

ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН
КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ЧАСТЬ 1. РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ. ПЕРВАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА
Методические указания и примеры расчетов
привода исполнительного механизма

Методические указания предназначены для облегчения выполнения курсовой работы по дисциплинам «Детали машин и основы конструирования» и «Прикладная механика».

Приведены примеры расчета передач привода исполнительного механизма и показаны примеры предварительной компоновки редукторов.

В приложениях представлены все необходимые справочные материалы

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
1. ЭНЕРГОКИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА.....	6
2. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КОСОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ ОДНОСТУПЕНЧАТОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА.....	8
2.1. Выбор материала и определение допускаемых напряжений	8
2.2. Проектный расчет	9
2.3. Проверочный расчет	10
3. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	11
3.1. Выбор материала и определение допускаемых напряжений	11
3.2. Проектный расчет.....	12
3.3. Проверочный расчет	14
4. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ ОДНОСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА.....	15
4.1. Выбор материала червячной пары и определение допускаемых напряжений	15
4.2. Проектный расчет.....	16
4.3. Проверочный расчет	17
5. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЛОСКОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ	19
5.1. Проектный расчет.....	19
5.2. Проверочный расчет	21
6. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ	22
6.1. Проектный расчет.....	22
6.2. Проверочный расчет	24
7. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ	24
7.1. Проектный расчет.....	25
7.2. Проверочный расчет	26
8. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ (ПРИБЛИЖЕННЫЙ) РАСЧЕТ ВАЛОВ И ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ.....	28
9. ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА.....	31
10. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ.....	36
Приложения.....	37
Литература.....	55

Введение

В основе данной работы лежит учебно-методическое пособие «Прикладная механика (проектирование привода исполнительного механизма)», составленное сотрудниками кафедры «Основы конструирования машин» Кыргызского технического университета М.З. Алмаматовым и В.А. Туровым в 2003 году. Это пособие было хорошо задумано по структуре и содержанию, но, к сожалению, содержало большое количество ошибок и опечаток, как текстовой части, так и в формулах. Приведенные примеры расчетов содержали арифметические ошибки. Все это не позволяло использовать данное пособие для обучения студентов, хотя потребность в нем была большая.

Целью данных методических указаний являлось устранение указанных недостатков при сохранении положительных качеств предшествующей работы, а также дополнение необходимыми проверочными расчетами зубьев на выносливость по напряжениям изгиба по ГОСТ 2135-75 и таблицами в приложении, а также дополнение в дальнейшем этой работы второй частью, содержащей сведения об основах взаимозаменяемости в машиностроении и примеры разработки рабочих чертежей узлов и деталей машин.

Данные методические указания составлены в соответствии с программой для направления 651500 (150300) – прикладная механика и поэтому содержат методы проектирования силового привода исполнительного механизма. Основанием для проектирования служат результаты анализа сил, действующих в исполнительном механизме (величина движущего момента T_n или мощность движущих сил N_n и угловая скорость ω_n ведущего вала исполнительного механизма), а также схемы редуктора и открытой передачи, установленные техническим заданием на курсовое проектирование.

Схемы приводов исполнительных механизмов, входящих в техническое задание (рис.1) включают в себя электродвигатель (М), открытую передачу (клиноременную (а) плоскоременную (б), или цепную (в)), а также закрытую передачу – одноступенчатый редуктор (Р). Редуктор может быть цилиндрическим (прямозубым 1 или косозубым 2), коническим 3 либо червячным 4.

Даны примеры числового расчета каждой из составных частей привода и примеры предварительной компоновки редукторов. В приложениях представлены все необходимые сведения о стандартах и другие справочные материалы.

Пояснительную записку следует выполнить по тексту этих методических указаний с некоторыми необходимыми сокращениями.

Первую компоновку цилиндрического и конического редукторов следует выполнять в одной проекции – разрез по осям валов при снятой крышке редуктора. Для червячного редуктора компоновочный чертеж следует выполнять в двух проекциях – разрез по оси колеса и разрез по оси червяка; желательный масштаб 1:1, чертить тонкими линиями на миллиметровой бумаге.

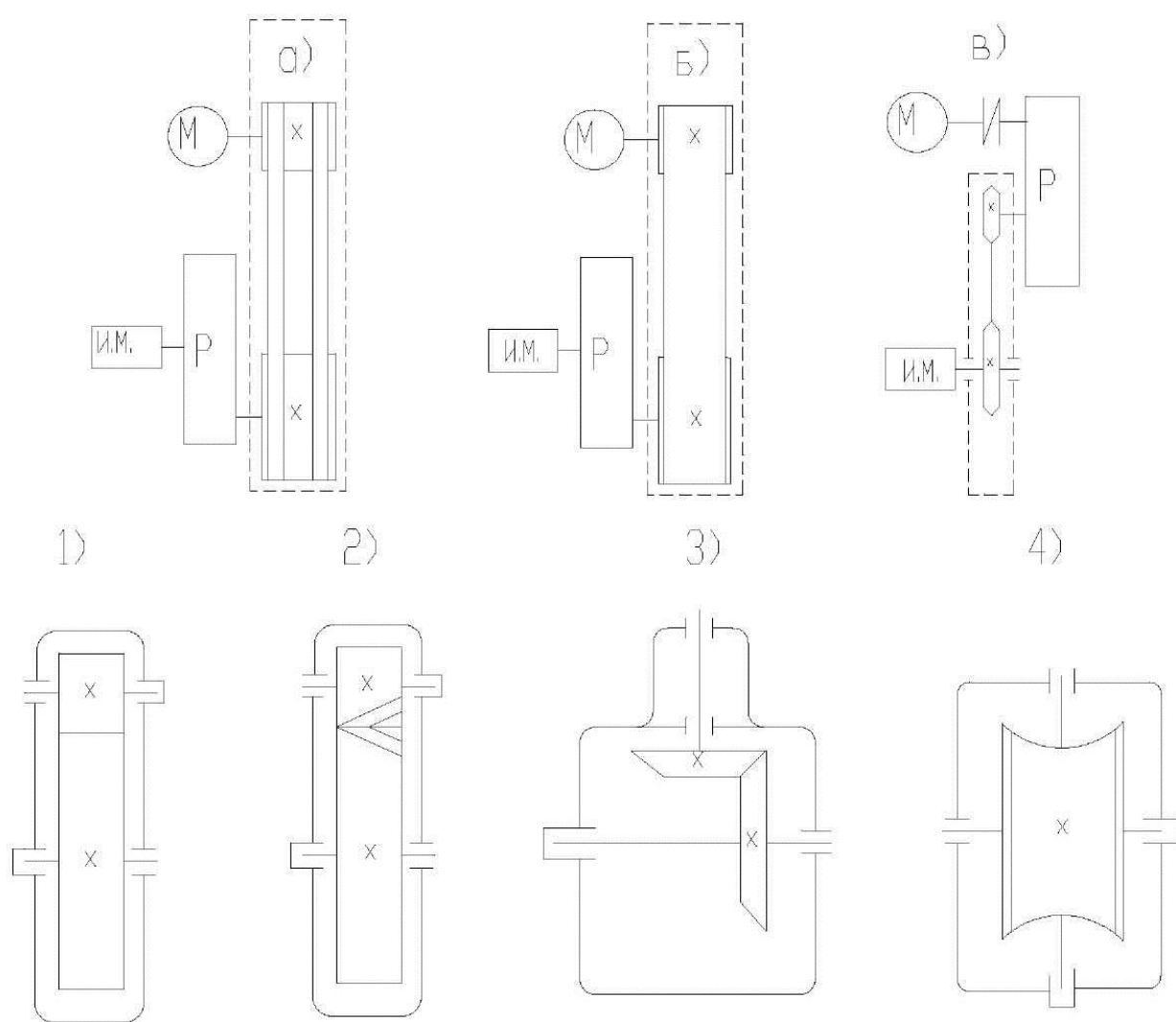


Рис. 1. Схемы приводов исполнительных механизмов

1. ЭНЕРГОКИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Этот расчет приемлем для любой схемы технического задания.

Покажем алгоритм такого расчета для схемы, представленной на рис. 2, при условии: $T_H=0,5$ кНм, $\omega_H=10$ с⁻¹, $N_H=5$ кВт.

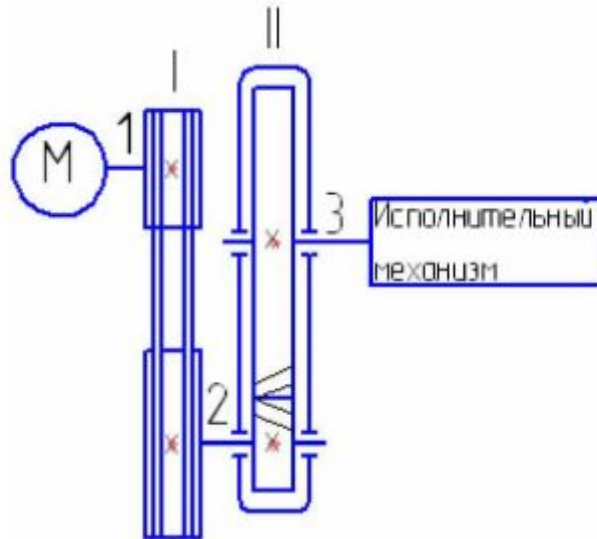


Рис. 2. Схема привода исполнительного механизма

1.1. Определим требуемую расчетную мощность электродвигателя $N_{дв.р}$. Она должна быть больше, чем N_H на величину мощности, которая теряется в приводе при трении ремня, зубьев и в подшипниках:

$$N_{дв.р} = N_H / \eta_{об} = 5 / 0,91 = 5,49 \text{ кВт.}$$

Здесь $\eta_{об} = \eta_{рем} \eta_{зац} \eta_{п.п.}^k$, где $\eta_{рем}$ — кпд плоскоременной передачи; $\eta_{зац}$ — кпд зацепления колес редуктора (для примера взято косозубое зацепление); $\eta_{п.п.}^k$ — кпд пар подшипников привода, k — число пар подшипников по схеме (рис. 2). Значения кпд выбираются из таблицы П 1. Для рассматриваемого примера $\eta_{рем}=0,96$, $\eta_{зац}=0,97$, $\eta_{п.п.}=0,99$ и $\eta_{об}=0,96 \cdot 0,97 \cdot (0,99)^2=0,91$.

1.2. По ГОСТ 19523-81 (см.табл. П. 2.) по требуемой мощности $N_{дв.р} = 5,49$ кВт выбираем электродвигатель серии 4А.

Близки к расчетной мощности несколько двигателей:

4А 100L2УЗ— $N_{дв}=5,5$ кВт, $n_c=3000$ об/мин,

4А 112М4УЗ— $N_{дв}=5,5$ кВт, $n_c=1500$ об/мин,

4А 132 S2УЗ— $N_{дв}=5,5$ кВт, $n_c=1000$ об/мин,

4А 132 М8УЗ— $N_{дв}=5,5$ кВт, $n_c=750$ об/мин.

Из четырех представленных вариантов, учитывая возможность привода (возможные значения частных передаточных чисел для ременной передачи $u_{рем}=2 \div 4$ и для ци-

линдрической зубчатой передачи $u_{зап} = 3 \div 6$, $u_{об} = 6 \div 24$), выбираем электродвигатель с синхронной частотой вращения 1000 об/мин 4А 132 S2У.

Номинальная частота вращения вала двигателя 4А 132S2У3 ГОСТ 19523—81 (с коэффициентом скольжения $s=4,5\%$) $n_{ном} = n_c(1-s)$; $n_{ном} = 1000(1 - 0,045) = 955$ об/мин.

Примечание: Для схем с червячным редуктором следует выбирать двигатель с большей частотой вращения.

1.3. Определим частоту вращения ведущего вала (кривошипа) исполнительного механизма n_3 равную частоте вращения выходного вала редуктора (для схем с цепной передачей — равную частоте вращения ведомой звездочки):

$$n_3 = 30 \cdot \omega_n / \pi, n_3 = 30 \cdot 10 / 3,14 = 95,5 \text{ об/мин.}$$

1.4. Определим общее передаточное число привода:

$$u_{об} = n_{ном} / n_3 = 955 / 95,5 = 10.$$

1.5. Разобьем $u_{об}$ по ступеням привода. Привод (рис. 2) имеет две ступени: I — открытая ременная передача с, II — закрытая зубчатая, либо червячная передача (редуктор):

$$u_{об} = u_{рем} \cdot u_{зап}.$$

По табл. П.3 принимаем $u_{рем} = 2$ и $u_{зап} = 5$, согласовав их со стандартными рядами (табл. П. 4).

1.6. Определим частоту вращения второго вала привода (рис. 2):

$$n_2 = n_{дв} / u_{рем} = 955 / 2 = 477,5 \text{ об/мин.}$$

1.7. Определим мощность на втором и на третьем валах:

$$N_2 = N_{дв} \cdot \eta_{рем} = 5,5 \cdot 0,96 = 5,28 \text{ кВт,}$$

$$N_3 = N_2 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2^2 = 5,28 \cdot 0,97 \cdot (0,99)^2 = 5,012 \text{ кВт.}$$

1.8. Определим крутящие моменты на каждом валу привода, учитывая, что $\omega = \pi n / 30$, а $\omega_n = \omega_3$:

$$T_{дв} = N_{дв} / \omega_1 = 5,5 \cdot 10^3 / 100 = 55 \text{ Нм,}$$

$$T_2 = N_2 / \omega_2 = 5,28 \cdot 10^3 / 50 = 105,6 \text{ Нм,}$$

$$T_3 = N_3 / \omega_3 = 5,01 \cdot 10^3 / 10 = 501 \text{ Нм.}$$

1.9. Результаты расчета сведем в табл.1.

Таблица 1

№ вала	N, кВт	n, об/мин	ω , с ⁻¹	T, Нм
1	5.5	955	100	55
2	5.28	477.5	50	105,6
3	5.01	95.5	10	501

2. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КОСОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ ОДНОСТУПЕНЧАТОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

2.1. Выбор материала и определение допускаемых напряжений

2.1.1. Выберем для изготовления зубчатой пары сталь 40Х (табл. П 5).

Термообработка: для шестерни — улучшение до средней твердости НВ 300, для колеса — НВ 270.

2.1.2. Определим допускаемые контактные напряжения:

$$[\sigma_H] = [\sigma_{Hlim}] K_{H\beta} / n_H. \quad (1)$$

где $[\sigma_{Hlim}]$ — базовый предел контактной выносливости $[\sigma_{Hlim}] = 2HВ + 70$ (по табл. П. 5), $n_H = 1,1$ — коэффициент запаса прочности (для шестерни и колеса); $K_{H\beta}$ — коэффициент долговечности.

$$K_{H\beta} = \sqrt[6]{N_{HO} / N}. \quad (2)$$

В выражении (2) N_{HO} — число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу выносливости для шестерни $N_{HO1} = 25 \cdot 10^6$ циклов и для колеса $N_{HO2} = 20 \cdot 10^6$ циклов (по табл. П.6), причем N_{HO2} получено интерполированием.

N — заданное число циклов перемены напряжений. $N = 60 \cdot n \cdot L_h$, где n — частота вращения соответствующего вала $n_2 = 477,5$ об/мин; $n_3 = 95,5$ об/мин (табл. 1); L_h — долговечность (ресурс) передачи, $L_h = 365 \cdot L_T \cdot t_c \cdot L_c$,

$L_T = 1$ год — число лет службы привода, $t_c = 8$ ч — продолжительность смены, L_c — число смен. Из полученного значения L_h следует вычесть примерно 20—25% на ремонт оборудования и нерабочие дни, тогда

$$L_h = 365 \cdot 1 \cdot 8 \cdot 1 \cdot 584 = 2336 \text{ ч.}$$

$$N_1 = 60 \cdot 477,5 \cdot 2336 = 67 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

В связи с тем, что $N_1 > N_{HO1}$, принимаем для шестерни коэффициент долговечности $K_{H\beta 1} = 1$. Для колеса $N_2 = N_1 / u_{зац} = 67 \cdot 10^6 / 5 = 13,4 \cdot 10^6$ циклов ($u_{зац}$ по табл.1). Тогда $K_{H\beta 2} = \sqrt[6]{N_{HO2} / N_2} = \sqrt[6]{20 \cdot 10^6 / 13,4 \cdot 10^6} = 1,05$.

На основании формулы (1) получим:

-для шестерни $[\sigma_{H1}] = (2 \cdot 300 + 70) \cdot 1 / 1,1 = 609 \text{ МПа.}$

-для колеса $[\sigma_{H2}] = (2 \cdot 270 + 70) \cdot 1,05 / 1,1 = 582 \text{ МПа}$

2.1.3. Предварительно проверим зубья колес на контактную прочность. Отметим, что проверка на контактную прочность прямозубых цилиндрических передач ведется по колесу, для которого допускаемое напряжение меньше, а проверка косозубых и шевронных передач ведется по условному допускаемому напряжению $[\sigma_H]$: $[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}])$. (3)

При этом должно выполняться условие: $[\sigma_H] < 1,23 [\sigma_{H2}]$.

$$\text{Для условий примера: } 1,23 [\sigma_{H2}] = 1,23 \cdot 582 = 716 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_H] = 0,45 (609 + 582) = 536 \text{ МПа} < 1,23 \cdot [\sigma_{H2}].$$

Вывод: Предварительная проверка показала, что проектный расчет параметров зубчатой передачи может быть проведен по допускаемому напряжению $[\sigma_H] = 536 \text{ МПа.}$

2.2. Проектный расчет

Проектный расчет заключается в определении основных геометрических параметров зубчатой пары.

2.2.1. Найдем величину межосевого расстояния по формуле:

$$a_w \geq K_a(u_{зац} + 1) \cdot \sqrt[3]{(T_3 \cdot 10^3 / \psi_{ba} [\sigma_H]^2 u^2) K_{H\beta}}, \quad (4)$$

где K_a — вспомогательный коэффициент. Для косозубых передач $K_a = 43$, для прямозубых $K_a = 49,5$; $u_{зац}$ — передаточное число редуктора (табл. 1); T_3 — вращающий момент на тихоходном валу редуктора (табл. 1); $[\sigma_H]$ — допускаемое контактное напряжение на зубе менее прочного колеса (для прямозубых передач) или условное допускаемое напряжение (для косозубых); $\psi_{ba} = v_2/a_w$ — коэффициент ширины венца колеса относительно межосевого расстояния. Для прямозубых передач принимают $\psi_{ba} = 0,125 \dots 0,25$, для косозубых — $\psi_{ba} = 0,25 \dots 0,63$, проверяя (при $\psi_{ba} < 0,4$) выполнение условия $\psi_{ba} \geq 2,5 \cdot m_n / a_w \cdot \sin \beta$. Большие значения ψ_{ba} используют для симметричного расположения колес относительно опор, меньшие — для несимметричного и консольного расположения. Значения ψ_{ba} следует выбирать из ряда: 0,125; 0,160; 0,250; 0,315; 0,4; 0,630; 0,8;

$K_{H\beta}$ — коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зуба. Значения $K_{H\beta}$ для редукторов принимают по табл. П.7. Для условий примера примем $K_{H\beta} = 1$, тогда по формуле (4):

$$a_w > 43 \cdot (5 + 1) \cdot \sqrt[3]{(501 \cdot 10^3 / 0,4 \cdot (536)^2 \cdot 5^2) \cdot 1} = 144,35 \text{ мм.}$$

Округлим полученное значение до ближайшего из стандартных рядов (мм):

1-й ряд. 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000...

