмента. Если коэффициент смеще-

ния занимает промежуточное значение (отличается от указанных в табл. 7.6 [15]), b_1 определяют по тому из уравнений, которое дает большее значение b_1 .

Для $z_1 = 2$ $x = 0,397$.

$$b_1 \geq (11 + 0,1z_2)m;$$

$$b_1 \geq (11 + 0,1 \cdot 40)m \geq 94,5 \text{ мм},$$

Так как $m < 10$, то b_1 увеличиваем на 25 мм. Принимаем $b_1 = 120$ мм.
Ширина венца червячного колеса

$$b_2 \leq 0,75d_{a1} \text{ при } z_1 = 1 \text{ и } z_1 = 2;$$

$$b_2 \geq 0,67d_{a1} \text{ при } z_1 = 4;$$

$$b_2 \leq 0,75 \cdot 75,6;$$

$$b_2 \leq 56,7 \text{ мм}.$$

Полученное значение округляется до величины из ряда нормальных линейных размеров. Принимаем $b_2 = 56$ мм.

Определяем угол охвата червяка червячным колесом 2δ :

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m} = \frac{56}{75,6 - 0,5 \cdot 6,3} = 0,77295;$$

$$\delta = 50^\circ 37' 9'';$$

$$2\delta = 101^\circ 14' 18''.$$

Условие $2\delta \geq 90^\circ$ выполняется.

Определяем силы в зацеплении червячной передачи.

Следует изобразить схему действия сил и определить их величины. Если в задании не оговорено направление вращения и нарезки винтовой линии червяка, то ими можно задаться самостоятельно. Следует учитывать, что если червяк имеет правое направление винтовой линии, то передаточное отношение $i = \omega_1 / \omega_2$ – положительная

величина. Если червяк имеет левое направление винтовой линии, то $i = -\omega_1 / \omega_2$ – величина отрицательная.

Предположим, что червяк с правым направлением витка вращается по часовой стрелке. Схема действия сил показана на рис. 2.12.

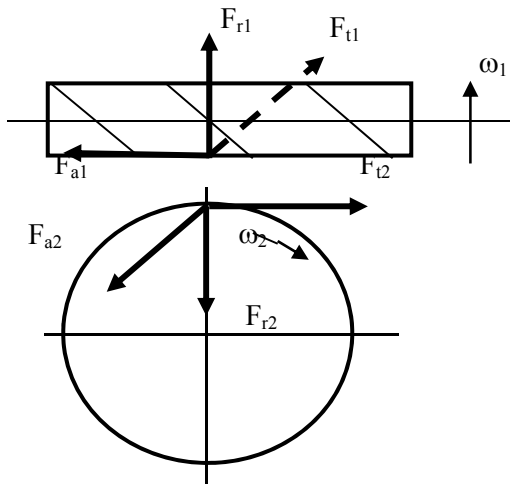


Рис. 2.12

Силы в зацеплении передачи

$$|F_{t1}| = |F_{a2}| = \frac{2T_I}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 17,621}{0,068} = 518,265 \text{ Н.}$$

$$|F_{t2}| = |F_{a1}| = \frac{2T_{II}}{d_2} = \frac{2 \cdot 280,53}{0,252} = 2226,4 \text{ Н.}$$

$$|F_{r1}| = |F_{r2}| = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha = 2226,4 \operatorname{tg} 20^\circ = 810,343 \text{ Н.}$$

Выполняем проверочный расчет червячной передачи на прочность по контактным напряжениям.

Скорость скольжения в зацеплении

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma},$$

где $v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60}$ – окружная скорость на червяке;

$$\gamma = \arctg\left(\frac{z}{q + 2x}\right) = \arctg\left(\frac{2}{10 + 2 \cdot 0,397}\right) = 10^\circ 29' 49'';$$

$$v_1 = \frac{3,14 \cdot 2880 \cdot 0,063}{60} = 9,5;$$

$$v_s = \frac{9,5}{0,9833} = 9,668 \text{ м/с.}$$

Уточняем допускаемое напряжение для найденной скорости скольжения:

$$[\sigma_H] = 0,9 \sigma_B C_v;$$

$$C_v = 1,66 \cdot 9,5^{-0,352} = 0,747;$$

$$[\sigma_H] = 0,9 \cdot 275 \cdot 0,747 = 184,88 \text{ МПа.}$$

Расчетное контактное напряжение

$$\sigma_H = \frac{4,8 \cdot 10^5}{d_2} \sqrt{\frac{T_{II} K_{H\beta} K_{Hv}}{d_{w1}}} = \frac{4,8 \cdot 10^5}{0,252} \sqrt{\frac{280,531 \cdot 1,04}{0,068}} = 124,77 \text{ МПа.}$$

где K_{Hv} – коэффициент динамической нагрузки.

$$124,77 \text{ МПа} < 184,88 \text{ МПа.}$$

КПД передачи

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

где ρ – приведенный угол трения, определяемый экспериментально [15, с. 86, табл. 7.8].