2-й ряд. 71, 90, 112, 140, 180, 224, 280, 355, 450, 560, 710, 900...

Принимаем, $a_w = 160$ мм.

2.2.2. Определим нормальный модуль зацепления:

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w = (0,01 \dots 0,02) \cdot 160 = (1,6 \dots 3,2) \text{ мм.}$$

Из полученного интервала выберем стандартное значение:

1-й ряд 1,0; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10,0...

2-й ряд 1,25; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7,0; 9,0...

Примечание: значения первого ряда следует предпочитать значениям второго.

Принимаем величину модуля $m_n = 2,5$ мм.

2.2.3. Примем предварительно угол наклона зубьев $\beta = 10^\circ$ и определим числа зубьев шестерни и колеса:

$$z_1 = 2 \cdot a_w \cdot \cos \beta / (u_{зац} + 1) \cdot m_n = 2 \cdot 160 \cdot 0,985 / (5 + 1) \cdot 2,5 = 21,01.$$

Принимаем $z_1 = 21$, тогда $z_2 = z_1 \cdot u_{зац} = 21 \cdot 5 = 105$.

2.2.4. Уточним значение угла наклона зубьев:

$$\cos \beta = (z_1 + z_2) m_n / 2a_w = (21 + 105) \cdot 2,5 / 2 \cdot 160 = 0,9844, \beta = 10,13^\circ.$$

2.2.5. Определим основные размеры шестерни и колеса — делительные диаметры:

$$d_1 = (m_n / \cos \beta) z_1 = (2,5 / 0,9844) \cdot 21 = 53,34 \text{ мм,}$$

$$d_2 = (m_n / \cos \beta) z_2 = (2,5 / 0,9844) \cdot 105 = 266,66 \text{ мм.}$$

$$\text{Проверка: } a_w = (d_1 + d_2) / 2 = (53,34 + 266,66) / 2 = 160 \text{ мм}$$

— диаметры вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 53,34 + 2 \cdot 2,5 = 58,34 \text{ мм,}$$

$$d_{f2} = d_2 + 2m_n = 266,66 + 2 \cdot 2,5 = 271,66 \text{ мм,}$$

—диаметры впадин зубьев:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m_n = 53,34 - 2,4 \cdot 2,5 = 47,34 \text{ мм},$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m_n = 266,66 - 2,4 \cdot 2,5 = 260,66 \text{ мм},$$

—ширина венца колеса:

$$b_2 = \Psi_{ba} \cdot a_w = 0,4 \cdot 160 = 64 \text{ мм},$$

—ширина шестерни:

$$b_1 = b_2 + (2 \dots 5) \text{ мм} = 64 + 5 = 69 \text{ мм}.$$

2.2.6. Результаты расчета сведем в табл. 2.

Таблица 2

Параметры	Шестерня	Колесо
Межосевое расстояние a_w , мм	160	160
Модуль зацепления, мм	2,5	2,5
Число зубьев	21	105
Диаметр делительный, мм	53,34	266,66
Диаметр вершин, мм	58,34	271,66
Диаметр впадин, мм	47,34	260,66
Ширина венца, мм	69	64

2.3. Проверочный расчет

Проверочный расчет проводят с целью подтверждения правильности выбора материала, справочных величин, принятия допущений и округлений.

2.3.1. Определим действующее контактное напряжение и сравним его с условным допускаемым напряжением $[\sigma_H]$ по формуле:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \cdot \sqrt{T_3 \cdot 10^3 K_H (u_3 + 1)^3 / b_2 \cdot u_3^2} \leq [\sigma_H], \quad (5)$$

Где a_w принимается по табл. 2; $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{Hv}$ по табл. П.8, определив вначале коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра $\Psi_{bd} = b_1/d_1$:

$$\Psi_{bd} = 69/53,34 = 1,29,$$

тогда $K_{H\beta} = 1,16$; для нахождения величины $K_{H\alpha}$ по табл. П.9 определим вначале окружную скорость колес и степень точности передачи:

$$V = \pi d_1 n_2 / 60 = 3,14 \cdot 53,34 \cdot 477,5 / 60 \cdot 10^3 = 1,34 \text{ м/с}.$$

При $V = 1,34 \text{ м/с}$ и 8-й степени точности $K_{H\alpha} \approx 1,09$. По табл. П.10 для косозубых передач при твердости зубьев $< 350 \text{ HB}$ и v до 5 м/с — $K_{Hv} \approx 1,0$, тогда

$$K_H = 1,16 \cdot 1,09 \cdot 1,0 = 1,27.$$

Подставив найденные величины в формулу (5), получим:

$$[\sigma_H] = (270/160) \cdot \sqrt{501 \cdot 10^3 (5+1)^3 \cdot 1,27/64 \cdot 5^2} = 496 \text{ МПа} < [\sigma_H].$$

2.3.2. Определим процент превышения допускаемого напряжения над действующим $[(536-496) / 536] \cdot 100\% \approx 7,5\%$.

Примечание: Допускаемая недогрузка передачи ($\sigma_H < [\sigma_H]$) не более 10%, а перегрузка ($\sigma_H > [\sigma_H]$) — до 5%. Если условие прочности не выполняется в указанных пределах, то следует изменить ширину венца колеса b_2 . Если это не дает необходимого результата, надо увеличить межосевое расстояние a_w , либо назначить другие материалы

колес или другую термообработку, пересчитать допускаемые контактные напряжения (п.2.1.1, 2.1.2, 2.1.3) и заново сделать весь последующий расчет.

2.3.3. Проверяем зубья на выносливость по напряжениям изгиба по ГОСТ 21354—75:

— для прямозубых колес: $\sigma_F = F_t k_F Y_F / b m \leq [\sigma_F]$;

— для косозубых колес: $\sigma_F = F_t k_F Y_F Y_{\beta} k_{F\alpha} / b m_n \leq [\sigma_F]$.

$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV}$ - коэффициент нагрузки. $K_{F\beta}$ — учитывает неравномерность распределения нагрузки по длине зуба; K_{FV} - учитывает динамическое действие нагрузки.

По табл. П.11. при $\psi_{bd} = 1,29$, твердости $HВ < 350$ и несимметричном расположении зубчатых колес относительно опор $K_{F\beta} = 1,33$ при $V = 1,34$ м/с, т.е. меньше 10 м/с. По табл. П.12 принимаем $K_{FV} = 1,1$ и назначаем 8-ю степень точности колес.

Таким образом, $K_F = 1,33 \cdot 1,1 = 1,47$.

Коэффициент Y_F , учитывает форму зуба и зависит от эквивалентного числа зубьев z_v :

— для шестерни: $z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta = 21 / 0,9844^3 \approx 22$;

— для колеса: $z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta = 105 / 0,9844^3 \approx 110$.

По табл. П.13. принимаем $Y_{F1} = 4,01$, $Y_{F2} = 3,6$.

Допускаемое напряжение: $[\sigma_F] = \sigma_{F \text{ lim } b}^0 / [n_F]$, где $\sigma_{F \text{ lim } b}^0 = 1,8 HВ$ — для стали 45 при $HВ \leq 350$; для шестерни $\sigma_{F \text{ lim } b}^0 = 1,8 \cdot 300 = 540$ МПа; для колеса $\sigma_{F \text{ lim } b}^0 = 1,8 \cdot 270 = 486$ МПа.

$[n_F] = [n_F]^I [n_F]^{II} = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75$ (см. табл. П.12) ($[n_F]^{II} = 1$ для поковок).

Для шестерни: $[\sigma_{F1}] = 540 / 1,75 = 308$ МПа; для колеса: $[\sigma_{F2}] = 486 / 1,75 = 278$ МПа

Находим отношение $[\sigma_F] / Y_F$ для шестерни: $308 / 4,01 = 76,8$; для колеса: $278 / 3,6 = 77,22$.

Дальнейший расчет следует вести для зубьев шестерни, для которой найденное отношение меньше.

Определяем коэффициенты Y_{β} и $K_{F\alpha}$ по формулам:

$Y_{\beta} = 1 - \beta / 140 = 1 - 10 / 140 = 0,93$, $K_{F\alpha} = 4 \cdot (\varepsilon_{\alpha} - 1) \cdot (n - 5) / 4 \varepsilon_{\alpha}$.

При коэффициенте торцевого перекрытия $\varepsilon_{\alpha} = 1,5$, принимаем $K_{F\alpha} = 0,92$.

Для условий рассматриваемого примера силы, действующие в зацеплении:

— окружная $F_{t1} = F_{t2} = 2 \cdot T_2 / d_1 = 2 \cdot 105 \cdot 10^3 / 53,34 = 3937$ Н;

— радиальная $F_{r1} = F_{r2} = F_t \tan \alpha / \cos \beta = 3937 \cdot 0,364 / 0,985 = 1455$ Н;

— осевая $F_{a1} = F_{a2} = F_t \tan \beta = 3937 \cdot 0,1763 = 694$ Н,

где $\alpha = 20^\circ$ — угол зацепления, $\beta = 10^\circ$ угол наклона зубьев.

Тогда: $\sigma_{F1} = 3937 \cdot 1,47 \cdot 4,01 \cdot 0,93 \cdot 0,92 / 69 \cdot 2,5 = 115$ МПа. Следовательно, $\sigma_{F1} < [\sigma_{F1}]$.

Условие выполнено.

3. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные для расчета: $T_3 = 500$ Нм; $u_{\text{зац}} = 3$; $n_2 = 450$ об/мин.

3.1. Выбор материала и определение допускаемых напряжений.

3.1.1. Выберем для шестерни и колеса одну и ту же марку стали — 40Х.

Термообработка: для шестерни - улучшение до средней твердости 270 НВ, для колеса — 250 НВ (по табл. П.5).

3.1.2. Определим допускаемые контактные напряжения по формуле:

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H \text{ lim}}] \cdot K_{H\beta} / n_H \quad (6)$$

где $\sigma_{H \text{ lim}} = 2HВ + 70$ (по табл. П.5.) — базовый предел контактной выносливости

$n_H = 1,1$ (для колеса и шестерни с однородной структурой); коэффициент долговечности:

$$K_{HLL} = \sqrt[6]{N_{H01} / N} \quad (7)$$

В уравнении (7) (по табл. П. 6) $N_{H01} = 16,5 \cdot 10^6$ циклов — число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу выносливости для шестерни, а для колеса $N_{H02} = 22 \cdot 10^6$ циклов (по табл. П. 6), причем значение N_{H02} получено интерполированием. N — заданное число циклов перемены напряжений, $N = 60 \cdot n \cdot L_h$, где n — частота вращения соответствующего вала. $n_2 = 450$ об/мин, $n_3 = n_2 / u_{защ} = 450 / 3 = 150$ об/мин, L_h — долговечность (ресурс) передачи, причем $L_h^I = 365 \cdot L_r \cdot t_c \cdot L_c$. Здесь $L_r = 1$ год — число лет службы привода, $t_c = 8$ ч — продолжительность смены, $L_c = 1$ — число смен. Из полученного значения L_h следует вычесть примерно 20 ... 25% времени на ремонт оборудования и на нерабочие дни, тогда

$$L_h = L_h^I - (20 - 25\%) = (365 \cdot 1,8 \cdot 1) - 584 = 2336 \text{ ч.}$$

Для подстановки в выражение (7) получим:

$$N_1 = 60 \cdot 450 \cdot 2336 = 63,1 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

$N_1 > N_{H01}$, поэтому принимаем для шестерни коэффициент долговечности $K_{HLL1} = 1$. Для колеса $N_2 = N_1 / u_{защ} = 63,1 \cdot 10^6 / 3 \cong 21 \cdot 10^6$ циклов. В этом случае $N_2 < N_{H02}$ и тогда из формулы (7) получим: $K_{HLL2} = \sqrt[6]{N_{H02} / N_2} \approx 1,03$.

Подставим полученные значения в формулу (6):

для шестерни $[\sigma_{H1}] = (2 \cdot 270 + 70) / 1,1 = 554,5 \text{ МПа,}$

для колеса $[\sigma_{H2}] = (2 \cdot 250 + 70) \cdot 1,05 / 1,1 = 544,1 \text{ МПа.}$

3.1.3. Предварительно проверим зубья колес на контактную прочность по условному допускаемому напряжению $[\sigma_H]$:

$[\sigma_H] \leq 1,15 [\sigma_{H2}]$, где $[\sigma_H] = 0,45 \cdot ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}])$, тогда

$[\sigma_H] = 0,45 \cdot (554,5 + 544,1) = 494 \text{ МПа; } 1,15 \cdot [\sigma_{H2}] = 1,15 \cdot 544,1 = 626 \text{ МПа.}$

Вывод: Предварительная проверка показала, что проектный расчет параметров зубчатой передачи может быть проведен по допускаемому напряжению $[\sigma_H] = 494 \text{ МПа.}$

3.2. Проектный расчет

Проектный расчет заключается в определении основных геометрических параметров зубчатой пары.

3.2.1. Найдем величину внешнего делительного диаметра колеса:

$$d_{e2} \geq 165 \cdot \sqrt[3]{(u_{защ} \cdot T_3 \cdot 10^3 / v_H \cdot [\sigma_H]^2)} \cdot K_{H\beta} \quad (8)$$

где $K_{H\beta}$ — коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зуба (см. табл. П. 7). При консольном расположении шестерни $K_{H\beta} = 1,2$; v_H — коэффициент вида зубьев конических колес. Для колеса с прямыми зубьями $v_H = 1$, тогда по формуле (8):

$$d_{e2} = 165 \cdot \sqrt[3]{[3 \cdot 500 \cdot 10^3 / 1 \cdot (494,4)]} \cdot 1,2 = 322 \text{ мм.}$$

Полученный результат уточним до ближайшего значения из стандартного ряда нормальных линейных размеров: 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, 140, 150,

160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 240, 250, 260, 280, 300, 320, 340, 360, 380, 400, 420, 450, 480, 500, 530, 560, 600, 630, 670, 710, 750, 800...

Принимаем $d_{e2} = 320$ мм.

3.2.2. Определим углы делительных конусов шестерни δ_1 и колеса δ_2 :

$$\operatorname{ctg} \delta_1 = u_{\text{зап}} = 3; \quad \delta_1 = 19^\circ 39'$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 19^\circ 39' = 70^\circ 21'$$

3.2.3. Определим внешнее конусное расстояние

$$R_e = d_{e2}/2 \sin \delta_2 = 320/2 \cdot 0,9458 = 169,17 \text{ мм.}$$

3.2.4. Найдём ширину зубчатого колеса и шестерни

$$b_1 = b_2 = \psi_{BR} \cdot R_e = 0,285 \cdot 169,17 = 48,2 \text{ мм,}$$

где $\psi_{BR} = 0,285$ — коэффициент ширины колеса относительно внешнего конусного расстояния (для любых конических передач).

Полученное значение «в» округлим до целого числа из стандартного ряда:

12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 52, 60, 63, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 110...

Принимаем $b = 48$ мм.

3.2.5. Примем число зубьев шестерни $z_1 = 25$, тогда число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 u_{\text{зап}} = 25 \cdot 3 = 75.$$

3.2.6. Определим внешний окружной модуль $m_e = d_{e2}/z_2 = 320/75 = 4,27$ мм.

Округлять m_e до стандартного значения для конических колес не обязательно.

3.2.7. Уточним значение внешнего делительного диаметра колеса:

$$d_{e2} = m_e z_2 = 4,27 \cdot 75 = 320,25 \text{ мм.}$$

3.2.8. Вычислим величину внешнего делительного диаметра шестерни:

$$d_{e1} = m_e z_1 = 4,27 \cdot 25 = 106,75 \text{ мм.}$$

3.2.9. Найдём значения внешнего диаметра шестерни и колеса:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1 = 106,75 + 2 \cdot 4,27 \cdot \cos 19^\circ 39' = 114,92 \text{ мм,}$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2 = 320,25 + 2 \cdot 4,27 \cdot \cos 70^\circ 21' = 323,22 \text{ мм.}$$

3.2.10. Определим средний делительный диаметр шестерни и колеса:

$$d_1 \approx 0,857 \cdot d_{e1} = 0,857 \cdot 106,75 = 91,48 \text{ мм,}$$

$$d_2 = 0,857 \cdot d_{e2} = 0,857 \cdot 320,25 = 274,45 \text{ мм.}$$

3.2.11. Найдём диаметры впадин зубьев:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2 \cdot 1,2 \cdot m_e \cdot \cos \delta_1 = 106,75 - 2 \cdot 1,2 \cdot 4,27 \cdot 0,9568 = 96,95 \text{ мм.}$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2 \cdot 1,2 \cdot m_e \cdot \cos \delta_2 = 320,25 - 2 \cdot 1,2 \cdot 4,27 \cdot 0,3481 = 270,88 \text{ мм.}$$

3.2.12. Вычислим коэффициент ширины шестерни по среднему диаметру:

$$\psi_{bd} = b/d_1 = 48,0/91,48 = 0,53.$$

Полученные значения геометрических параметров конических зубчатых колес сведём в табл. 3.

Таблица 3.

Параметры	Шестерня	Колесо
Модуль зацепления, m_e (мм)	4,27	4,27
Число зубьев, z	25	75
Ширина, b (мм)	48	48
Средний делительный диаметр, d (мм)	91,48	274,45
Внешний делительный диаметр, d_e (мм)	106,75	320,25
Внешний диаметр, d_{ae} , мм	114,92	323,22
Диаметр впадин, d_f (мм)	96,95	270,88
Углы делительных конусов, δ	$19^\circ 39'$	$70^\circ 21'$
Внешнее конусное расстояние, R_e (мм)	169,17	169,17

Примечание. Основные геометрические параметры конической передачи показаны на рис. 3.

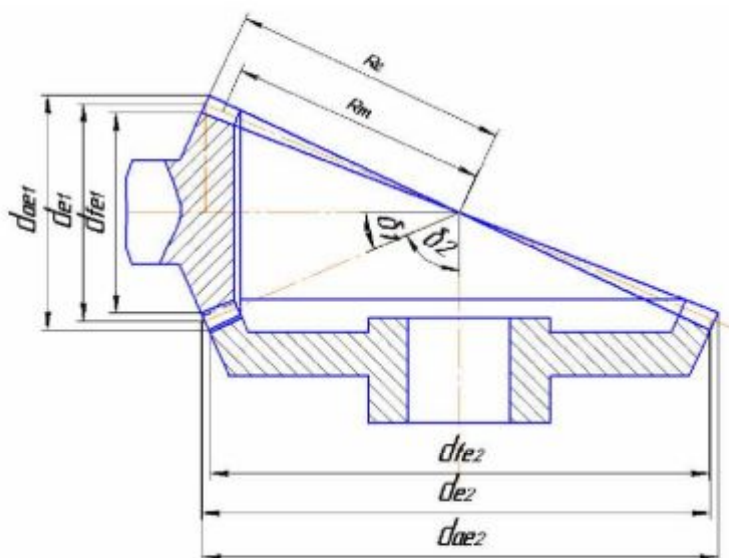


Рис. 3.