Меньшие значения ρ приведены для оловянистой бронзы, большие – для безоловянистой бронзы, латуни и чугуна.

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 10^{\circ} 29' 49''}{\operatorname{tg} (10^{\circ} 29' 49'' + 0^{\circ} 55')} = 0,918.$$

Осуществляем проверку зубьев колеса по напряжениям изгиба.
Расчетное напряжение изгиба

$$\sigma_F = \frac{Y_F F_{t2} \cos \gamma K_{F\beta} K_{Fv}}{1,3 m d_{w1}},$$

где Y_F – коэффициент формы зуба, который принимается по табл. 7.9 [15] в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса $z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}$;

$K_{F\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки по длине зуба; для постоянной нагрузки $K_{F\beta} = 1,0$;

K_{Fv} – коэффициент динамической нагрузки, зависящий от скорости колеса; при $v_2 \leq 3$ м/с, $K_{Fv} = 1$; при $v_2 > 3$ м/с

$$K_{F\beta} = K_{Fv}; \quad v_2 = \frac{\pi d_2 n_{\text{ВЫХ}}}{60}.$$

Коэффициент Y_F , учитывающий форму зубьев червячных колес [15, с. 87, табл. 7.9]:

$$\sigma_F = \frac{1,515 \cdot 2226,40 \cdot 0,9833 \cdot 1 \cdot 1,04}{1,3 \cdot 0,0063 \cdot 0,068} = 6,19 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Условие прочности выполняется.

Тепловой расчет.

Рабочая температура масла без искусственного охлаждения

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1 - \eta) P_1}{K_t A (1 + \psi)} + 20^{\circ} \leq [t_{\text{раб}}],$$

где η – КПД червячной передачи;

P_1 – мощность на червяке, Вт;

K_t – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м² · °С) ($K_t = 9$ –12 при плохих условиях охлаждения; $K_t = 13$ –17 при хороших условиях охлаждения);

A – площадь охлаждения корпуса без учета площади дна корпуса, м²:

$$A \approx 12a_w^{1,71},$$

где a_w – межосевое расстояние червячной передачи;

$\psi = 0,3$ – коэффициент, учитывающий отвод теплоты от корпуса редуктора в металлическую плиту или раму;

$[t_{\text{раб}}] = 95$ °С – максимально допустимая температура нагрева масла:

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1 - 0,918) \cdot 5,051 \cdot 10^3}{15 \cdot 0,523 \cdot (1 + 0,3)} + 20^\circ = 60,61^\circ.$$

Если рабочая температура масла превышает допустимое значение, то следует принимать меры по охлаждению масла: увеличивать площадь охлаждения за счет применения ребер охлаждения на корпусе редуктора, устанавливать на валу червяка вентилятор, применять водяное охлаждение и т. д.

При охлаждении вентилятором

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1 - \eta)P_1}{[(0,6 + \psi)K_t + 0,4K_{tb}]A} + 20^\circ,$$

где коэффициент K_{tb} выбирается из таблицы в зависимости от частоты вращения вентилятора n_B [15, с. 88, табл. 7.10].

ЗАДАЧИ К ЗАДАНИЯМ

Задача 14. Рассчитать червячную передачу механизма подъема груза поворотного крана (рис. 2.13). Вес поднимаемого груза F , скорость подъема $v_{гр}$, угловая скорость двигателя ω_1 , диаметр барабана $D_б$ заданы в табл. 2.1.

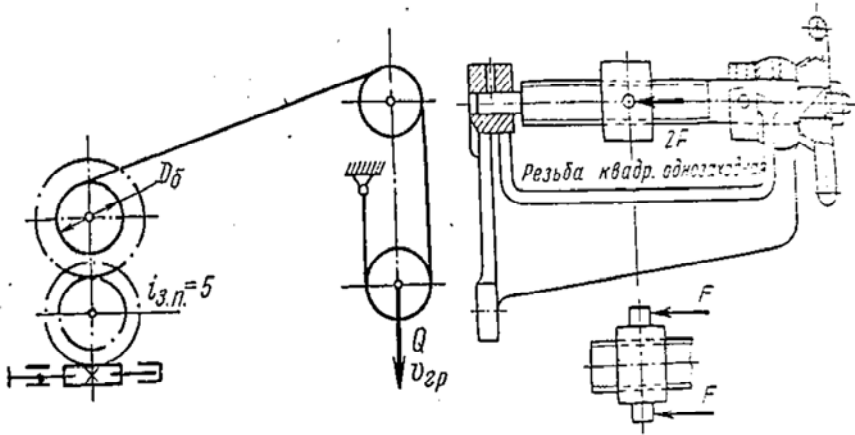


Рис. 2.13

Таблица 2.1

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29
ω_1 , с ⁻¹	150	150	150	150	100	100	100	100	77	77
$v_{гр}$, м/с	0,1	0,1	0,12	0,12	0,15	0,15	0,18	0,18	0,2	0,2
$D_б$, мм	300	310	320	330	340	350	360	370	380	390

Определить размеры червяка и червячного колеса. Проверить червяк на прочность и жесткость. Передача работает с длительными перерывами. Срок службы передачи 24 000 ч.

Задача 15. Подобрать электродвигатель и рассчитать червячную глобоидную передачу привода к ленточному транспортеру (рис. 2.14).

Мощность на выходном валу редуктора P_{II} и угловая скорость ω_2 этого вала заданы в табл. 2.2.

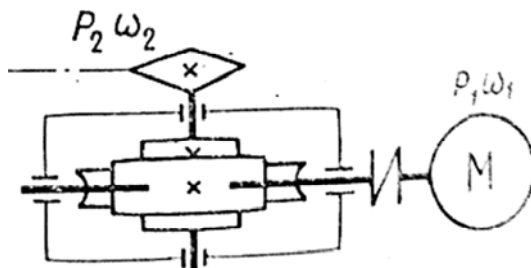


Рис. 2.14

Таблица 2.2

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_3, \text{кВт}$	8	9	10	11	12	8	9	10	11	12
$\omega_3, \text{с}^{-1}$	4	5	6	4	5	6	4	5	6	4

Задача 16. Привод к грузовой лебедке (рис. 2.15) состоит из электродвигателя 1, двух муфт 2, 4 и червячного редуктора 3. Подобрать электродвигатель, определить параметры червячной передачи. Натяжение F каната, навиваемого на барабан 5, скорость каната v и диаметр барабана D_6 заданы в табл. 2.3.

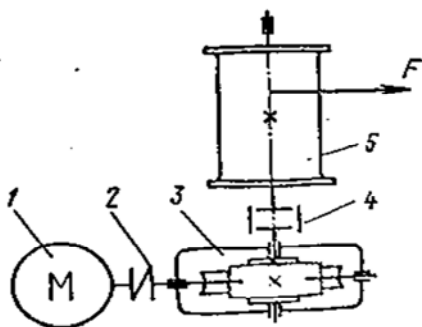


Рис. 2.15

Таблица 2.3

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
v , м/мин	120	20	24	24	26	26	28	28	30	30
D_6 , мм	310	320	330	340	350	360	370	380	390	400

Недостающими данными задаться. Срок службы редуктора 24000 ч. Пусковая нагрузка 140 % от номинальной.

Задача 17. Привод к шнекам-смесителям (рис. 2.16), подающим флюс при непрерывной сварке, состоит из электродвигателя 1, муфты 2, червячно-цилиндрического редуктора 3, уравнильных муфт 4 и шнеков-смесителей 5. Подобрать электродвигатель, определить общее передаточное число и рассчитать червячную передачу. Мощность на каждом валу шнека P и их угловая скорость ω заданы в табл. 2.4.