3.3. Проверочный расчет

Проверочный расчет проводят с целью подтверждения правильности выбора материала, термообработки, справочных величин, принятия допущений и округлений.

3.3.1. Определим действующее контактное напряжение и сравним его с условным допускаемым напряжением $[\sigma_H] = 494,4$ МПа (п. 3.1.3) по формуле:

$$\sigma_H = 470 \cdot \sqrt{\left[F_t \cdot \sqrt{u_{\text{зщ}}^2 + 1} / (v_H d_{e2} b) \right] \cdot k_H} \quad (9)$$

Здесь $F_t = 2T_3 \cdot 10^3 / d_2 = 2 \cdot 500 \cdot 10^3 / 274,45 = 3643,65$ Н - окружная сила в зацеплении, $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\nu} = 1,24 \cdot 1,0 \cdot 1,05 = 1,302$, $K_{H\beta} = 1,24$ по табл. П. 8,

$K_{H\alpha} = 1,0$ - для прямозубых передач, $K_{H\beta} = 1,05$ по табл. П.10. при $V = \pi d_1 n_2 / 60 = 3,14 \cdot 91,48 \cdot 450 / 60 = 2,15$ м/с, $d_{e2} = 320,25$ мм, $b = 48$ мм, по табл. 3, $v_H = 1$ (по п. 3.2.1.)

Подставив найденные значения в формулу (9), получим:

$$\sigma_H = 470 \sqrt{[3643 \cdot \sqrt{9+1} / (1,0 \cdot 320,25 \cdot 48)] \cdot 1,302} = 463 \text{ МПа}, \sigma_H < [\sigma_H].$$

3.3.2. Определим процент превышения допускаемого напряжения над действующим $[(494 - 463) / 494] \cdot 100\% = 6,35\%$.

Примечание: Допускаемая недогрузка передачи ($\sigma_H < [\sigma_H]$) не более 10%, а перегрузка ($\sigma_H > [\sigma_H]$) — до 5%,

Если условие прочности не выполнено в указанных пределах, то следует изменить ширину колес. Если это не даст необходимого результата, то надо либо увеличить внешний делительный диаметр колеса d_{e2} , либо назначить другие материалы колес и термообработку, пересчитать допускаемые контактные напряжения

(п. 3.1.1, 3.1.2, 3.1.3) и заново сделать весь расчет.

3.3.3. Проверку зубьев на выносливость по напряжениям изгиба проведем по формуле: $\sigma_F = F_t K_F Y_F / v_F b m \leq [\sigma_F]$, где $v_F = 0,85$ — опытный коэффициент, учитывающий понижение нагрузочной способности конической прямозубой передачи по сравнению с цилиндрической; K_F — коэффициент нагрузки, определяемый по формуле: $K_F = K_{Fa} K_{F\beta}$. По табл. П.11 при $\psi_{bd} = 0,53$, консольном расположении колес, валах на роликовых подшипниках и твердости $HV < 350$, $K_{Fa} = 1,38$. При скорости $V = 2,15$ м/с и 7-й степени точности $K_{F\beta} = 1,25$ (см. табл. П. 12) (для конических передач берется как для 8-й степени точности).

Таким образом, $K_F = 1,38 \cdot 1,25 = 1,725$.

Коэффициент формы зуба выбираем в зависимости от эквивалентного числа зубьев: для шестерни: $z_{V1} = z_1 / \cos \delta_1 = 25 / \cos 19^\circ 31' \approx 26$; для колеса: $z_{V2} = z_2 / \cos \delta_2$; $z_{V2} = 75 / \cos 70^\circ 21' \approx 223$.

При этом $Y_{F1} = 3,88$, $Y_{F2} = 3,6$.

Допускаемое напряжение: $[\sigma_F] = \sigma_{Flimb}^0 / [n_F]$, где $\sigma_{Flimb1}^0 = 1,8 \cdot 270 = 490$ МПа; $\sigma_{Flimb2}^0 = 1,8 \cdot 250 = 450$ МПа; $[n_F] = [n_F]^I \cdot [n_F]^{II}$, $[n_F]^I = 1,75$. (см. табл. П.12); $[n_F]^{II} = 1$ для поковок и штамповок.

Для шестерни: $[\sigma_{F1}] = 490 / 1,75 = 280$ МПа; для колеса: $[\sigma_{F2}] = 450 / 1,75 = 257$ МПа.

Находим отношение $[\sigma_F] / Y_F$:

— для шестерни: $280 / 3,88 = 72,4$ МПа;

— для колеса: $257 / 3,6 = 71,4$ МПа.

Дальнейший расчет ведем для зубьев колеса, т.к. полученное отношение для него меньше.

$\sigma_{F2} = 3643 \cdot 2,3,6 / 0,85 \cdot 48 \cdot 4,27 = 150,5$ МПа. $\sigma_{F2} < [\sigma_{F2}]$.

Условие выполняется.

4. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ ОДНОСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА

Исходные данные для расчета: $T_3 = 500$ Нм; $u_{защ} = 10$; $N_{дв} = 5$ кВт; $n_2 = 450$ об/мин.

4.1. Выбор материала червячной пары и определение допускаемых напряжений

Червяки изготавливают из тех же марок сталей, что и колеса зубчатых передач. Выбор материала червяков проводят по табл. П.5. При этом для передач малой мощности ($N \leq 1 \text{ кВт}$) применяют для червяков термообработку — улучшение с твердостью $< 350 \text{ НВ}$, а для передач большей мощности (с целью повышения КПД) — закалку ТВЧ до твердости $\geq 38 \text{ HRC}$, последующее шлифование и полирование витков червяка.

Материалы для изготовления зубчатых венцов червячных колес условно делят на три группы: I — оловянистые бронзы, II — безоловянные бронзы и латуни, III — серые чугуны.

4.1.1. Выберем для червяка по табл. П.5: сталь 40X с твердостью $> 38 \text{ HRC}$, термообработка — поверхностная закалка (ТВЧ).

4.1.2. Определим скорость скольжения между червяком и колесом

$$V_s = 4,30 \cdot \omega_3 \cdot u_{\text{зап}} / 10^3 \sqrt[3]{T_3} = 4,3 \cdot 4,71 \cdot 10 / 10^3 \sqrt[3]{500} = 1,6 \text{ м/с},$$

где $\omega_3 = \pi \cdot n_3 / 30 = 3,14 \cdot 45 / 30 = 4,71 \text{ 1/с}$, $n_3 = n_2 / u_3 = 450 / 10 = 45 \text{ об/мин}$.

4.1.3. В соответствии с полученным значением $V_s = 1,6 \text{ м/с}$ по табл. П. 15, из III группы принимаем для венца червячного колеса серый чугун СЧ18, полученный отливкой в земляную форму $\sigma_{\text{вн}} = 355 \text{ МПа}$.

4.1.4. Для выбранного материала венца червячного колеса по табл. П.16 определим допустимые контактные напряжения

$$[\sigma_{\text{в}}] = 200 - 35 \cdot V_s = 200 - 35 \cdot 1,6 = 144 \text{ МПа}.$$

4.2. Проектный расчет

Определим основные геометрические параметры червячной передачи.

4.2.1. Межосевое расстояние

$$a_w = 61 \cdot \sqrt[3]{T_3 \cdot 10^3 / [\sigma_{\text{н}}]} = 61 \cdot \sqrt[3]{500 \cdot 10^3 / 144} = 253,8 \text{ мм}.$$

Полученное значение округлим до ближайшего из ряда Ra нормальных линейных размеров: 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 240, 250, 260, 280, 300, 320, 340, 360, 380, 400, 420, 450, 500, 530, 560, 600, 630, 670, 710, 750, 800..., принимаем $a_w = 250 \text{ мм}$.

4.2.2. Выберем число витков (заходов) червяка. Оно зависит от передаточного числа редуктора $u_{\text{зап}} = 10$:

$u_{\text{зап}}$	$8 > u_{\text{зап}} < 14$	$14 > u_{\text{зап}} < 30$	$u_{\text{зап}} > 30$
z_1	4	2	1

Тогда для условий примера $z_1 = 4$.

4.2.3. Число зубьев червячного колеса $z_2 = z_1 \cdot u_{\text{зап}} = 4 \cdot 10 = 40$. По условию неподрезания зубьев необходимо выполнить соотношение: $z_2 > 26$. Наиболее приемлемые значения $z_2 = 40 \dots 60$.

4.2.4. Модуль зацепления $m = (1,5 \dots 1,7) a_w / z_2 = (1,5 \dots 1,7) \cdot 250 / 40 = 10 \text{ мм}$. Полученное значение округлим в большую сторону до значения из стандартного ряда:

1-й ряд — 1; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16...

2-й ряд — 1,25; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 12...

Примечание: первый ряд следует предпочитать второму.

Принимаем модуль зацепления $m = 10 \text{ мм}$.

4.2.5. Коэффициент диаметра червяка:

$$q = (0,212 \dots 0,25) \cdot z_2. \text{ Для рассматриваемого примера } q = 8,48 \dots 10.$$

Полученное значение q следует округлить до стандартного:

1-й ряд — 6,3; 8; 10; 12,5; 16...

2-й ряд — 7,1; 9; 11,2; 14; 18....

При выборе значения q необходимо ориентироваться на данные табл. П.17. и П.18. В связи с тем, что тонкие червяки сильно прогибаются под нагрузкой, что нарушает правильность зацепления, следует при малых m увеличивать q . Примем $q = 10$.

4.2.6. Фактическое значение межосевого расстояния при стандартных m и q :

$$a_w = 0.5m(q + z_2) = 0,5 \cdot 10 \cdot (10 + 40) = 250 \text{ мм.}$$

4.2.7. Основные размеры червяка:

-делительный диаметр $d_1 = qm = 10 \cdot 10 = 100 \text{ мм.}$

-диаметр вершин витков $d_{a1} = d_1 + 2m = 100 + 2 \cdot 10 = 120 \text{ мм.}$

-диаметр впадин витков $d_{f1} = d_1 - 2,4m = 100 - (2,4 \cdot 10) = 76 \text{ мм.}$

-длина нарезанной части червяка

при $z_1 = 1$ или 2 $v_1 > (11 + 0,06z_2)m$,

при $z = 3$ или 4 $v_1 > (12,5 + 0,09z_2)m$.

Для условий примера $v_1 > (12,5 + 0,09 \cdot 40) \cdot 10 = 161 \text{ мм.}$

Если червяк нарезают шлифованием или фрезерованием, то для выхода режущего инструмента v_1 должна быть увеличена:

при $m = 10 \dots 16 \text{ мм}$ на $35 \dots 40 \text{ мм}$; при $m > 16 \text{ мм}$ на 50 мм .

Таким образом, для условий примера $v_1 > 161 + 40 = 201 \text{ мм}$. Делительный угол подъема витков $\tan \gamma = z_1/q = 4/10 = 0,4$, тогда $\gamma = 21^\circ 48' 05''$ (см. П.19).

4.2.8. Основные размеры венца червячного колеса:

-делительный диаметр $d_2 = z_2 \cdot m = 40 \cdot 10 = 400 \text{ мм,}$

-диаметр вершин зубьев $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 400 + 2 \cdot 10 = 420 \text{ мм,}$

-диаметр впадин зубьев $d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m = 400 - (2,4 \cdot 10) = 376 \text{ мм,}$

-наибольший диаметр $d_{a\lambda 2} = d_{a2} + 6 \cdot m / (z_1 + 2) = 420 + (6 \cdot 10) / (4 + 2) = 430 \text{ мм,}$

-ширина венца червячного колеса $b_2 = 0,75d_{a1} = 0,75 \cdot 120 = 90 \text{ мм.}$

Полученные значения геометрических параметров червячной пары сведем в табл. 4.

Таблица 4

Параметры	Червяк	Колесо
Модуль зацепления, m (мм)	10	10
Коэффициент диаметра, q	10	—
Фактическое межосевое расстояние, a_w (мм)	250	250
Число витков (заходов), z_1	4	—
Число зубьев, z_2	—	40
Делительный диаметр, d (мм)	100	400
Диаметр вершин витков (зубьев), d_a (мм)	120	420
Диаметр впадин, d_f (мм)	76	376
Наибольший диаметр, $d_{a\lambda 2}$ (мм)	—	430
Длина нарезанной части, v_1 (мм)	201	—
Ширина венца, b_2 (мм)	—	90
Делительный угол подъема витков, γ	$21^\circ 48' 05''$	—

Примечание: Основные геометрические параметры червячной передачи показаны на рис. 4.

4.3. Проверочный расчет

Проверочный расчет проведем для подтверждения правильности выбора материалов, справочных величин, принятия допущений и округлений.

4.3.1. Определим КПД червячного зацепления

$$\eta = \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg} (\gamma + \varphi), \quad (10)$$

где φ — угол трения, зависящий от фактической скорости скольжения (табл. П.20).

$$v_{с.ф.} = u_{зап} \omega_3 \cdot d_1 / (2 \cdot 10^3 \cos \gamma) = 10 \cdot 4,71 \cdot 100 / (2 \cdot 10^3 \cdot 0,93) = 2,532 \text{ м/с}, \quad \omega_3 = 4,71 \text{ с}^{-1}$$

по п. 4.1.2.

Для условий примера $\varphi = 2^\circ$, (см. табл. П.20), тогда по формуле (10):

$$\eta = \operatorname{tg} 21^\circ 48' 05'' / \operatorname{tg}(21^\circ 48' 05'' + 2^\circ 20') = 0,398 / 0,4385 = 0,907.$$

4.3.2. Проверим зубья колеса на контактную прочность

$$\sigma_H = 340 \cdot \sqrt{(F_{t2} / d_1 d_2) \cdot k} \leq [\sigma_H], \quad (11)$$

где F_{t2} — окружная сила на колесе, $F_{t2} = 2 \cdot T_3 \cdot 10^3 / d_2 = 2 \cdot 500 \cdot 10^3 / 400 = 2500 \text{ Н}$; k — коэффициент нагрузки, который определяют в зависимости от окружной скорости колеса, при $V_3 < 3 \text{ м/с}$; $k = 1$; при $V_3 > 3 \text{ м/с}$, $k = 1,1 \dots 1,3$; Для условий примера

$$V_3 = \pi d_2 n_3 / 60 = 3,14 \cdot 400 \cdot 10^{-3} \cdot 45 / 60 = 0,942 \text{ м/с}, \quad k = 1.$$

Уточним допускаемое контактное напряжение зубьев колеса по фактической скорости скольжения. В соответствии с табл. П.16 $[\sigma_H] = 200 - 35 \cdot V_{с.ф.}$, тогда

$$[\sigma_H] = 200 - 35 \cdot 2,532 \approx 111 \text{ МПа}.$$

Подставив найденные значения в формулу (11), получим:

$$[\sigma_H] = 340 \cdot \sqrt{2500 / 100 \cdot 400 \cdot 1} = 85 \text{ МПа}. \quad \sigma_H < [\sigma_H].$$

Примечание. Допускаемая недогрузка передачи ($\sigma_H < [\sigma_H]$) не более 10%, а перегрузка ($\sigma_H > [\sigma_H]$) — до 5%.

Если условие прочности не выполнено в указанных пределах, то следует выбрать другую марку материала венца червячного колеса и заново сделать расчет.

Для условий примера недогрузка передачи: $(147 - 134,4) / 147 \cdot 100\% = 8,8\%$.

Проверку зубьев червячного колеса на выносливость по напряжениям изгиба проведем по формуле:

$$\sigma_{F2} = 1,2 T_3 K Y_F / z_2 b_2 m^2 \leq [\sigma_F],$$

где Y_F — коэффициент формы зуба, принимаем по табл. П.21 в зависимости от эквивалентного числа зубьев:

$$z_v = z_2 / \cos^3 \gamma = 40 / \cos^3 21^\circ 48' 05'' \approx 50. \text{ По табл. П.21 принимаем } Y_F = 2,19, [\sigma_{0F}] =$$

$$= 53 \text{ МПа, (см. табл. П.22.). Тогда } [\sigma_F] = 0,543 [\sigma_{0F}] = 28,8 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{F2} = 1,2 \cdot 500 \cdot 10^3 \cdot 1,2 \cdot 1,19 / 40 \cdot 90 \cdot 10^2 = 3,65 \text{ МПа} < 28,8 \text{ МПа}.$$

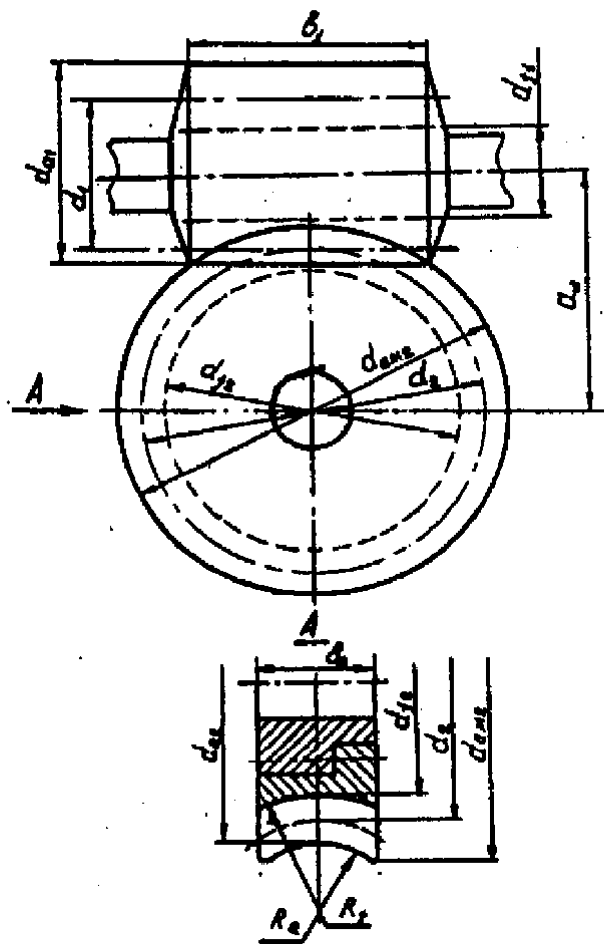


Рис. 4. Основные геометрические параметры червячной передачи

5. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЛОСКОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные для расчета: $N_{дв} = 5,5$ кВт, $u_{рем} = 2$, $n_{ном} = 955$ об/мин (рис. 2).

Ременные передачи — быстроходные, поэтому в проектируемых приводах они являются первой ступенью.

5.1. Проектный расчет

5.1.1. Определим диаметр ведущего шкива по приближенной формуле:

$$d_1 \approx 110 \div 120 \sqrt[3]{N_{дв} / n_n} = 110 \div 120 \cdot \sqrt[3]{5,5 \cdot 10^3 / 955} \approx (197 \div 215) \text{ мм.}$$

По условию долговечности для кордшнуровых ремней $d_1 \geq 70 \delta$, где δ — толщина ремня по табл. П. 23, тогда $d_1 \geq 70 \cdot 2,8 = 196$ мм.

Принимаем $d_1 = 200$ мм — ближайшее из стандартного ряда:

40, 45, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000.

5.1.2. Определим диаметр ведомого шкива:

$$d_2 = d_1 \cdot u_{рем} \cdot (1 - \epsilon) = 2 \cdot 200 \cdot (1 - 0,01) = 396 \text{ мм.}$$

Полученное значение округлим до ближайшего из стандартного ряда, приняв $d_2 = 400$ мм.

5.1.3. Определим фактическое передаточное число с учетом относительного скольжения $\epsilon = 0,01$:

$$u_{ф.рем} = d_2 / [d_1 (1 - \epsilon)] = 400 / (200 \cdot 0,99) = 2,02.$$

5.1.4. Проверим его отклонение от заданного

$$\Delta u = [u_{ф.рем} - u_{рем}] / u_{рем} \cdot 100\% = [(2,02 - 2) / 2] \cdot 100\% = 1,02\%, \text{ что допустимо.}$$

5.1.5. Определим ориентировочно межосевое расстояние:

$$a \geq 1,5 \cdot (d_1 + d_2) = 1,5 \cdot (200 + 400) = 900 \text{ мм. Принимаем } a = 1000 \text{ мм.}$$

5.1.6. Определим расчетную длину ремня:

$$L = 2a + 0,5 \pi (d_1 + d_2) + (d_1 - d_2)^2 / 4a = 2000 + 0,5 \cdot 3,14 \cdot (200 + 400) + (400 - 200)^2 / 4000 = 2952,47 \text{ мм.}$$

Полученное значение округлим до ближайшего из стандартного ряда: 1000, 1050, 1150, 1200, 1250, 1300, 1400, 1450, 1500, 1600, 1700, 1800, 2000, 2500, 3000, 3500, 4000, 4500...

Для условий примера примем $L = 3000$ мм.

5.1.7. Уточним значение межосевого расстояния для стандартной длины L :

$$a = 0,125 \cdot \left\{ 2 \cdot L - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{[2 \cdot L - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right\} = 0,125 \cdot \{ 2 \cdot 3000 - 3,14 \cdot (400 + 200) + \sqrt{[2 \cdot 3000 - 3,14 \cdot (400 + 200)]^2 - 8 \cdot (400 - 200)^2} \} = 1023,87 \text{ мм.}$$

Принимаем $a = 1024$ мм.

Для удобного монтажа передачи необходимо обеспечить возможность надевания ремня на шкив, т.е. уменьшить межосевое расстояние «а» на $0,01 \cdot L$ для условий примера на $3000 \cdot 0,01 = 30$ мм и обеспечить возможность натяжения ремня путем увеличения «а» на $0,025 \cdot L$, т.е. на $3000 \cdot 0,025 = 75$ мм.

Таким образом, конструкцией опоры одного из шкивов должна быть предусмотрена возможность изменения межосевого расстояния в пределах от $1024 - 30 = 994$ мм до $1024 + 75 = 1099$ мм.

5.1.8. Определим угол обхвата ремнем ведущего шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ (d_2 - d_1) / a = 180^\circ - 57^\circ (400 - 200) / 1024 = 168,9^\circ, \alpha_1 > 150^\circ$$

5.1.9. Определим скорость ремня

$$V = \pi \cdot d_1 \cdot n_{ном} / (60 \cdot 10^3) = 3,14 \cdot 200 \cdot 955 / 60 \cdot 10^3 = 10 \text{ м/с. Полученное значение удовлетворяет рекомендации } V < [V], \text{ где } [V] = 35 \text{ м/с.}$$

5.1.10. Определим частоту пробегов ремня

$$U = V / L = 10 / 3000 \cdot 10^{-3} = 3,33 \text{ с}^{-1}.$$

Полученное значение удовлетворяет ограничению $U < [U]$, где $[U] = 5 \text{ с}^{-1}$.

Неравенство $U < [U]$ условно показывает, что долговечность ремня не ниже 1000 ч.

5.1.11. Определим окружную силу, передаваемую ремнем:

$$F_t = N_{дв} \cdot 10^3 / V = 5,5 \cdot 10^3 / 10 = 550 \text{ Н.}$$

5.1.12. Найдем величину допускаемой удельной окружной силы:

$$[k_n] = [k_0] \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_p \cdot C_\theta,$$

где $[k_0]$ — допускаемая приведенная удельная окружная сила, по табл. П.23 определим ее интерполированием в зависимости от диаметра ведущего шкива d_1 .

$$[k_0] \approx 1,96 \text{ МПа.}$$

Поправочные коэффициенты C найдем по табл. П. 24, 25. Для условий примера

$$C_\theta = 1, C_\alpha = 0,97, C_v = 1, C_p = 1, [k_n] = 1,96 \cdot 0,97 = 1,9 \text{ МПа.}$$

$$5.1.13. \text{ Определим ширину ремня: } b = F_t / \delta [k_n] = 550 / 2,8 \cdot 1,9 = 103,3 \text{ мм.}$$

Ширину ремня округлим до стандартного значения из ряда:

В, мм	32	40	50	63	71	80	90	100	112	125	140	160	180	200	224	250
В, мм	40	50	63	71	80	90	100	112	125	140	160	180	200	224	250	280

Здесь В – стандартная ширина шкива. Для условий примера примем В=100 мм.

Для условий примера примем $v=100$ мм, $B=112$ мм.

5.1.14. Определим площадь поперечного сечения ремня

$$S = v \cdot \delta = 2,8 \cdot 100 = 280 \text{ мм}^2.$$

5.1.15. Определим силу предварительного натяжения ремня

$$F_0 = S \cdot \sigma_0 = 280 \cdot 2 = 560 \text{ Н},$$

где σ_0 — предварительное напряжение в ремне (по табл. П.23, $\sigma_0 = 2$ МПа).

5.1.16. Найдем силы натяжения ветвей ремня:

$$F_1 = F_0 + F_t/2 = 560 + 550/2 = 835 \text{ Н};$$

$$F_2 = F_0 - F_t/2 = 560 - 550/2 = 285 \text{ Н}.$$

5.1.17. Определим силу давления ремня на вал:

$$F_B = 2 \cdot F_0 \cdot \sin(\alpha_1/2) = 2 \cdot 560 \cdot \sin(168,9^\circ/2) = 1114,8 \text{ Н}.$$

Результаты расчета сведем в табл.5.

Таблица 5

Параметры	Значение	Параметры	Значение
Тип ремня	Кордшнуровой прорезиненный	Диаметр ведущего шкива d_1 (мм)	200
Межосевое расстояние, α (мм)	1024	Диаметр ведомого шкива d_2 , (мм)	400
Толщина ремня, δ (мм)	2,8	Число пробегов ремня, U (1/с)	3,33
Ширина ремня, B (мм)	100	Максимальное напряжение, $\sigma_{\max}$ (МПа)	4,48
Длина ремня, L (мм)	3000	Сила предварительного натяжения, F_0 (Н)	560
Угол обхвата ведущего шкива, α_1 (град).	168,9	Сила давления ремня на вал, F_B (Н)	1114,8

5.2. Проверочный расчет

Проверим прочность ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_u + \sigma_v < [\sigma_p], \quad (12)$$

где σ_1 - напряжение растяжения ремня, $\sigma_1 = (F_0/S) + (F_t/2 \cdot S)$,

$$\sigma_1 = (560/280) + (550/2 \cdot 280) = 2,98 \text{ МПа}; \quad \sigma_u - \text{напряжение изгиба, } \sigma_u = E_u \cdot (\delta/d_1),$$

$$\sigma_u = 100 \cdot (2,8/200) = 1,4 \text{ МПа}.$$

Здесь $E_u = 80 \dots 100$ МПа.

$$\sigma_v - \text{напряжение от центробежных сил, } \sigma_v = \rho \cdot v^2 \cdot 10^{-6} = 1100 \cdot 10^2 \cdot 10^{-6} = 0,1 \text{ МПа}$$

Здесь $\rho = 1000 \dots 1200 \text{ кг/м}^3$ — плотность материала ремня, $v = 10 \text{ м/с}$.

$[\sigma_p] = 8 \text{ МПа}$ — допускаемое напряжение растяжения.

Подставив полученные значения в формулу (12), найдем:

$$\sigma_{\max} = 2,98 + 1,4 + 0,1 = 4,48 \text{ МПа} < [\sigma_p].$$

Примечание. Если $\sigma_{\max} > [\sigma_p]$, то следует увеличить диаметр ведущего шкива d_1

или, приняв большее сечение ремня, повторить расчет.

6. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные для расчета $N_{дв} = 10$ кВт, $u_{рем} = 2,6$, $n_{ном} = 955$ об/мин.

6.1. Проектный расчет

6.1.1. Определим вращающий момент на ведущем шкиве передачи:

$$T_{дв} = N_{дв} / \omega_{ном} = 10 \cdot 10^3 / 100 = 100 \text{ Нм, где } \omega_{ном} = \pi \cdot n_{ном} / 30 = 3,14 \cdot 955 / 30 = 100 \text{ с}^{-1}.$$

Примечание: Этот пункт не следует выполнять в том случае, если проведен энергокинематический расчет. Необходимо только воспользоваться данными табл.1, выписав из нее значение $T_{дв}$.

6.1.2. По табл. П.27 в зависимости от величины $T_{дв}$ выберем ремень сечения Б. Площадь сечения $S = 138 \text{ мм}^2$.

6.1.3. Выберем диаметр ведущего шкива. В табл. П.27 указано минимальное значение $d_{мин} = 125 \text{ мм}$.

Для обеспечения большей долговечности ремня рекомендуют, ориентируясь на $d_{мин}$, выбрать шкив на 1–2 номера больше. Для условий примера примем $d_1 = 160 \text{ мм}$, согласовав это значение со стандартным рядом: 40, 45, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000...

6.1.4. Найдем диаметр ведомого шкива при относительном скольжении $\epsilon = 0,015$:

$$d_2 = u_{рем} \cdot d_1 \cdot (1 - \epsilon) = 2,6 \cdot 160 \cdot (1 - 0,015) = 409,76 \text{ мм}.$$

Примем ближайшее стандартное значение $d_2 = 400 \text{ мм}$.

6.1.5. Уточним передаточное отношение с учетом относительного скольжения:

$$u_{рем} = d_2 / [d_1 (1 - \epsilon)] = 400 / [160 (1 - 0,015)] = 2,54.$$

6.1.6. Определим межосевое расстояние в интервале:

$a_{мин} = 0,55 (d_1 + d_2) + h = 0,55 (160 + 400) + 10,5 = 318,5 \text{ мм}$, здесь $h = 10,5 \text{ мм}$ высота ремня сечения Б по табл. П.27.

$$a_{max} = 2 \cdot (d_1 + d_2) = 2 \cdot (160 + 400) = 1120 \text{ мм}.$$

Принимаем близкое к среднему значение:

$$a_{ср} = (a_{мин} + a_{max}) / 2 = (318,5 + 1120) / 2 = 719,25 \text{ мм}. \text{ Примем } a_{ср} = 700 \text{ мм}.$$

6.1.7. Определим расчетную длину ремня

$$L_p = [2a_{ср} + (\pi/2)(d_1 + d_2) + (d_2 - d_1)^2 / 4a_{ср}] = [2 \cdot 700 + (3,14/2) \cdot (160 + 400) + (400 - 160)^2 / 4 \cdot 700] \approx 2300 \text{ мм}.$$

Примем ближайшую по стандарту длину $L = 2240 \text{ мм}$ из ряда: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500,

14000, 16000, 8000...

6.1.8. Уточняем значение межосевого расстояния a_p с учетом стандартной длины ремня:

$$a = 0,25 \{ L - 0,5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2) + \sqrt{[L - 0,5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2)]^2 - 2(d_2 - d_1)^2} \} = \\ 0,25 \cdot [2240 - (0,5 \cdot 3,14 \cdot 560) + \sqrt{[2240 - (0,5 \cdot 3,14 \cdot 560)]^2 - 2 \cdot (400 - 160)^2}] = 670 \text{ мм.}$$

6.1.9. Для монтажа передачи необходимо обеспечить возможность уменьшения «а» на $0,01 \cdot L$, что облегчит надевание ремня на шкив. Увеличение «а» на $0,025L$ необходимо для натяжения ремня. Применительно к условиям примера:

$$a_{\min} = a - 0,01 \cdot L = 671 - 22,4 = 647,6 \text{ мм,}$$

$$a_{\max} = a + 0,025L = 671 + 56 = 726 \text{ мм.}$$

6.1.10. Определим угол обхвата меньшего шкива ремнем:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 60 (d_2 - d_1) / a = 180^\circ - 60 \cdot (400 - 160) / 670 = 158^\circ 30', \alpha_1 > 120^\circ.$$

6.1.11. Определим скорость ремня

$V = 0,5 \cdot \omega_{\text{ном}} \cdot d_1 = 0,5 \cdot 100 \cdot 160 \cdot 10^{-3} = 8 \text{ м/с}$. Условие $V < [V]$, где $[V] = 25 \text{ м/с}$ выполняется. ($\omega_{\text{ном}} = \pi n_{\text{ном}} / 30 = 3,14 \cdot 955 / 30 = 100 \text{ с}^{-1}$).

6.1.12. Определим частоту пробегов ремня:

$$U = V / L = 8 / 2240 \cdot 10^{-3} = 3,57 \text{ с}^{-1}. \text{ Условие } U < [U] \text{ выполняется, где } [U] = 30 \text{ с}^{-1}.$$

Частота пробегов условно отражает долговечность ремня, а соблюдение неравенства $U < [U]$ гарантирует срок службы ремня 1000...5000 ч.

6.1.13. По табл. П. 28 найдем величину окружного усилия F_t , передаваемого одним клиновым ремнем сечения Б при $\mu_{\text{рем}} = 1$, $d_1 = 160 \text{ мм}$, $L = 2240 \text{ мм}$ и $V = 8 \text{ м/с}$, путем интерполирования $F_t = 335 \text{ Н}$.

6.1.14. Найдем допускаемое окружное усилие на один ремень:

$$[F_t] = F_t \cdot C_\alpha \cdot C_L \cdot C_p. \quad (13)$$

По табл. П.24, 25 и 26 примем $C_p = 1$, $C_\alpha = 0,95$, C_L — коэффициент влияния отношения L_p / L , $C_L = 1,0$. Подставив значения коэффициентов и F_t , в формулу (13), получим: $[F_t] = 335 \cdot 0,95 = 318 \text{ Н}$.

6.1.15. Определим окружное усилие, которое требуется передать с помощью ременной передачи:

$$F_t = N / V = 10 \cdot 10^3 / 8 = 1250 \text{ Н.}$$

6.1.16. Найдем требуемое расчетное число ремней:

$$z = F_t / [F_t] = 1250 / 318 = 3,93, \text{ примем } z = 4 \text{ ремня.}$$

Число ремней при необходимости может быть уменьшено. Для этого следует увеличить диаметр ведущего шкива или выбрать большее сечение ремня.

6.1.17. Определим усилия в ременной передаче, приняв по табл. П.23 напряжение от предварительного натяжения одного ремня $\sigma_0 = 2 \text{ МПа}$:

а) предварительное натяжение ветвей комплекта ремней

$$F_0 = \sigma_0 \cdot S \cdot 4 = 2 \cdot 138 \cdot 4 = 1104 \text{ Н, здесь } S \text{ примем по табл. П.27 для ремня сечения Б;}$$

б) сила натяжения ведущей ветви комплекта ремней

$$F_1 = F_0 + F_t / 2 = 1104 + 1250 / 2 = 1729 \text{ Н,}$$

в) сила натяжения ведомой ветви комплекта ремней

$$F_2 = F_0 - F_t/2 = 1104 - 1250/2 = 479 \text{ Н};$$

г) сила давления на вал комплекта ремней

$$F_B = 2 \cdot F_0 \cdot \sin \alpha_1 / 2 = 2 \cdot 1104 \cdot \sin 79^\circ = 2169 \text{ Н}.$$

Результаты расчета параметров клиноременной передачи сведем в табл. 6.

Таблица 6

Параметры	Значения	Параметры	Значения
Тип ремня	Б	Число пробегов ремня, U (с^{-1})	3,57
Площадь сечения, S (мм^2)	138	Диаметр ведущего шкива, d_1 (мм)	160
Количество ремней, z	4	Диаметр ведомого шкива, d_2 (мм)	400
Межосевое расстояние, a (мм)	670	Максимальное напряжение, $\sigma_{\max}$ (МПа)	8,9
Длина ремня, L (мм)	2240	Сила предварительного натяжения ремней F_0 , (Н)	1104
Угол обхвата малого шкива, α (град.)	$158^\circ 30'$	Сила давления ремней на вал, F_B (Н)	2169

6.2. Проверочный расчет

6.2.1. Проверим прочность одного ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_u + \sigma_v < [\sigma_p], \quad (14)$$

где σ_1 — напряжение растяжения,

$$\sigma_1 = (F_0/sz) + (F_t/2sz) = (1104/138 \cdot 4) + (1729/2 \cdot 4 \cdot 138) = 3,56 \text{ МПа};$$

σ_u - напряжение изгиба, $\sigma_u = E_u \cdot h/d_1 = 80 \cdot 10,5/160 = 5,25 \text{ МПа}$, здесь E_u — модуль продольной упругости при изгибе прорезиненных ремней $E_u = 80 \dots 100 \text{ МПа}$, h — высота сечения ремня Б $h = 10,5 \text{ мм}$ (табл. П.27);

$$\sigma_v \text{ — напряжение от центробежных сил, } \sigma_v = \rho \cdot V^2 \cdot 10^{-6} = 1400 \cdot 8^2 \cdot 10^{-6} = 0,0896 \text{ МПа}.$$

Здесь $\rho = 1250 \dots 1400 \text{ кг/мм}^3$ — плотность материала ремня, $[\sigma_p]$ — допускаемое напряжение растяжения ремня, $[\sigma_p] = 10 \text{ МПа}$. Подставив числовые значения в формулу (14), получаем: $\sigma_{\max} = 3,56 + 5,25 + 0,089 = 8,9 \text{ МПа}$. Условие $\sigma_{\max} < [\sigma_p]$ выполняется.

Примечание. Если $\sigma_{\max} > [\sigma_p]$, то следует увеличить диаметр ведущего шкива или принять большее сечение ремня и заново сделать весь расчет.

7. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные для расчета: $u_{\text{цеп}} = 3$, $T_2 = 500 \text{ Нм}$, $n_2 = 150 \text{ об/мин}$.

В типовых заданиях на курсовое проектирование цепная передача (тихоходная) обычно расположена за редуктором. Ведущая звездочка передачи закреплена на тихоходном валу редуктора (см. рис. 5).