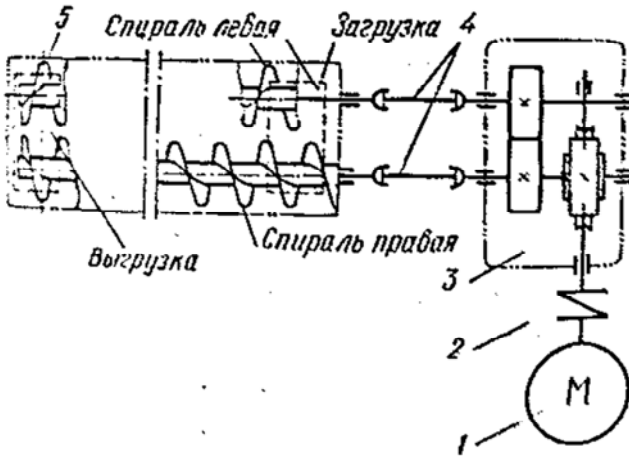


Рис. 2.16

Таблица 2.4

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
ω , с ⁻¹	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8

Работа двухсменная с незначительными перерывами, пусковая нагрузка – до 180 % от номинальной. Срок службы передачи 32000 ч.

Задача 18. Привод к ленточному конвейеру осуществляется от электродвигателя через двухступенчатый червячный редуктор (рис. 2.17). Подобрать электродвигатель, найти общее передаточное число и рассчитать быстроходную червячную передачу редуктора, Мощность на ведомом валу редуктора P_3 и угловая скорость ω_3 вращения этого вала заданы в табл. 2.5.

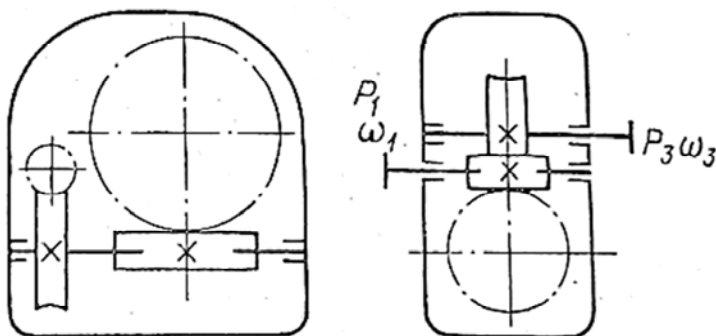


Рис. 2.17

Таблица 2.5

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_3 , кВт	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10
ω_3 , c^{-1}	3	3	3	3	3	3	3,5	3,5	3,5	3,5

Срок службы редуктора 25000 ч. Недостающие данные выбрать самостоятельно. Пусковая нагрузка 130 % от номинальной.

Задача 19. Рассчитать червячную передачу сепаратора (рис. 2.18), где ведущим звеном передачи является червячное колесо. Мощность на колесе P_1 , его угловая скорость, угловая скорость вращения ω_2 червяка заданы в табл. 2.6.

Работа двухсменная, пусковая нагрузка 150 % от номинальной. Срок службы передачи 20000 ч.

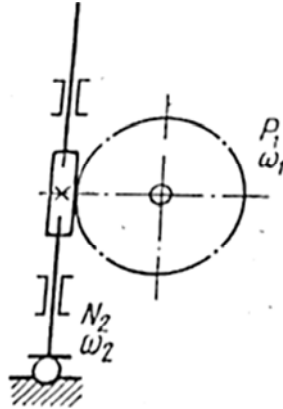


Рис. 2.18

Таблица 2.6

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	2,6	2,7	2,8	2,9	3	3,1	3,2	3,3	3,4	3,5
ω_1 , с ⁻¹	150	150	150	150	150	300	300	300	300	300
ω_2 , с ⁻¹	1200	1350	1500	1650	1800	1950	2100	2250	2400	2550

Задача 20. Привод к цепному транспортеру состоит из электродвигателя, упругой муфты 2, червячного редуктора 3 и цепной передачи 4 (рис. 2.19). Подобрать электродвигатель, разбить общее передаточное число по ступеням привода и рассчитать червячную передачу. Окружное усилие F на ведущей звездочке 5 транспортера, скорость цепи v и диаметр D звездочки заданы в табл. 2.7.

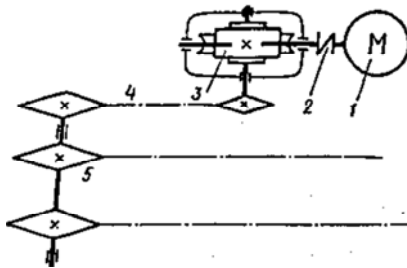


Рис. 2.19

Таблица 2.7

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	10	11	12	13	14	10	11	12	13	14
v , м/с	0,3	0,4	0,3	0,4	0,3	0,4	0,3	0,4	0,3	0,4
D , мм	250	275	300	325	350	375	400	425	450	475

Срок службы червячного редуктора 24000 ч. Пусковая нагрузка 150 % от номинальной.