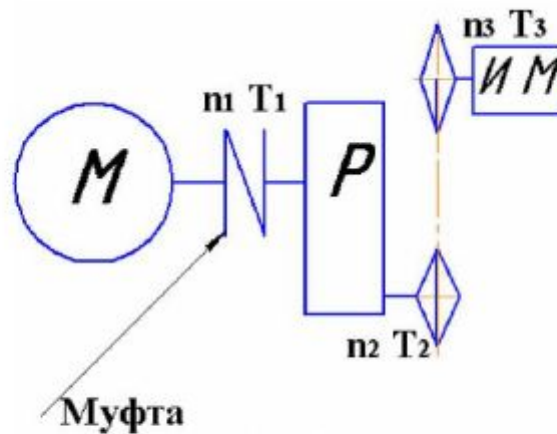


Рис. 5

7.1. Проектный расчет

7.1.1. Определим шаг цепи:

$$t = 2,8 \cdot \sqrt[3]{T_2 \cdot 10^3 K_э / v \cdot z_1 [p_ц]}, \quad (15)$$

где $K_э$ - коэффициент эксплуатации, равный произведению пяти поправочных коэффициентов (табл. П.29):

$$K_э = K_d K_c K_b K_{пер} K_p = 1,0 \cdot 1,5 \cdot 1,0 \cdot 1,25 \cdot 1,0 = 1,9;$$

z_1 - число зубьев ведущей звездочки,

$$z_1 = 29 - 2 \cdot u_{цеп} = 29 - 2 \cdot 3 = 23.$$

Полученное значение $z_1 = 23$ целое нечетное. Если же получится четное, то его необходимо изменить до ближайшего нечетного, что в сочетании с нечетным числом зубьев ведомой звездочки z_2 и с четным числом звеньев цепи L_p , обеспечит равномерное изнашивание цепной передачи.

$[p_ц]$ - допускаемое давление в шарнирах цепи, зависящее от частоты вращения

ведущей звездочки n_2 , или тихоходного вала редуктора, ожидаемого шага цепи и выбирают его по табл. П.29. Для условий примера $[p_ц] = 33$ МПа

v — число рядов цепи. Для однорядных цепей типа ПР $v = 1$.

Подставив найденные величины в формулу (15), получим:

$t = 2,8 \cdot \sqrt[3]{500 \cdot 10^3 \cdot 1,9 / 1 \cdot 23 \cdot 33} = 30,175$ мм, округлив до ближайшего стандартного по табл. П.30, получим $t = 31,75$ мм.

7.1.2. Определим число зубьев ведомой звездочки:

$$z_2 = z_1 \cdot u_{цеп} = 23 \cdot 3 = 69.$$

z_2 следует округлить до целого нечетного числа и ограничить величиной $z_2 < 120$. 7.1.3.

Проверим отклонение фактического передаточного числа от заданного

$$u_{ф} = z_2 / z_1 = 69 / 23 = 3. \text{ В нашем случае } u_{ф} = u_{цеп}, [\Delta u] < 4\%.$$

7.1.4. Определим межосевое расстояние из условия долговечности цепи

$a = (30 \dots 50) t$; возьмем $a = 40 t = 40 \cdot 31,75 = 1270$ мм. Тогда межосевое расстояние в шагах: $a_t = a / t = 1270 / 31,75 = 40$.

7.1.5. Определим число звеньев цепи:

$$L_t = 2 \cdot a_t + (z_2 + z_1) / 2 + [(z_2 - z_1) / 2 \pi]^2 / a_t = 2 \cdot 40 + 46 + 1,34 = 127,34.$$

Полученное значение округлим до целого четного числа, тогда $L_t = 128$.

7.1.6. Уточним межосевое расстояние в шагах:

$$a_t = 0,25 \left\{ L_t - 0,5 \cdot (z_1 + z_2) + \sqrt{[L_t - 0,5 \cdot (z_1 + z_2)]^2 - 8 \cdot [(z_2 - z_1)/2\pi]^2} \right\} =$$

$$= 0,25 \cdot \left\{ 128 - 0,5 \cdot 92 + \sqrt{(128 - 0,5 \cdot 92)^2 - 8 \cdot (46/2 \cdot 3,14)^2} \right\} = 40,33.$$

Полученное значение не следует округлять до целого числа.

1.7. Определим фактическое межосевое расстояние

$$a_{\text{факт}} = 40,33 \cdot 31,75 = 1280,5 \text{ мм.}$$

Значение «а» также не следует округлять до целого числа.

Ведомая ветвь цепи должна провисать примерно на $0,01a$. Для этого необходимо предусмотреть конструкцией возможность уменьшения межосевого расстояния на $0,005a$. Тогда монтажное межосевое расстояние $a_{\text{м}} = 0,995 \cdot a = 0,995 \cdot 1280,5 = 1274,1 \text{ мм.}$

1.8. Определим длину цепи:

$$L = L_t \cdot t = 128 \cdot 31,75 = 4064 \text{ мм.}$$

Полученное значение не следует округлять до целого числа.

7.1.9. Определим размеры звездочек:

диаметры делительных окружностей:

$$d_1 = t / \sin(180^\circ / z_1) = 31,75 / \sin(180^\circ / 23) = 233,17 \text{ мм;}$$

$$d_2 = t / \sin(180^\circ / z_2) = 31,75 / \sin(180^\circ / 69) = 697,58 \text{ мм,}$$

диаметры окружностей выступов:

$$d_{e1} = t(K + K_{z1} - 0,31/\lambda) = 31,75(0,7 + 7,27 - 0,31/1,66) = 247 \text{ мм;}$$

$$d_{e2} = t(K + K_{z2} - 0,31/\lambda) = 31,75(0,7 + 21,95 - 0,31/1,66) = 713 \text{ мм,}$$

где K — коэффициент высоты зуба, $K = 0,7$ K_z — коэффициент числа зубьев:

$$K_{z1} = \text{ctg}(180^\circ / z_1) = \text{ctg}(180^\circ / 23) = 7,27;$$

$$K_{z2} = \text{ctg}(180^\circ / z_2) = \text{ctg}(180^\circ / 69) = 21,95;$$

λ — геометрическая характеристика цепи: $\lambda = t/d_3$; $\lambda = 31,75/19,05 = 1,66$. Здесь $d_3 = 19,05 \text{ мм}$ — диаметр ролика шарнира цепи (см. табл. П.31);

в) диаметры окружностей впадин

$$d_{f1} = d_1 - (d_3 - 0,175 \cdot \sqrt{d_1}) = 233,17 - (19,05 - 0,175 \cdot \sqrt{233,17}) = 216,8 \text{ мм,}$$

$$d_{f2} = d_2 - (d_3 - 0,175 \cdot \sqrt{d_2}) = 697,58 - (19,05 - 0,175 \cdot \sqrt{697,58}) = 683,15 \text{ мм,}$$

толщина дисков звездочек $0,93 \cdot v_3 = 0,93 \cdot 19,5 \approx 18 \text{ мм.}$ (по табл. П. 31).

7.2 Проверочный расчет

7.2.1. Проверим частоту вращения ведущей (меньшей) звездочки:

$n_2 < [n_2]$, где $[n_2]$ — допускаемая частота вращения, $[n_2] = 15 \cdot 10^3 / t = 15 \cdot 10^3 / 31,75 = 472 \text{ об/мин}$, n_2 — заданная частота вращения тихоходного вала редуктора, на котором закреплена ведущая звездочка (см. рис. 5). $n_2 = 150 \text{ об/мин} < 472 \text{ об/мин}$.

7.2.2. Проверим цепь по числу ударов цепи о звездочки по условию $U < [U]$,

где U — расчетное число ударов цепи, $U = 4 \cdot z_1 \cdot n_2 / 60 \cdot L_t = 4 \cdot 23 \cdot 150 / 60 \cdot 128 = 1,80 \text{ с}^{-1}$ $[U] = 508/t = 508/31,75 = 16 \text{ с}^{-1}$, тогда условие $U < [U]$ выполняется.

7.2.3. Определим фактическую скорость цепи:

$$V = z_1 \cdot t \cdot n_2 / 60 \cdot 10^3 = 23 \cdot 31,75 \cdot 150 / 60 \cdot 10^3 = 1,825 \text{ м/с.}$$

7.2.4. Определим окружную силу, передаваемую цепью:

$$F_t = 2 \cdot T_2 / d_1 = 2 \cdot 500 \cdot 10^3 / 233,17 = 4289 \text{ Н,}$$

где d_1 — делительный диаметр ведущей звездочки.

7.2.5. Проверим давление на шарниры цепи по формуле:

$$p_{\Pi} = F_t \cdot K_3 / A < [p_{\Pi}], \quad (16)$$

где $K_3 = 1,9$, $F_t = 4289$ Н, A - площадь опорной поверхности шарнира, $A = d_3 \cdot v_3$;
 $A = 19,05 \cdot 19,05 = 363$ мм²; $[p_{\Pi}] = 23$ МПа - допускаемое давление в шарнирах цепи, которое найдено по фактической скорости цепи интерполированием.

Таблица 7

V, м/с	0,1	0,4	1,0	2,0	4,0	6,0	8,0	10
[p_{Π}], МПа	32	28	25	21	17	14	12	10

Подставив необходимые величины в формулу (16), получим:

$$p_{\Pi} = 4289 \cdot 1,9 / 363 = 22,46 \text{ МПа. Условие } p_{\Pi} < [p_{\Pi}] \text{ выполняется.}$$

Результаты расчета представим в виде табл. 8.

Таблица 8

Параметры	Значения	Параметры	Значения
Тип цепи, t (мм)	ПР-31,75-8900	Делительный диаметр звездочек	
Шаг цепи, t (мм)	31,75	Ведущей, d_1 (мм)	233,17
Межосевое расстояние, a (мм)	1264,6	Ведомой d_2 (мм)	697,58
Длина цепи, L (мм)	4064	Диаметр окружностей выступов	
Число звеньев	128	Ведущей d_{e1} (мм)	247
Число зубьев		Ведомой d_{e2} (мм)	713
Ведущей, z_1	23	Диаметр окружностей впадин	
Ведомой, z_2	69	Ведущей, d_{f1} (мм)	216,8
		Ведомой, d_{f2} (мм)	683,15

7.2.6. Проверим прочность цепи по условию $s > [s]$, где $[s] = 8,6$ допускаемый коэффициент запаса прочности по табл. П.32, s — расчетный коэффициент запаса прочности:

$$s = F_p / (F_t \cdot K_d + F_0 + F_v) = 89000 / (4289 \cdot 1,0 + 286,3 + 12,6) = 19,4,$$

где $F_t = 4289$ Н, $K_d = 1,0$ F_0 — предварительное натяжение цепи, $F_0 = K_f q a g$;

$F_0 = 6 \cdot 3,8 \cdot 1,280 \cdot 9,81 = 286,3$ Н. Здесь $K_f = 6$ - коэффициент провисания для горизонтальных передач, ($K_f = 3$ - для наклонных до 40° к горизонту, $K_f = 1$ - для вертикальных передач), $q = 3,8$ кг/м масса 1м цепи по табл.П.31, $a = 1,264$ метра, $g = 9,81$ м/с² - ускорение свободного падения. F_v - натяжение цепи от центробежных сил:

$$F_v = q \cdot V^2 = 3,8 \cdot 1,825^2 = 12,6 \text{ Н.}$$

Условие прочности $s > [s]$ выполняется.

7.2.7. Определим силу давления цепи на вал:

$$F_B = k_b \cdot F_t + 2 \cdot F_0 = 1,15 \cdot 4289 + 2 \cdot 286,3 \approx 5505 \text{ Н,}$$

где $k_b = 1,15$ - коэффициент нагрузки вала.

Примечание. Если в результате расчетов получена перегрузка цепи ($p_{\Pi} > [p_{\Pi}]$), то следует взять цепь типа ПР с большим шагом и повторить проверку давления либо увеличить число зубьев ведущей звездочки z_1 и повторить расчет.

8. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ (ПРИБЛИЖЕННЫЙ) РАСЧЕТ ВАЛОВ И ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ

Этот расчет проведем для цилиндрического редуктора (рис. 2).

Предварительный расчет валов выполняют по напряжениям кручения (условно как при чистом кручении). При этом не учитывают напряжения изгиба, концентрации напряжений и переменность напряжений во времени. Поэтому для компенсации приближенности такого метода применяют значительно заниженные допускаемые напряжения на кручение, т.е. $[\tau_k] = (0,025 \dots 0,03) \cdot \sigma_B$, где σ_B — временное сопротивление материала вала (предел прочности). Меньшие значения $[\tau_k]$ используют для быстроходных валов, а большие $[\tau_k]$ — для тихоходных.

По условию прочности $\tau_k < [\tau_k]$, где $\tau_k = T/W_p$, W_p — момент сопротивления. Здесь $W_p = \pi d^3/16$ — для круглого сечения вала, тогда:

$$\tau_k = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} < [\tau_k]. \quad (17)$$

8.1.1. Определим ориентировочно диаметр выходного конца ведущего вала редуктора из условия (17):

$$d_{в1} \geq \sqrt[3]{16 \cdot T_2 / \pi \cdot [\tau_k]} = \sqrt[3]{16 \cdot 105 \cdot 10^3 / 3,14 \cdot 20} \approx 29,9 \text{ мм.}$$

Здесь $T_2 = 105 \text{ Нм}$ по табл.1, $[\tau_k] = (0,025 \dots 0,03) \sigma_B$, где $\sigma_B = 780 \text{ МПа}$ по табл. П.33 для стали 45, $[\tau_k] = (0,025 \dots 0,03) \cdot 780 = (19,5 \dots 23,4) \text{ МПа}$. Примем $[\tau_k] = 20 \text{ МПа}$.

Полученный результат должен быть округлен до большего значения из стандартного ряда: 10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110....

Для условий примера принимаем $d_{в1} = 30 \text{ мм}$.

Примечание. Если вал редуктора соединен с валом электродвигателя посредством муфты (рис. 5), а не через ременную передачу, как в примере 1 (рис. 2), то необходимо согласовать диаметр входного вала редуктора с диаметром вала электродвигателя, чтобы обеспечить необходимые условия для установки муфты.

Например, упругими втулочно-пальцевыми муфтами (УВП см. табл. П.34.) можно соединять валы с соотношением диаметров $d_{в.дв.}/d_{в.ред.} \geq 0,75$.

8.1.2. Определим ориентировочно по условию (17) диаметр выходного конца ведомого вала редуктора из стали 45 улучшенной:

$$d_{в2} \geq \sqrt[3]{16 \cdot T_3 / \pi \cdot [\tau_k]} = \sqrt[3]{16 \cdot 501 \cdot 10^3 / 3,14 \cdot 20} = 50,34 \text{ мм, где } T_3 = 501 \text{ Нм (табл.1).}$$

Принимаем в соответствии со стандартным рядом: $d_{в2} = 52 \text{ мм}$.

После определения диаметров выходных концов валов приступают к их конструированию. Примеры конструирования ведущего и ведомого валов редуктора (для условий примера) показаны на рис. 6 (а, б).

Здесь ведущий вал выполнен за одно целое с шестерней, т.е. в виде ступенчатого вала-шестерни. Это возможно при условии $d_1 \approx (1,2 \dots 1,8) \cdot d_B$.

На рис. 6а $d_1/d_{в1} = 1,78$.

На рис. 6б конструкцией ведомого вала предусмотрена установка колеса на шейку диаметром 70 мм. Крутящий момент передается через шпоночное соединение вала

с колесом.

Каждый из выходных концов обоих валов имеет шпоночный паз для соединения редуктора с открытой передачей (или с двигателем) и с исполнительным механизмом. Валы выполнены ступенчатыми для облегчения монтажа подшипников и колеса. Ширину каждой ступени под подшипник устанавливают по ширине B подшипника, выбранного из стандарта (табл. П.35, П.36), ширину шейки под колесо - по ширине венца колеса b_2 (для этого примера, $b_2=64$ мм) или по ширине ступицы колеса $\lambda_{ст} = (1...1,5)d_b$ где d_b — диаметр вала под ступицу. Для условий данного примера, $\lambda_{ст} = 70...105$ мм (см. рис. 6б). Принимаем $\lambda_{ст} = 80$ мм.

8.1.3. Предварительный выбор подшипников каждого вала редуктора проводят в следующей последовательности:

а) ориентируясь на действующие в зацеплении силы, определим тип и серию подшипников для быстроходного и тихоходного валов.

Для условий рассматриваемого примера силы, действующие в зацеплении:

— окружная $F_{t1} = F_{t2} = 2T_2/d_1 = 2 \cdot 105 \cdot 10^3 / 53,34 = 3937$ Н;

— радиальная $F_{r1} = F_{r2} = F_t \tan \alpha / \cos \beta = 3937 \cdot 0,364 / 0,985 = 1455$ Н;

— осевая $F_{a1} = F_{a2} = F_t \tan \beta = 3937 \cdot 0,1763 = 694$ Н,

где $\alpha = 20^\circ$ - угол зацепления, $\beta = 10^\circ$ угол наклона зубьев.

б) выберем типоразмеры подшипников из табл. П.35, П.36, П.37 по величине диаметра внутреннего кольца подшипника d , равного диаметру соответствующей шейки вала. При $F_a/F_r = 0,48 > 0,25$ для быстроходного и тихоходного валов выберем подшипники радиально-упорные легкой серии (табл. 36).

Для первого примера и конструкции быстроходного вала на рис 6а выберем подшипник с обозначением 36207, где $d_{n1}=35$ мм диаметр шейки вала. Для тихоходного вала выберем подшипник 36212, где $d_{n2}= 60$ мм, (см. на рис.6б).

Примечание. На обоих концах одного вала устанавливают, как правило, одинаковые подшипники.

в) выпишем основные параметры подшипников в табл. 8.

Таблица 8

Вал редуктора	Тип подшипника	Обозначение	d	D	B	C_d , кН	C_o , кН
Быстроходный	Радиально-упорные шариковые, легкой серии	36207	35	72	17	24,0	18,1
Тихоходный	Радиально-упорные шариковые, легкой серии	36212	60	110	22	48,2	40,1

Примечание: Наружный диаметр подшипника $D=72$ мм оказался больше диаметра окружности вершин зубьев $d_{a1}=58,21$ мм.

Для конического зацепления (см. раздел 3) силы, действующие в зацеплении:

— окружная $F_{t1} = F_{t2} = 2 \cdot T_2/d_2 = 2 \cdot 166,7 \cdot 10^3 / 91,48 = 3644$ Н;

— радиальная -на шестерне, равная осевой на колесе $F_{r1} = F_{a2} = F_t \tan \alpha \cdot \cos \delta_1$;

$F_{r1} = 3644 \cdot 0,364 \cdot 0,94 = 1247$ Н;

— осевая на шестерне, равная радиальной на колесе $F_{a1} = F_{r2} = F_t \tan \alpha \cdot \sin \delta_1 = 3644 \cdot 0,364 \cdot 0,325 = 431$ Н, где $\alpha = 20^\circ$ — угол зацепления, $\delta_1 = 19^\circ 39'$ — угол делительного конуса шестерни, $T_2 = T_3/u_{зап} = 500/3 = 166,7$ Нм., $n_2 = 450$ об/мин.

Для быстроходного вала выбираем подшипники роликовые конические типа 700 или легкой серии (табл. 37), для тихоходного вала роликовые конические типа 700 легкой серии.