Задача 21. Привод к ленточному конвейеру (рис. 2.20) состоит из электродвигателя 1, упругой и жесткой муфт 2, 4 и зубчато-червячного редуктора 3. Подобрать электродвигатель, разбить общее передаточное число редуктора по ступеням зацепления и рассчитать червячную передачу. Окружное усилие на приводном барабане $b F_t$, скорость движения ленты 5 и диаметр D приводного барабана приведены в табл. 2.8.

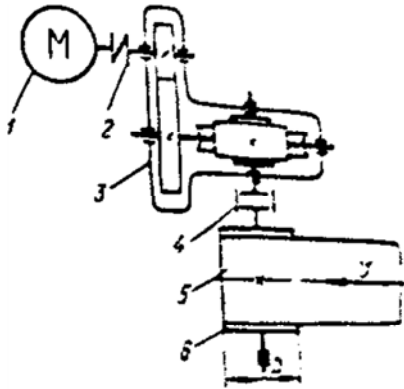


Рис. 2.20

Таблица 2.8

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t , кВт	7	7	7	8	8	8	9	9	9	10
v , м/с	0,5	0,6	0,7	0,8	0,8	1	1,2	1,3	1,2	0,6
D , мм	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480

Срок службы червячной передачи 24000 ч. Начальная нагрузка 140 % номинальный.

Задача 22. Рассчитать червячную передачу привода галтовочного барабана (рис. 2.21). Привод состоит из электродвигателя 1, цепной передачи 2, червячного редуктора 3, соединительной муфты 4 и галтовочного барабана 5. Мощность на валу барабана P_6 и его угловая скорость ω_6 заданы в табл. 2.9.

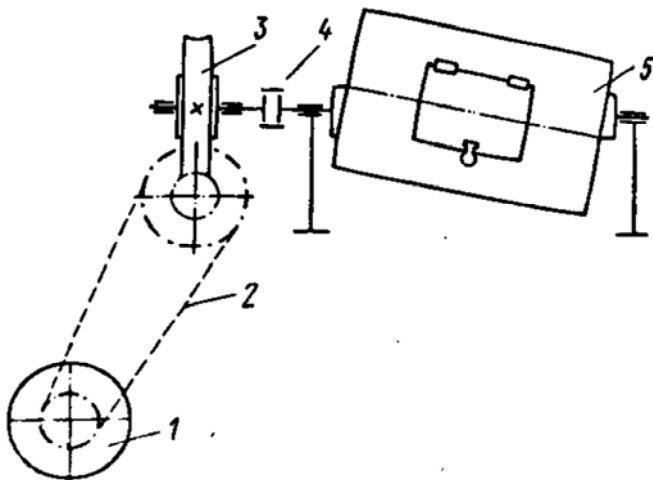


Рис. 2.21

Таблица 2.9

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_6 , кВт	10	10	11	11	12	12	13	13	14	14
ω_6 , с ⁻¹	4	4,5	5	5,5	6	4	4,5	4	3	3,5

Срок службы червячного редуктора 20000 ч. Пусковая нагрузка 200 % от номинальной.

Задача 23. Рассчитать червячную передачу ручной тали (рис. 2.22). Вес поднимаемого груза F , усилие рабочего на тяговые цепи F_p , диаметр тягового колеса $D_{т.к}$ и диаметр звездочки D_3 заданы в табл. 2.14. Режим работы кратковременный. Срок службы передачи 22000 ч.

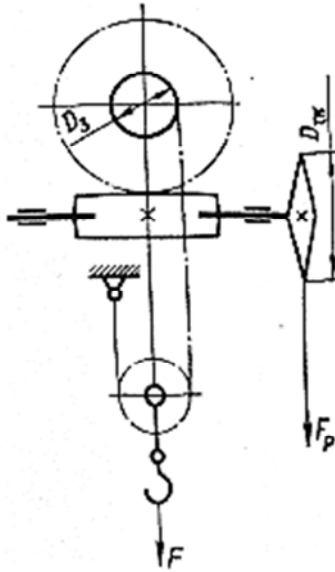


Рис. 2.22

Таблица 2.10

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
F_p , Н	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125
$D_{т.к.}$, мм	200	210	220	230	240	250	260	270	280	290
D_3 , мм	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190

Задача 24. Определить основные размеры червяка и червячного колеса повышающей закрытой червячной передачи сепаратора, предназначенного для сепарирования минеральных масел (рис. 2.23). Тело червяка, кроме того, проверить на прочность и жесткость.