Для червячной передачи (см. раздел 4) силы, действующие в зацеплении:

— окружная на червяке $F_{t1} = F_{a2} = 2 \cdot T_2 / d_1 = 2 \cdot 50 \cdot 10^3 / 100 = 1000 \text{ Н}$;

— осевая на червяке $F_{a1} = F_{t2} = 2 \cdot T_3 / d_2 = 2 \cdot 500 \cdot 10^3 / 400 = 2500 \text{ Н}$;

— радиальная на червяке и на колесе $F_{r1} = F_{r2} = F_{a1} \cdot \tan \alpha = 2500 \cdot 0,364 = 910 \text{ Н}$,

где $\alpha = 20^\circ$ — угол профиля витка червяка в осевом сечении, $T_2 = T_3 / u_{\text{зап}} = 500 / 10 = 50 \text{ Нм}$, $d_1 = 100 \text{ мм}$; $d_2 = 400 \text{ мм}$.

Для быстроходного вала выбираем подшипники радиальные шариковые однорядные средней серии (табл. 35), для тихоходного вала — роликовые конические типа 700 легкой серии (табл. 37).

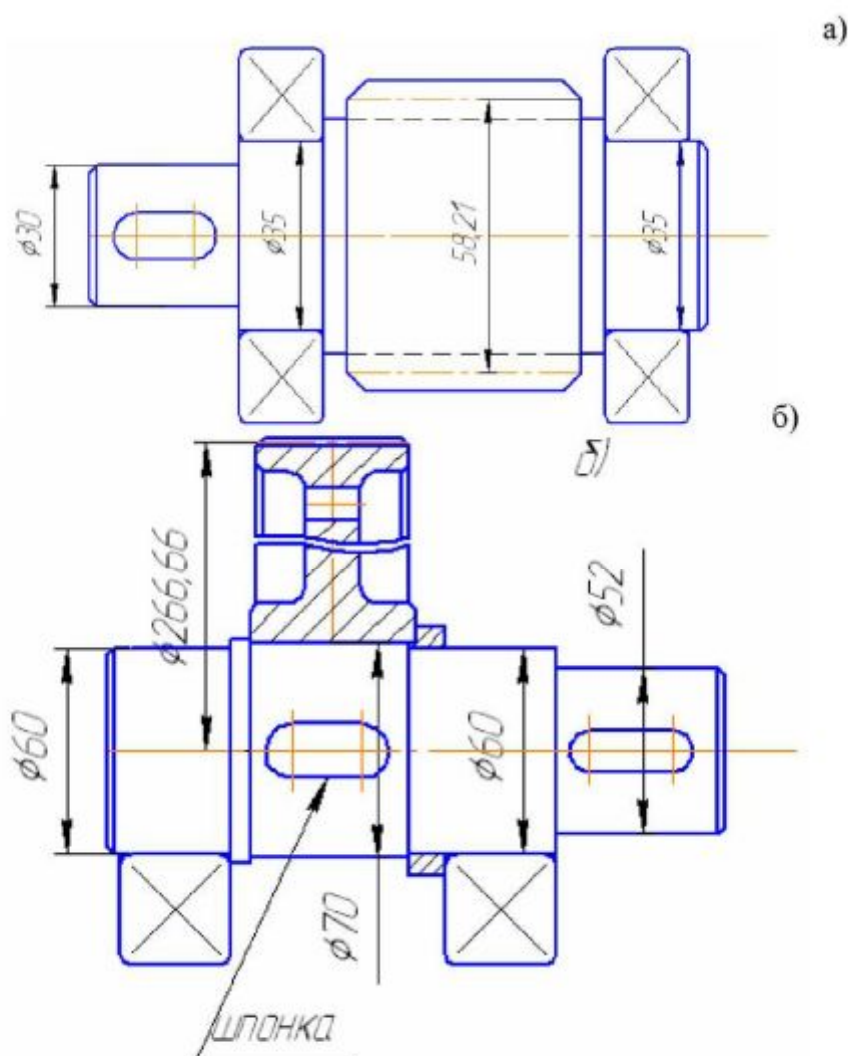


Рис. 6. Примеры конструирования валов

9. ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА

Эскизная компоновка представляет собой первый этап выполнения сборочного чертежа редуктора. Компоновку редуктора (примеры показаны на рис. 7, 8, 9) проводят обычно в натуральную величину (М 1:1) или с использованием масштабов уменьшения изображения, либо увеличения. Компоновку выполняют на листе чертежной бумаги формата А-1 (594 × 841), либо на миллиметровой бумаге.

Компоновку обычно проводят в два этапа. Первый этап служит для приближенного определения положения зубчатых колес, шкива или звездочки относительно опор для последующего определения опорных реакций и подбора подшипников.

Компоновочный чертеж выполняется в одной проекции - разрез по осям валов при снятой крышке редуктора. Для червячного редуктора чертеж выполняется в двух проекциях.

При эскизной компоновке устанавливают взаимное положение колес и подшипников на валах, примерно в следующей последовательности:

1. Проводим оси проекций валов и колес. При этом для цилиндрического и червячного редукторов оси валов провести на межосевом расстоянии друг от друга.

В цилиндрическом редукторе оси параллельны, а в червячном скрещиваются под углом 90°. В коническом редукторе нет межосевого расстояния, т.к. оси валов пересекаются под углом 90°.

2. Вычерчиваем зацепление в соответствии с размерами (табл. 2, 3, 4) и построениями на рис. 10а, б, в.

3. Очерчиваем внутреннюю стенку корпуса:

а) принимаем зазор от окружности вершин зубьев колеса до внутренней стенки корпуса $A_1 = 1,2 \cdot \delta$ (δ — толщина стенки корпуса принимается равной $\delta = 6 \div 8$ мм);

б) принимаем зазор от торца шестерни до внутренней стенки корпуса $A = \delta$;

в) принимаем расстояние между наружным кольцом предварительно намеченных подшипников (см. табл. 8) ведущего вала и внутренней стенкой корпуса $A = \delta$.

4. Вычерчиваем упрощенно (контуры с диагоналями) подшипники по размерам d , D , B (см. табл. 8). При этом нельзя забывать принятый масштаб построений. В коническом редукторе необходимо соблюдать симметричность корпуса относительно оси быстросходного вала ($A = A^1$, рис. 8).

5. Решаем вопрос о смазывании подшипников. Например, принимаем для подшипников пластичный смазочный материал. Для предотвращения вытекания смазки внутрь корпуса и вымывания пластичного материала жидким маслом из зоны зацепления устанавливаем мазеудерживающие кольца. Их ширину принимаем

$$Y = 8 \div 12 \text{ мм.}$$

6. Измерением находим расстояния ℓ_1 и ℓ_2 для первого примера (рис. 7), и c_1 , f_1 , c_2 , f_2 — для второго примера (рис. 8). При установке радиально-упорных конических подшипников необходимо учитывать положение их радиальных реакций. $a_1 = T_1/2 + [(d_1 + D_1) \cdot e/6]$, $c_1 = (1,4 \div 2) \cdot f_1$.

При этом необходимо чтобы выполнялось равенство: $A^1 + A = c_2 + f_2$.

7. Для червячного редуктора следует вычертить на двух проекциях червяк и червячное колесо. Подшипники червяка установить на расстоянии $\ell_1 = d_{aM2}$ один от другого, располагая их симметрично относительно среднего сечения червяка.

8. Измерением устанавливаем расстояние $\ell_3 = \Delta + 0,7d_6 + 8 + \ell_{ст}/2$ (см. рис. 7.)

где $\Delta = 12$ мм — толщина фланца; d_6 — диаметр болта; $\ell_{ст}$ — длина ступицы шкива или звездочки.