N – мощность на валу червячного колеса;

ω_1 – угловая скорость червячного колеса;

ω_2 – угловая скорость червяка;

L – расстояние между опорами червяка;

d – диаметр делительной окружности червячного колеса (табл. 2.11).

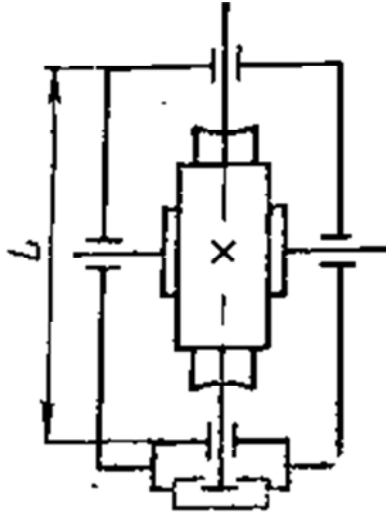


Рис. 2.23

Таблица 2.11

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
N_2 , кВт	0,6	1,0	1,5	2,2	3,0	4,0	3,0	1,5	4,0	5,5
ω_2 , с ⁻¹	31,0	31,0	31,7	31,7	31,7	48,0	48,3	47,3	48,0	32,3
ω_1 , с ⁻¹	500	470	430	430	400	500	480	520	500	400
h , мм	$0,9d_k$	d_k	$0,9d_k$	$0,9d_k$	$0,9d_k$	d_k	d_k	d_k	d_k	d_k

Материалом для зубчатых колес и другими недостающими данными (коэффициентами и др.) задаться.

Задача 25. Определить модуль и основные размеры червяка и червячного колеса редуктора механизма подъема поворотного крана (рис. 2.24, табл. 2.12). Тело червяка, кроме того, проверить на прочность и жесткость.

G – вес груза;

v – скорость подъема груза;

D_6 – диаметр барабана;

ω_1 – угловая скорость червяка;

d_{dk} – диаметр делительной окружности червячного колеса.

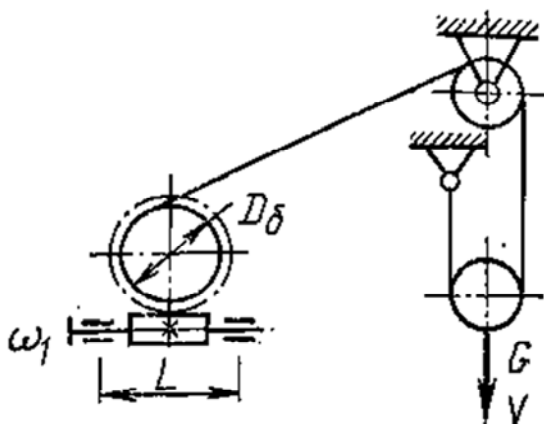


Рис. 2.24

Таблица 2.12

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
G , кН	10	12,5	15	17,5	20	22,5	25	27,5	30	35
v , м/с	0,2	0,25	0,22	0,25	0,3	0,27	0,25	0,23	0,22	0,2
D_{δ} , мм	175	200	225	250	275	300	325	350	375	400
ω_1 , c^{-1}	31π	31π	$24,5\pi$	$24,5\pi$	$24,5\pi$	$31,7\pi$	$47,3\pi$	$47,3\pi$	48π	48π

Материалом зубчатых колес и другими недостающими данными задаться.

Задача 26. Определить модуль и основные размеры червяка и червячного колеса редуктора коробки передач привода универсального станка для навивки соленоидов из красно-медных труб и шинок «на ребро» (рис. 2.25, табл. 2.13). Тело червяка проверить на прочность и жесткость.

N_1 – мощность, подводимая к валу червяка;

ω – угловая скорость червяка;

L – расстояние между опорами червяка;

i – передаточное число редуктора;

$d_{\text{дк}}$ – диаметр делительной окружности червячного колеса.

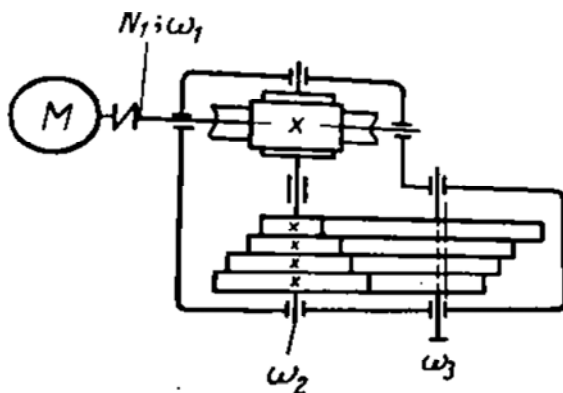


Рис. 2.25

Таблица 2.13

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
N_1 , кВт	3	2,2	4	2,2	4	5,5	4	3	4	5
ω_1 , c^{-1}	$31,7\pi$	$31,7\pi$	$31,7\pi$	$31,7\pi$	$48,0\pi$	$48,0\pi$	$48,0\pi$	$48,0\pi$	$48,0\pi$	$48,0\pi$
L , мм	$0,9d_K$	$0,9d_K$	d_K	d_K	$0,9d_K$	$0,9d_K$	d_K	d_K	$0,9d_K$	d_K
i	25	30	30	25	35	40	30	25	40	20

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Курсовое проектирование деталей машин / С. А. Чернавский [и др.]. – М. : Машиностроение, 1987. – 416 с.
2. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М. : Высшая школа, 2001. – 416 с.
3. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин / А. Е. Шейнблит. – М. : Высшая школа, 1991. – 432 с.
4. Фролов, М. И. Техническая механика. Детали машин / М. И. Фролов. – М. : Высшая школа, 1990. – 352 с.
5. Эрдеди, А. А. Техническая механика. Детали машин / А. А. Эрдеди, Н. А. Эрдеди. – М. : Высшая школа, 1992. – 272 с.
6. Прикладная механика / под общ. ред. А. Т. Скойбеды. – М. : Высшая школа, 1997. – 552 с.
7. Передатки зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность: ГОСТ 21354-87. – М. : Изд-во стандартов, 1987.
8. Детали машин в примерах и задачах / С. Н. Ничипорчик [и др.]; под общ. ред. С. Н. Ничипорчика. – Минск : Вышэйшая школа, 1981. – 432 с.
9. Курсовое проектирование деталей машин: справ. пособие : в 2 ч. / А. В. Кузьмин [и др.]. – Минск : Вышэйшая школа, 1982. – Ч. 1. – 208 с.
10. Ануриев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / В. И. Ануриев. – М. : Машиностроение, 2000. – Т. 2.
11. Ануриев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / В. И. Ануриев. – М. : Машиностроение, 2000. – Т. 3.
12. Проектирование механических передач / С. А. Чернавский [и др.]. – М. : Машиностроение, 1976.
13. Примеры подбора и проверки на прочность муфт соединительных и предохранительных и пружин к ним : методические указания / сост. В. М. Иванов. – Минск : БИМСХ, 1980.
14. Скойбеда, А. Т. Детали машин и основы конструирования / А. Т. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик. – Минск, 2006.
15. Прикладная механика : курсовое проектирование : учебное пособие / В. Л. Николаенко [и др.]; под ред. А. Т. Скойбеды. – Минск : БНТУ, 2010. – 177 с.

Учебное издание

НИКОЛАЕНКО Владимир Лаврентьевич
МИКУЛИК Татьяна Николаевна

**РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ
ДЕТАЛЕЙ МАШИН ОБЩЕГО
НАЗНАЧЕНИЯ В ПРИМЕРАХ
И ЗАДАЧАХ**

Учебно-методическое пособие
для студентов специальностей
1-43 01 01 «Электрические станции»,
1-43 01 02 «Электроэнергетические системы и сети»,
1-43 01 03 «Электроснабжение (по отраслям)»,
1-43 01 04 «Тепловые электрические станции»,
1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика»,
1-43 01 08 «Проектирование и эксплуатация атомных
электрических станций», 1-43 01 09 «Релейная защита
и автоматика» и 1-53 01 04 «Автоматизация и управление
теплоэнергетическими процессами»

В 6 частях

Часть 2

ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Редактор *Е. И. Бенищевич*
Компьютерная верстка *Е. А. Беспанской*

Подписано в печать 16.11.2021. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 5,29. Уч.-изд. л. 4,14. Тираж 100. Заказ 402.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.