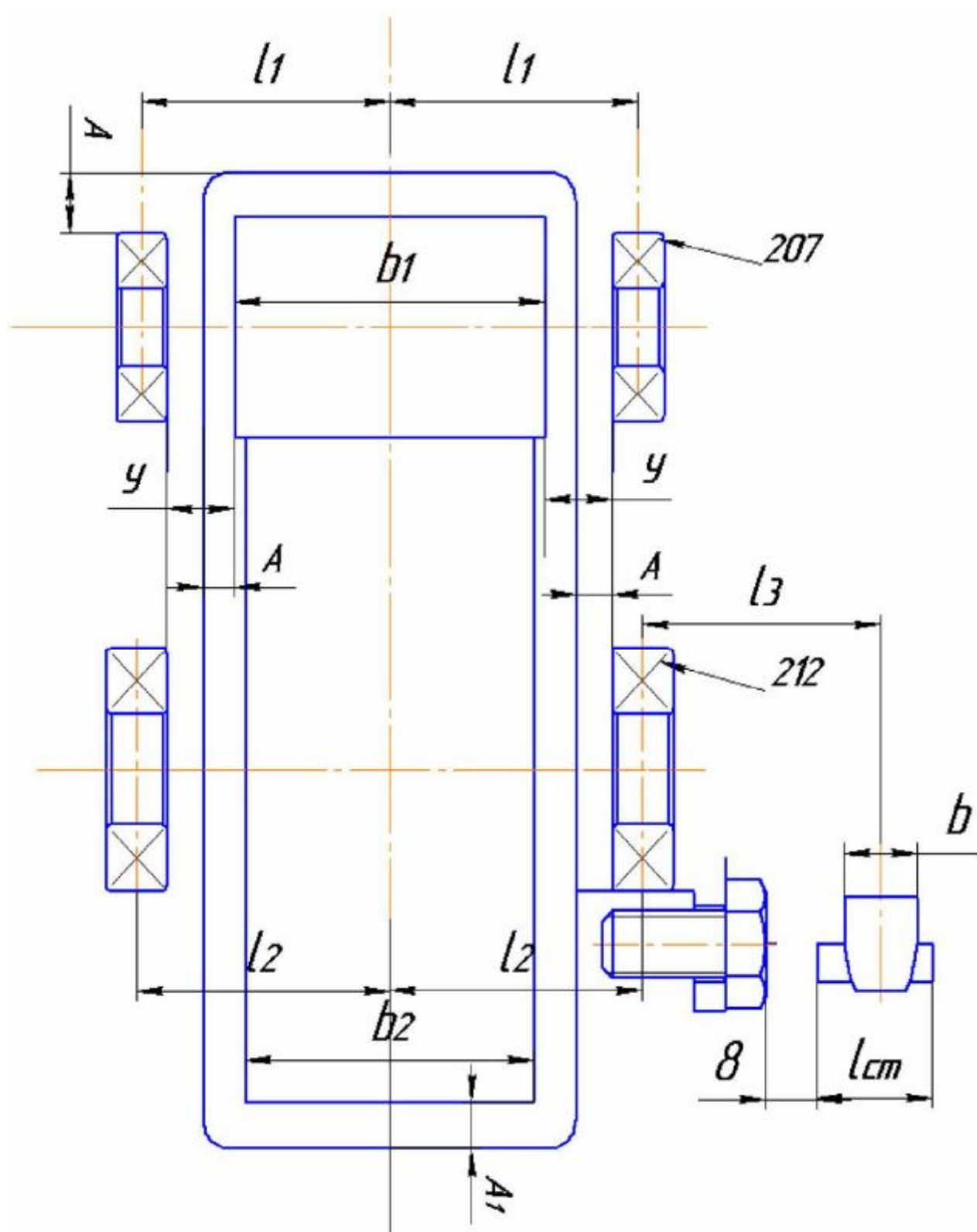


Рис. 7. Пример эскизной компоновки цилиндрического редуктора

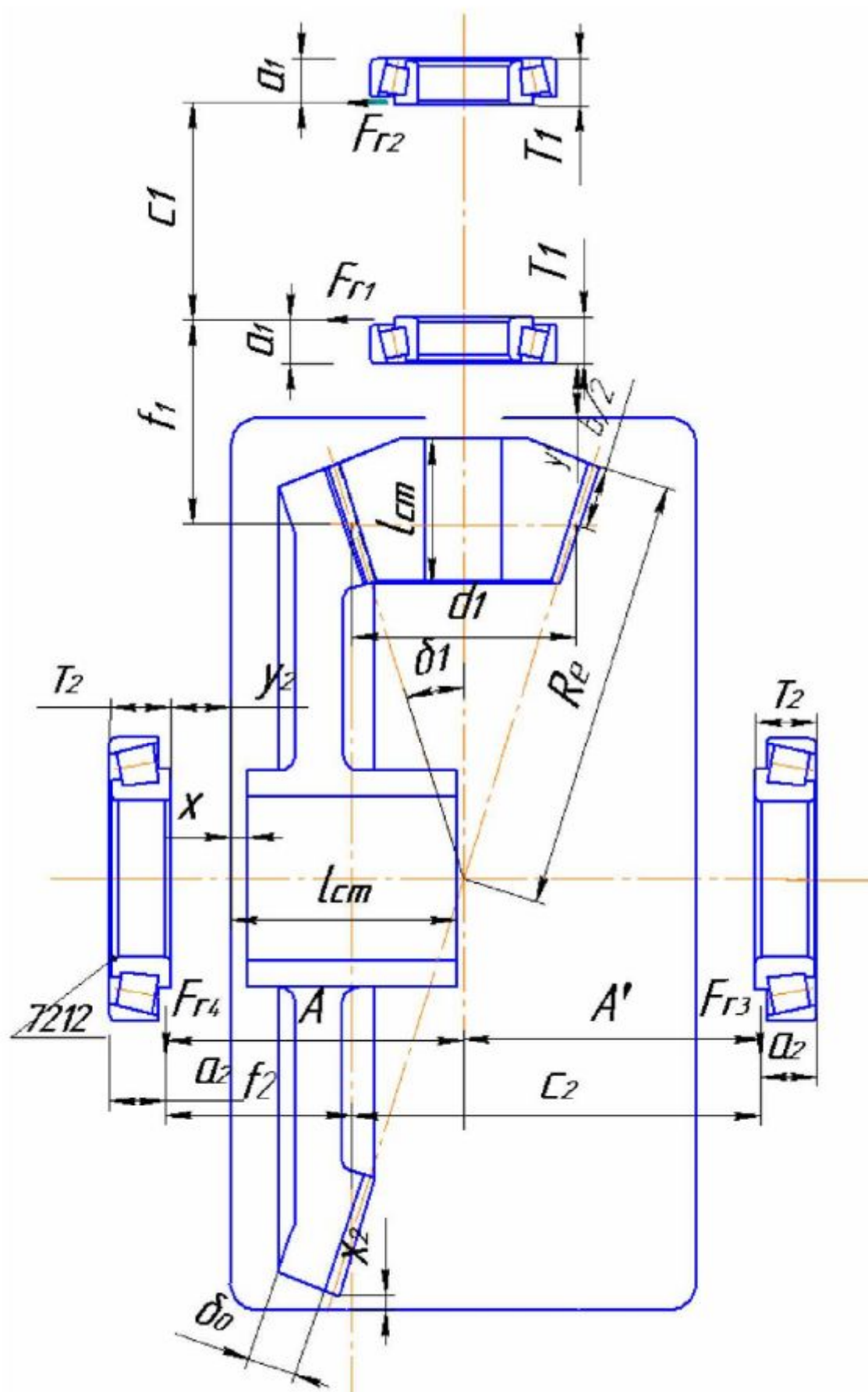


Рис.8. Пример эскизной компоновки конического редуктора

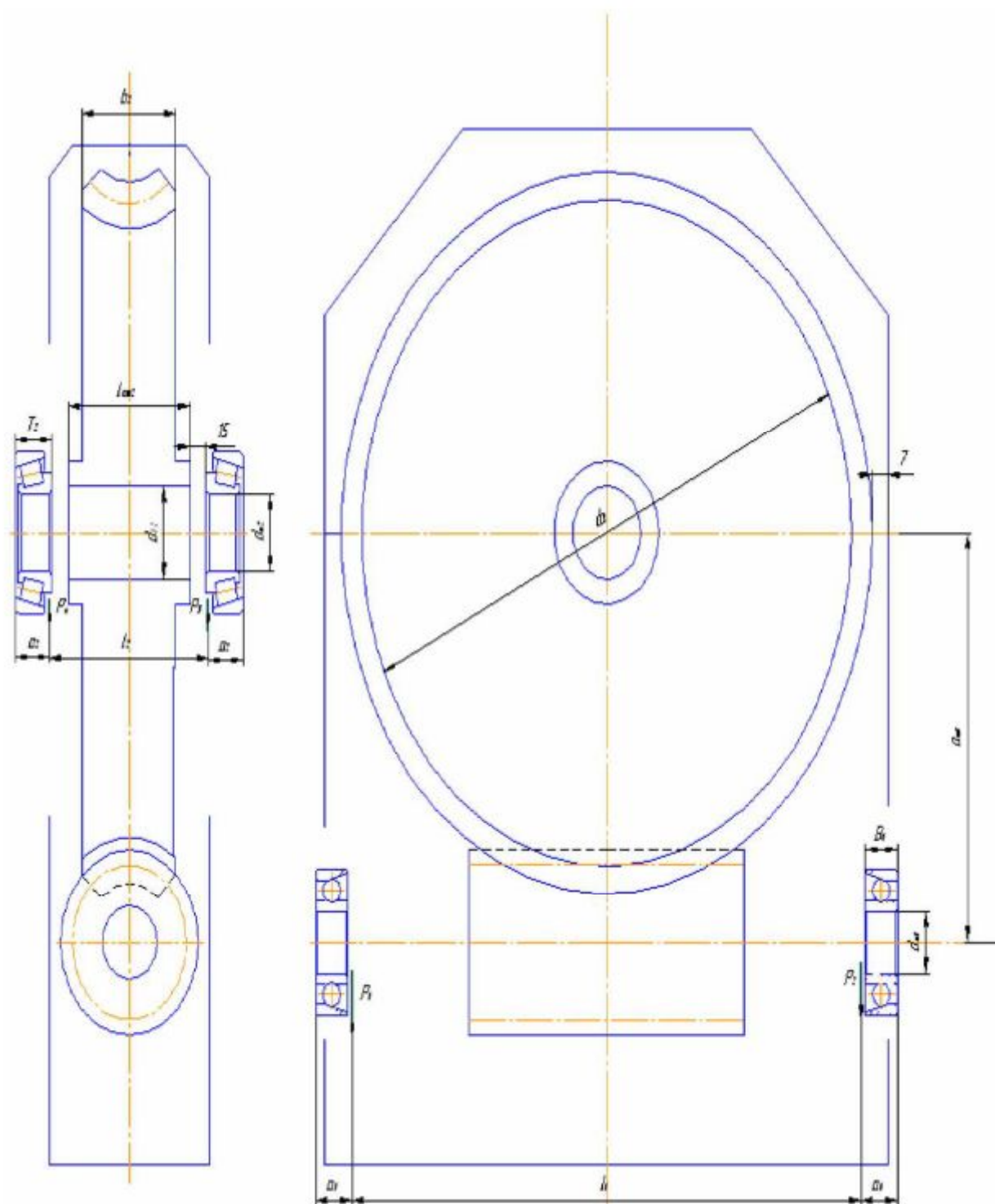


Рис. 9. Пример эскизной компоновки червячного редуктора

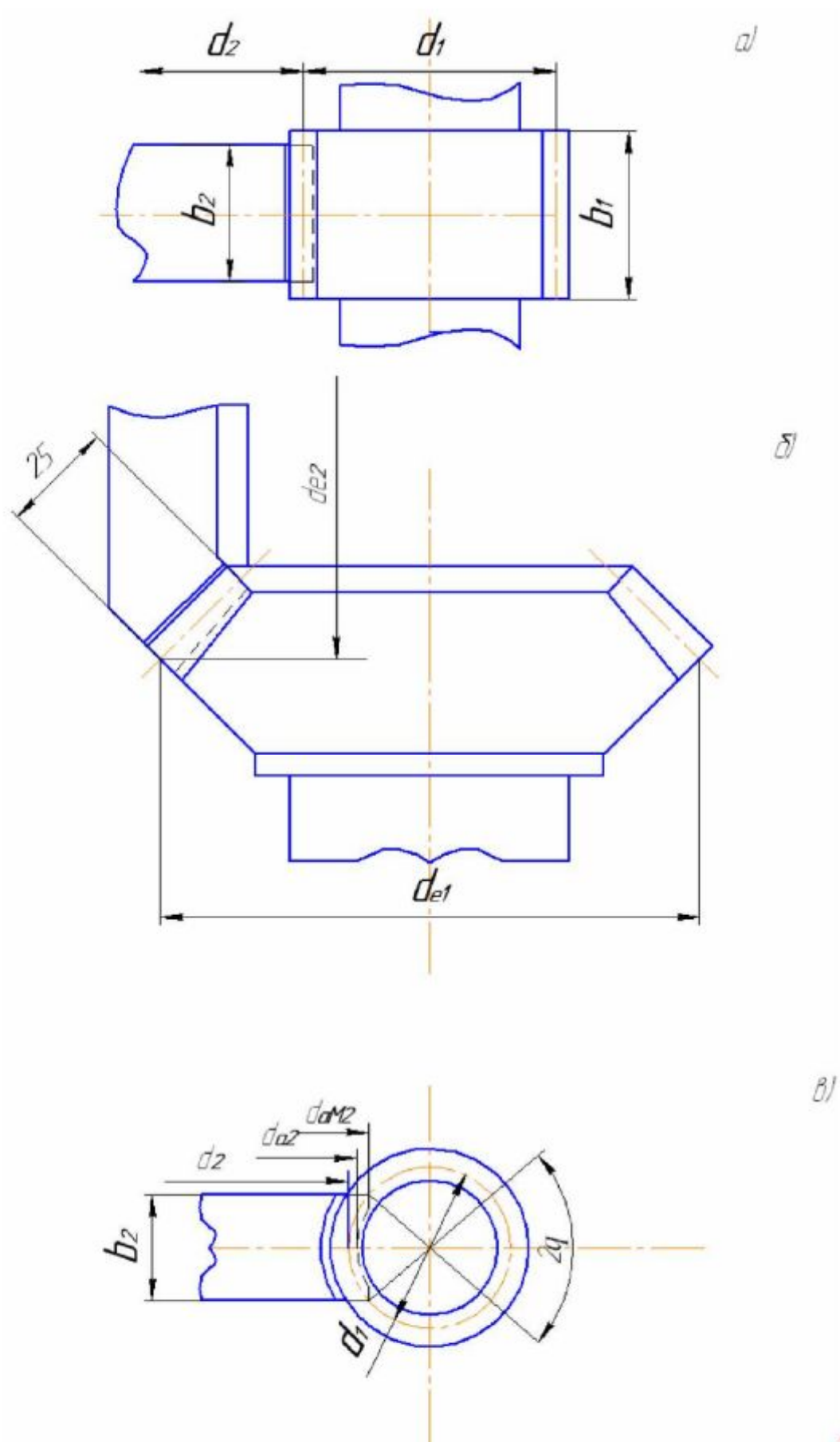


Рис.10. Построение зацепления передач:
а) цилиндрической; б) конической; в) червячной

10. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Расчет проведем для цилиндрического редуктора.

Призматические шпонки, применяемые в редукторах для крепления зубчатых колес к валу, проверяют на смятие. Проверке подлежат шпонки тихоходного вала, крепящие к валу либо цилиндрическое колесо (см. рис. 6б), либо коническое или червячное, а также звездочку или кривошип исполнительного механизма.

Проверим прочность шпонки по условию:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot T_3}{d_{k2}(h - t_1) \cdot (\ell - b)} < [\sigma_{\text{см}}], \quad (18)$$

где $T_3 = 501 \text{ Нм}$ (см. табл. 1), $d_{k2} = 70 \text{ мм}$; $\ell_{\text{сг}} = 80 \text{ мм}$; $\ell = \ell_{\text{сг}} - 10 = 70 \text{ мм}$; $b = 20 \text{ мм}$; $h = 12 \text{ мм}$ и $t_1 = 7,5 \text{ мм}$ — стандартные размеры шпонки по табл. П.38 для диаметра вала $d_{k2} = 70 \text{ мм}$, $[\sigma_{\text{см}}] = 100 \dots 120 \text{ МПа}$ — при стальной шейке вала и спокойной нагрузке, при колебаниях нагрузки $[\sigma_{\text{см}}] = 85 \dots 145 \text{ МПа}$, при ударной нагрузке $[\sigma_{\text{см}}] = 55 \dots 80 \text{ МПа}$.

Подставив численные значения в формулу (18), получим:

$$\sigma_{\text{см}} = 2 \cdot 501 \cdot 10^3 / 70 \cdot (12 - 7,5) \cdot (70 - 20) = 63,6 \text{ МПа} < [\sigma] = 110 \text{ МПа}.$$

Условие выполняется.

Вал под звездочкой: $d_{B2} = 52 \text{ мм}$; $\ell_{\text{сг}} = 80 \text{ мм}$; $\ell = \ell_{\text{сг}} - 10 = 80 - 10 = 70 \text{ мм}$; $b = 16 \text{ мм}$; $h = 10 \text{ мм}$ и $t_1 = 6 \text{ мм}$ — стандартные размеры шпонки по табл. П.38 для диаметра вала $d_{B2} = 50 \text{ мм}$, $[\sigma_{\text{см}}] = 100 \dots 120 \text{ МПа}$ — при стальной шейке вала и спокойной работе. Где $T_3 = 500 \text{ Нм}$.

$$\sigma_{\text{см}} = 2 \cdot 501 \cdot 10^3 / 70 \cdot (10 - 6) \cdot (50 - 16) = 105 \text{ МПа} < [\sigma] = 110 \text{ МПа}.$$

Условие выполняется.

Приложения

Таблица П.1

Значения КПД механических передач

Тип передачи	Закрытая	Открытая
Зубчатая:		
цилиндрическая	0,96... 0,97	0,93... 0,95
коническая	0,95... 0,97	0,92... 0,94
Червячная при передаточном числе u :		
свыше 30	0,70... 0,75	-
от 14 до 30	0,80... 0,85	-
от 8 до 14	0,85... 0,95	-
Цепная	0,95... 0,97	0,90... 0,93
Ременная:		
с плоским ремнем	-	0,96... 0,98
с клиновым ремнем	-	0,95... 0,97

Таблица П.2

Электродвигатели серии 4А (по ГОСТ 19523-81)

Типо размер	N ном, кВт	s, %	Типо размер	N ном, кВт	s, %
Синхронная об/мин	частота	вращения 3000	Синхронная об/мин	частота	вращения 1000
A 50 A2	0,09	-	A 63 A6	0,18	-
A 50 B2	0,12	-	A 63 B6	0,25	-
A 56 A2	0,18	-	71 A6	0,37	-
A 56 B2	0,25	-	71 B6	0,55	10
A 63 A2	0,37	8,9	80 A6	0,75	8,4
A 56 B2	0,55	8,5	80 B6	1,1	8,0
71 A2	0,75	5,9	90 L6	1,5	6,4
80 A2	1,5	6,3	100 L6	2,2	5,1
80 B2	2,2	4,2	112 MA6	3,0	5,2
90 L2	3,0	4,3	112 MB6	4,0	4,7
100 S2	4,0	3,3	132 S6	5,5	4,5
100 L2	5,5	3,4	132 M6	7,5	3,3
112 M2	7,5	2,5	160 S6	11,0	2,7
132 M2	11,0	2,3	160 M6	15,0	2,6
160 S2	15,0	2,1	180 M6	18,5	2,7
160 M2	18,5	2,1	200 M6	22,0	2,8
180 S2	22,0	2,0	200 L6	30,0	2,1
180 M2	30,0	1,9	225 M6	37,0	1,8
200 M2	37,0	1,9	250 S6	45,0	1,4
200 L2	45,0	1,8			

Синхронная частота вращения 1500 об/мин			Синхронная частота вращения 750 об/мин		
A 50 A4	0,06	-	71 B8	0,25	-
A 50 B40	0,09	-	80 A8	0,37	9,5
A56 A4	0,12	-	80 B8	0,55	9,0
A 56 B4	0,18	-	90 L A8	0,75	8,4
A 63 A4	0,25	-	90 L B8	1,1	7,0
A 63 B4	0,37	7,8	100 LB8	1,5	7,0
71 A4	0,55	7,3	112 MA8	2,2	6,0
71 B4	0,75	7,5	112 MB8	3,0	5,8
80 A4	1,1	5,4	132 S8	4,0	4,1
80 B4	1,5	5,8	132 M8	5,5	4,1
90 L4	2,2	5,1	160 S8	7,5	2,5
100 S4	3,0	4,4	160 M8	11,0	2,5
100 L4	4,0	4,7	180 M8	15,0	2,5
112 M4	5,5	3,7	200 M8	18,5	2,3
132 M4	7,5	3,0	200 L8	22,0	2,7
132 S4	11,0	2,8	225 M8	30,0	1,8
160 S4	15,0	2,3	250 S8	37,0	1,5
160 M4	18,5	2,2	250 M8	45,0	1,4
180 S4	22,0	2,0			
180 M4	30,0	1,9			
200 M4	37,0	1,7			
200 L4	45,0	1,6			

Таблица П.3

Рекомендуемые значения передаточных чисел

Закрытые зубчатые передачи (редукторы) одноступенчатые цилиндрические и конические:

1-й ряд	1,25	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0
2-й ряд	1,18	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1	9,0

Закрытые червячные передачи (редукторы) одноступенчатые для червяка с числом витков $z_1=1, 2, 4$ (ГОСТ 144 – 75):

1-й ряд	10	12.5	16	20	25	31.5
2-й ряд	11.2	14	18	22.4	28	35.5

Открытые зубчатые передачи 3...7, Цепные передачи 2...5, Ременные передачи (все типы) 2...4.

Таблица П.4

Рекомендуемые значения стандартных передаточных чисел

1-й ряд	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0
2-й ряд	1,12	1,4	1,8	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1	9,0

Таблица П.5

**Механические свойства сталей, применяемых для изготовления
зубчатых колес**

Термическая обработка	Средняя твердость поверхности	Марки сталей	σ_{HLim} , МПа
Отжиг, нормализация, улучшение	< 350HB	45, 50, 40X, 45X, 40XH	2HB + 70
Объемная и поверхностная закалка	38...50 HRC,	40X, 35XM, 35XГСА, 40XH	17HRC+200
Цементация	> 56HRC,	20X, 12XH3A, 18XГТ	23 HRC,
Азотирование	350...750HV		1050

Таблица П.6

**Число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу
выносливости**

Твердость HB	200	250	300	350	400	450	500	550	600
$N_{HO} 10^6$	10	16,5	25	36,4	50	68	87	114	143

Ориентировочные значения коэффициента $K_{H\beta}$ для зубчатых передач

Таблица П.7

Расположение колес относительно опор	Твердость поверхностей зубьев	
	< HB350	> HB350
Симметричное	1,0...1,15	1,05...1,25
Несимметричное	1,1...1,25	1,15...1,35
Консольное	1,2...1,35	1,25...1,45

Таблица П.8.

Значения коэффициентов $K_{H\beta}$

$\psi_{bd}=b/d_1$	Твердость поверхностей зубьев					
	< HB350			> HB350		
	Консольное	Несимметричное	Симметричное			
0,4	1,15	1,04	1,0	1,33	1,08	1,02
0,6	1,24	1,06	1,02	1,50	1,14	1,04
0,8	1,30	1,08	1,03	-	1,21	1,06
1,0	-	1,11	1,04	-	1,29	1,09
1,2	-	1,15	1,05	-	1,36	1,12
1,4	-	1,18	1,07	-	-	1,16
1,6	-	1,22	1,09	-	-	1,21
1,8	-	1,25	1,11	-	-	-
2,0	-	1,30	1,14	-	-	-

Таблица П.9

Значения коэффициента $K_{H\alpha}$

Степень точности	Окружная скорость V , м/с				
	до 1	5	10	15	20
6	1	1.02	1.03	1.04	1.05
7	1.02	1.05	1.07	1.10	1.12
8	1.06	1.09	1.13	-	-
9	1.1	1.16	-	-	-

Таблица П.10

Значения коэффициента $K_{H\beta}$

Передача	Твердость зубьев	Окружная скорость V , м/с			
		до 5	10	15	20
		Степень точности			
		8	8	7	7
Прямозубая	< 350HB	1,05	-	-	-
	> 350HB	1,10	-	-	-
Косозубая	< 350HB	1,0	1,01	1,02	1,05
	> 350HB	1,0	1,05	1,07	1,10

Таблица П.11

Значения коэффициента $K_{F\beta}$

$\psi_{bd} = b/d_1$	Твердость рабочих поверхностей зубьев							
	HB ≤ 350				HB > 350			
	1	2	3	4	1	2	3	4
0,2	1,00	1,04	1,18	1,10	1,03	1,05	1,35	1,20
0,4	1,03	1,07	1,37	1,21	1,07	1,10	1,70	1,45
0,6	1,05	1,12	1,62	1,40	1,09	1,18	-	1,72
0,8	1,08	1,17	-	1,59	1,13	1,28	-	-
1,0	1,10	1,23	-	-	1,20	1,40	-	-
1,2	1,13	1,30	-	-	1,30	1,53	-	-
1,4	1,19	1,38	-	-	1,40	-	-	-
1,6	1,25	1,45	-	-	-	-	-	-
1,8	1,32	1,53	-	-	-	-	-	-

Примечание. Данные в столбце 1 относятся к симметричному расположению зубчатых колес относительно опор; 2- к несимметричному; 3- к консольному при установке валов на шариковых подшипниках; 4- то же но при установке валов на роликовых подшипниках.

Таблица П.12

Ориентировочные значения коэффициента K_{FV}

Степень точности	Твердость HВ рабочей поверхности зубьев	Окружная скорость V, м/с		
		3	3÷8	8÷12,5
6	≤350	1/1	1,2/1	1,3/1,1
	>350	1/1	1,15/1	1,25/1
7	≤350	1,15/1	1,35/1	1,45/1,2
	>350	1,15/1	1,25/1	1,35/1,1
8	≤350	1,25/1,1	1,45/1,3	-/1,4
	>350	1,2/1,1	1,35/1,2	-/1,3
В числителе указаны K_{FV} для прямозубых колес, в знаменателе - для косозубых.				

Таблица П.13

Марка стали	Термическая или термохимическая обработка	Твердость зубьев		$\sigma_F^0 \lim b$,	$[n_F]^1$
		на поверхности	в середине		
40, 45, 50, 40X, 40XH	Нормализация, улучшение	HВ180-350		1,8HВ	1,75
40X, 40XH, 40XФА	Объемная закалка	HRC 45-55		500-550	1,8
40X, 40XH, 40XH2МА	Закалка ТВЧ	HRC 48-58	HRC 25-35	700	1,75
20XH, 20XH2М, 12XH3А, 12XH2	Цементация	HRC 57-63	-	950	1,55
Стали, содержащие алюминий	Азотирование	HV 700-950	HRC 24-40	300+1,2HRC	1,75

Таблица П.14

z_V	17	20	25	30	40	50	60	70	80	100
Y_F	4,28	4,09	3,90	3,80	3,70	3,66	3,62	3,61	3,61	3,60

Таблица П.15

Материалы для червячных колес

Группа	Материал	Способ отливки	σ_B , МПа	σ_T , МПа	Скорость скольжения, м/с
I	Бр010Н1Ф1	Ц	285	165	> 5
	Бр010Ф1	К	275		
		З	230		
	Бр05Ц5С5	К	200		
		З	145		
II	БрА10Ж4Н4	Ц	700		2...5
		К	650		
	БрА10ЖЗМц1,5	К	550		
		З	450		
	БрА9ЖЗЛ	Ц	530		< 2
		К	500		
		З	425		
	ЛЦ23А6ЖЗМц2	Ц	500		
		К	450		
		З	400		
III	СЧ18	З	355		
	СЧ15	З	315		

Таблица П.16

Допускаемые напряжения для червячного колеса

Группа материалов	Червяк улучшенный <350НВ	Червяк закален >38HRC ₂
I	$K_{HL} \cdot C_V \cdot 0,75 \sigma_B$	$K_{HL} \cdot C_V \cdot 0,9 \sigma_B$
II	$250 - 25 \cdot V_S$	$300 - 25 \cdot V_S$
III	$175 - 35 \cdot V_S$	$200 - 35 \cdot V_S$

V_S	1	2	3	4	5	6	7	8
C_V	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,80

Примечание. 1. C_V – коэффициент учитывающий износ материала;

2. K_{HL} – коэффициент долговечности $K_{HL} = \sqrt[8]{10^7 / N}$, где N – число циклов нагружения зубьев червячного колеса (см. пример 2) $N = 60 \cdot n \cdot L_h$. Если $N > 25 \cdot 10^7$, то $N = 25 \cdot 10^7$

3. При расположении червяка вне масляной ванны значения $[\sigma]$ уменьшить на 15%.

Таблица П.17

Параметры червячного зацепления

a _w , мм				
1-й ряд	2-й ряд	m, мм	q	z ₂ : z ₁
5		2,5	8	32:4, 32:2, 32:1
0		2	10	40:4, 40:2, 40:1
63		3,15	8	32:4, 32:2, 32:1
80		4	8	32:4, 32:2, 32:1
		5	8	32:4, 32:2, 32:1
100		4	10	40:4, 40:2, 40:1
125		5	10	40:4, 40:2, 40:1
		4	12,5	50:4, 50:2, 50:1
	140	5	16	40:4, 40:2, 40:1
		5	10	46:4, 46:2, 46:1
160		8	8	32:4, 32:2, 32:1
200		10	8	32:4, 32:2, 32:1
		8	10	40:4, 40:2, 40:1
250		12,5	8	32:4, 32:2, 32:1
		10	10	40:4, 40:2, 40:1
		8	12,5	50:4, 50:2, 50:1
	280	10	16	40:4, 40:2, 40:1
		10	10	46:4, 46:2, 46:1
400		20	8	32:4, 32:2, 32:1
		16	10	40:4, 40:2, 40:1
500		20	10	40:4, 40:2, 40:1
		16	12,5	50:4, 50:2, 50:1

Таблица П.18

m	q	m	q
3,15	8	8	8
	10		10
	12,5		12,5
	16		16
	20		20
4	8	10	8
	10		10
	12,5		12,5
	16		16
	20		20
5	8	12,5	8
	10		10
	12,5		12,5
	16		16
	20		20
6,3	8	16	8
	10		10
	12,5		12,5
	16		16
	20		20

Таблица П.19

Делительные углы подъема линии витка червяка

Z ₁	Значения γ при q						
	16	14	12	10	9	8	7,5
1	3°34'35"	4°05'09"	4°45'49"	5°42'38"	6°20'25"	7°07'30"	7°35'41"
2	7°07'30 ^{//}	8°07'48 ^{//}	9°27'44 ^{//}	11°18'36 ^{//}	12°31'44 ^{//}	14°02'10 ^{//}	14°55'53 ^{//}
3	10°37'15 ^{//}	12°05'40 ^{//}	14°02'10 ^{//}	16°4'56 ^{//}	18°26'06 ^{//}	20°33'22 ^{//}	21°48'00 ^{//}
4	14°02'10 ^{//}	15°56'43 ^{//}	18°25'06 ^{//}	21°48'05 ^{//}	23°57'45 ^{//}	26°33'54 ^{//}	28°04'21 ^{//}

Таблица П.20

Значения угла трения ϕ

V _S , м/с	ϕ	V _S , м/с	ϕ	V _S , м/с	ϕ
0,1	4°30'...5°10'	1,5	2°20'...2°50'	3	1°30'...2°00'
0,5	3°10'...3°40'	2,0	2°00'...2°30 ^{//}	4	1°20'...1°40'
1,0	2°30'...3°10'	2,5	1°40'...2°20'	7	1°00'...1°30'

Примечание. Меньшие значения для материалов I группы, большие для групп II и III

Таблица П.21

Коэффициент Y_F формы зуба для червячных колес

Z _v	28	30	35	40	45	50	65	80	100	150
Y _F	2,43	2,41	2,32	2,27	2,22	2,19	2,12	2,09	2,08	2,04

Таблица П.22

Марка бронзы или чугуна	Способ отливки	Пределы		Допускаемые напряжения при твердости червяка	
		прочность, σ_B (МПа)	текучесть, σ_T (МПа)	HRC < 45	HRC > 45
				$[\sigma_{0F}]^I$	$[\sigma_{0F}]^I$
БрО10Ф1	П	200	100	45	55
БрО10Ф1	К	255	147	57	71
БрО10Н1Ф1	Ц	285	165	64	80
БрО5Ц5С5	П	150	80	35	45
БрО5Ц5С5	К	200	90	45	53
БрА9ЖЗЛ	П	392	196	81	98
БрА9ЖЗЛ	К	490	236	85	108
БрА10Ж4Н4Л	П, К	590	275	101	130
СЧ10	П	118	-	33	41
СЧ15	П	147	-	37	47
СЧ18	П	177	-	42	53
СЧ20	П	206	-	47	59

Таблица П.23

Параметры кордшнурового плоского прорезиненного ремня

δ , мм	D_1 , мм	σ_0 , МПа	$[k_0]$, МПа
2,8	100	2	0,9
2,8	180	2	1,6
2,8	220	2	2,32

Таблица П.24

Коэффициент динамичности нагрузки и длительности работы, C_p				
Характер нагрузки	Спокойная	С умеренными колебаниями	Со значительными колебаниями	Ударная
C_p	1	0,9	0,8	0,7
Коэффициент угла наклона линии центров шкивов к горизонту, C_0				
Угол наклона, E (град.)	0... 60	60... 80	80... 90	
C_0	1	0,9	0,8	

Таблица П.25

Коэффициент угла обхвата α_1 на меньшем шкиве, C_α								
Угол обхвата, α		180	170	160	150	140	130	120
C_α	для плоских ремней	1	0,97	0,94	0,91			
	для клиновых	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83
Коэффициент влияния натяжения от центробежной силы, C_v								
Скорость ремня, v (м/с)		1	5	10	15	20	25	30
C_v	для плоских ремней	1,04	1,03	1	0,95	0,88	0,79	0,68
	для клиновых	1,05	1,04	1	0,94	0,85	0,74	0,60

Таблица П.26

Коэффициент влияния отношения L_p/L_0 , C_L							
Отношение L_p/L_0		0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4
C_L	для клинового ремня нормального сечения	0,82	0,89	0,95	1	1,04	1,07
	для клинового ремня узкого сечения	0,85	0,91	0,96	1	1,03	1,06

Таблица П.27

Тип	Обозначение	Размеры сечения		S, мм ²	L, м	d _{min} , мм	T ₁ , Нм
		в	h				
Нормальное сечение	О	10	6	47	0,4...2,5	63	<30
	А	13	8	81	0,56...4,0	90	15...60
	Б	17	10,5	138	0,8...6,3	125	50...150
	В	22	13,5	230	1,8...10	200	120...600
	Г	32	19	476	3,15...15	315	450...2400
	Д	38	23,5	692	4,5...18	500	1600...6000
	Е	50	30	1170	6,3...18	800	>4000
Узкие	УО	10	8	56	0,63...3,55	63	<150
	УА	13	10	95	0,8...4,5	90	90...400
	УБ	17	13	158	1,25...8,0	140	300...2000
	УВ	22	18	278	2,0...8,0	224	>1500

Таблица П.28.

Окружное усилие F_t , передаваемое одним клиновым ремнем при $u = 1$, длине L и спокойной работе

Тип	Сечение ремня (длина L_0 , мм)	D ₁ , мм	V, м/с							
			5	10	15	20	25	30	35	40
			F _t , Н							
Ремни нормального сечения	О (1320)	71	112	95	81	68	56	-	-	-
		80	124	107	94	80	66	-	-	-
		90	134	116	104	86	76	62	-	-
		100	140	124	111	98	84	66	-	-
	А (1700)	100	190	160	138	115	91	-	-	-
		112	210	182	160	137	112	83	-	-
		125	230	200	177	155	132	105	-	-
		140	246	218	194	172	148	121	-	-
		160	264	235	214	190	165	138	-	-
	Б (2240)	140	322	270	230	191	-	-	-	-
		160	366	315	275	236	196	149	-	-
		180	402	351	310	272	230	184	-	-
		200	430	379	338	300	257	212	-	-
		224	452	363	325	282	271	-	-	-
	В, (3750)	224	630	535	463	393	318	235	-	-
		250	696	602	530	460	384	302	-	-
		280	756	663	590	520	444	383	-	-
		315	814	719	647	558	500	416	-	-
		355	864	770	700	630	550	470	-	-
	Г, (6000)	355	1350	1140	990	840	680	513	-	-
		400	1510	1300	1150	1000	840	670	-	-
		450	1650	1440	1290	1140	980	816	-	-
		500	1760	1550	1400	1250	1100	926	-	-
		560	1850	1660	1500	1350	1180	1030	-	-
	Д	560	2280	1990	1760	1550	1330	1090	-	-

	(7100)	630	2480	2180	1960	1740	1520	1280		
		710	2640	2350	2120	1910	1690	1440		
		800	2800	2280	2060	1840	1590			
		900	2920	2600	2400	2190	1930	1720		
Тип	Сечение ремня, длина L_0 , мм	D_1	V , м/с							
			5	10	15	20	25	30	35	40
			F_t , Н							
Узкие ремни	УО (1600)	71	236	195	164	136	106	-	-	-
		80	276	234	204	175	146			
		90	310	265	238	210	180	152		
		100	332	292	263	236	208	178		
	УА (2500)	100	378	315	269	-	-	-	-	-
		112	434	372	325	280	233			
		125	482	423	378	330	285	236		
		140	528	470	420	378	330	281	226	
		160	576	517	469	427	380	331	276	220
	УБ (3535)	140	590	500	425	-	-	-	-	-
		160	690	600	526	455	376			
		180	760	670	603	530	456	383		
		200	824	730	667	595	524	443	360	
		224	852	790	710	650	584	503	423	
	УВ (5600)	224	1090	940	820	705	-	-	-	-
		250	1210	1060	946	830	704	570		
		280	1320	1150	1090	935	820	690		
		315	1410	1280	1160	1045	928	796	648	500
		355	1520	1380	1250	1145	1020	890	746	585

Таблица П.29

Условия работы передачи		Коэффициенты	
		обозначение	величина
Динамичность нагрузки	Равномерная	K_d	1,0
	Переменная с толчками		1,2... 1,5
Регулировка межосевого расстояния	Передвигающимися опорами	$K_{рег.}$	1,0
	Нажимными звездочками		0,8
	Нерегулируемые передачи		1,25
Положение передачи	Наклон линии центров $E=0...40$	K_b	1,15
	звездочек $E=0...90$		1,05
	к горизонту (град) $E<60$		1,0
	$E>60$		1,25
Способ смазки	Непрерывный в масляной ванне или от насоса	K_c	0,8
	Капельный		1,0
	Периодический		1,5
Режим работы	Односменная	K_p	1,0
	Двухсменная		1,25
	Трёхсменная		1,5

Таблица П.30

Допускаемое давление в шарнирах цепи, [р_ц]

Шаг цепи, t (мм)	При частоте вращения меньшей звездочки n ₂ , об/мин							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7... 15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5
19,05... 25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15
31,75... 38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15	-
44,45... 50,8	35	26	21	17,5	15	-	-	-

Таблица П.31

Обозначение цепи	t, мм	b ₃ , мм	d ₁ , мм	d ₃ , мм	h, мм	b ₇ , мм	b ₆ , мм	Разруш. Нагруз. F _p , даН	Масса 1м цепи q, кг
ПР-8-460	8,0	3,0	2,31	5,0	7,5	12	7	460	0,2
ПР-9,525-910	9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	10	910	0,45
ПР-12,7-900-1	12,7	2,40	3,66	7,75	10,0	8,7	-	900	0,30
ПР-12,7-900-2	12,7	3,30	3,66	7,75	10,0	12	7	900	0,35
ПР-12,7-1820-1	12,7	5,4	4,45	8,51	11,8	19	10	1820	0,65
ПР-12,7-1820-2	12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	21	11	1820	0,75
ПР-15,875-2300-1	15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	20	11	23000	0,80
ПР-15,875-2300-2	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	13	2300	1,00
ПР-19,05-3180	19,05	12,7	5,94	11,91	18,2	33	18	3180	1,90
ПР-25,4-6000	25,4	15,88	7,92	15,88	24,2	39	22	6000	2,60
ПР-31,75-8900	31,75	19,05	9,53	19,05	30,2	46	24	8900	3,80
ПР-38,1-12700	38,1	25,4	11,1	22,23	36,2	58	30	12700	5,50
ПР-44,45-17240	44,45	25,4	12,7	25,4	42,4	62	34	17240	7,50
ПР-50,8-22700	50,8	31,75	14,27	28,58	48,3	72	38	22700	9,70
ПР-63,5-35400	63,5	38,1	19,84	39,68	60,4	89	48	35400	16,00

Примечание. Пример условного обозначения цепи нормальной серии,
шага 19,05 мм с разрушающей нагрузкой 3180 даН:
Цепь ПР-19,05—3180 ГОСТ 13568—81

Таблица П.32

**Допускаемый коэффициент запаса прочности [s] для роликовых цепей
при z₁=15...30**

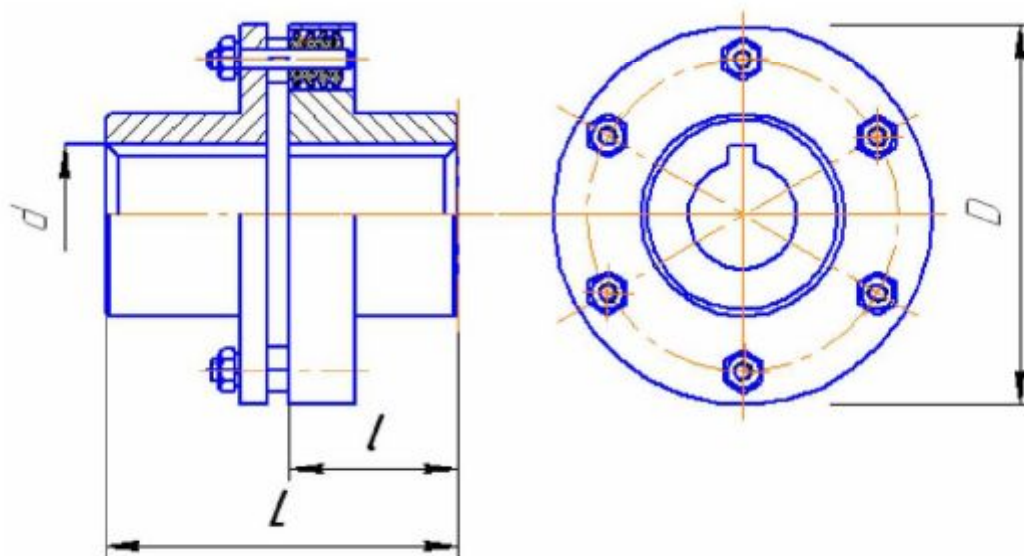
Шаг, Р мм	Частота вращения меньшей звездочки n (об/мин)								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
19,05	7,2	7,8	8,0	8,4	8,9	9,4	9,7	10,8	11,7
25,4	7,3	7,6	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12,0	13,3
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11,0	11,8	13,4	-
38,1	7,5	8,0	8,9	9,8	10,8	11,8	12,7	-	-
44,45	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	-	-	-
50,8	7,7	8,3	9,5	10,8	12,0	-	-	-	-

Таблица П.33

Механические свойства сталей

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Предел прочности, σ_B , МПа	Предел текучести, σ_T , МПа	Твердость НВ средняя	Термообработка
45	100...500	570	290	190	Нормализация
45	<90	780	440	230	Улучшение
	90...120	730	390	210	
	>130	690	340	200	
30ХГС	<140	1020	840	260	
	>140	930	740	250	
40Х	<120	930	690	270	
	120...160	880	590	260	
	>160	830	40	245	
40ХН	<150	930	690	280	
	140...180	880	590	265	
	>180	835	540	250	
40Х	<125	900	750	38...50HRC ₃	ТВЧ
40ХН	<200	920	750	38...50HRC ₃	ТВЧ

Таблица П.34

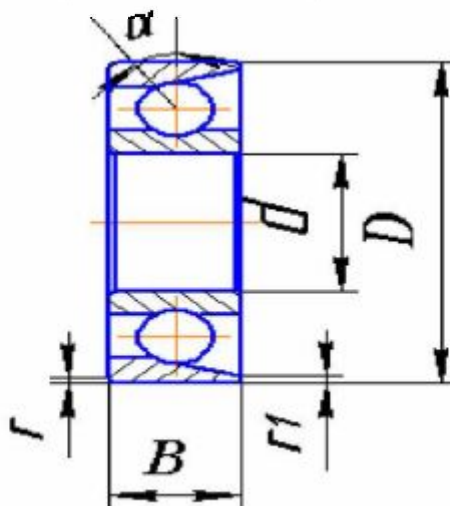
Муфты упругие втулочно-пальцевые (по ГОСТ 21424-75)

Передаваемый момент T , Нм	Диаметр вала d , мм	D	L	ℓ
31,5	16,18	90	81	40
63	20,22	100	104	50
125	25,28	120	125	60
125	30	120	160	80
250	32, 35, 38	140	165	80
250	40, 42, 45	140	225	110
500	40, 42, 45	170	225	110
710	45, 50, 55, 56, 58	190	226	110
1000	50, 55, 56	220	226	110
1000	60, 63, 65, 70	220	286	140
2000	63, 65, 70, 71, 75	250	288	140
2000	80, 85, 90	250	348	170
4000	80, 85, 90, 95	320	350	170
8000	100, 110, 120, 125	400	432	210

Примечание. Допускается сочетание полумуфты с разными диаметрами посадочных отверстий одного передаваемого момента.

Таблица П.35

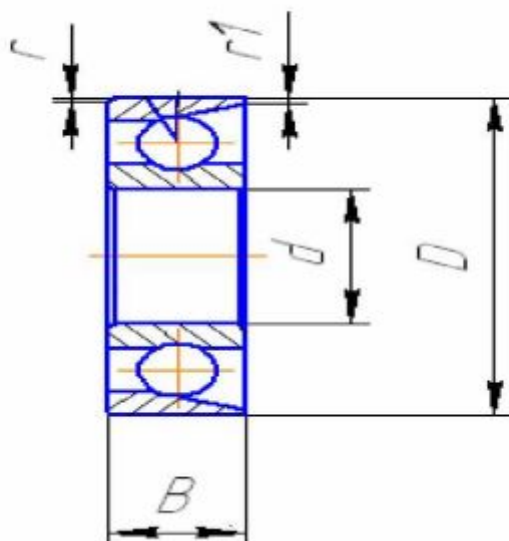
Шарикоподшипники радиальные однорядные (по ГОСТ 8338—75)



Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН		Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	r	C	C ₀		d	D	B	r		
Особо легкая серия							Средняя серия						
104	20	42	12	1	9,36	4,5	304	20	52	15	2	15,9	7,8
105	25	47	12	1	11,2	5,6	305	25	62	17	2	22,5	11,4
106	30	55	13	1,5	13,3	6,8	306	30	72	19	2	29,1	14,6
107	35	62	14	1,5	15,9	8,5	307	35	80	21	2,5	33,2	18,0
108	40	68	15	1,5	16,8	9,3	308	40	90	23	2,5	41,0	22,4
109	45	75	16	1,5	21,2	12,2	309	45	100	25	2,5	52,7	30,0
110	50	80	16	1,5	21,6	13,2	310	50	100	27	3	61,8	36,0
111	55	90	18	2	28	17,0	311	55	120	29	3	71,5	41,5
112	60	95	18	2	29,6	18,3	312	60	130	31	3,5	81,9	48,0
113	65	100	18	2	30,7	19,6	313	65	140	33	3,5	92,3	56,0
114	70	110	20	2	37,7	24,5	314	70	150	35	3,5	104,0	63,0
115	75	115	20	2	39,7	26,0	315	75	160	37	3,5	112,0	72,0
Легкая серия							Тяжелая серия						
204	20	47	14	1,5	12,7	6,2	403	17	62	17	2	22,9	11,8
205	25	52	15	1,5	14,0	6,95	405	25	80	21	2,5	36,4	20,4
206	30	62	16	1,5	19,5	10,0	406	30	90	23	2,5	47,0	26,7
207	35	72	17	2	25,5	13,7	407	35	100	25	2,5	55,3	31,0
208	40	80	18	2	32,0	17,8	408	40	110	27	3,0	63,7	36,5
209	45	85	19	2	33,2	18,6	409	45	120	29	3,0	76,1	45,5
210	50	90	20	2	35,1	19,8	410	50	130	31	3,5	87,1	52,0
211	55	100	21	2,5	43,6	25,0	411	55	140	33	3,5	100,0	63,0
212	60	110	22	2,5	52,0	31,0	412	60	150	35	3,5	108,0	70,0
213	65	120	23	2,5	56,0	34,0	413	65	160	37	3,5	119,0	78,1
214	70	125	24	2,5	61,8	37,5	414	70	180	42	4,0	143,0	105
215	75	130	25	2,5	66,3	41,0	416	80	200	48	4,0	163,0	125

Таблица П.36

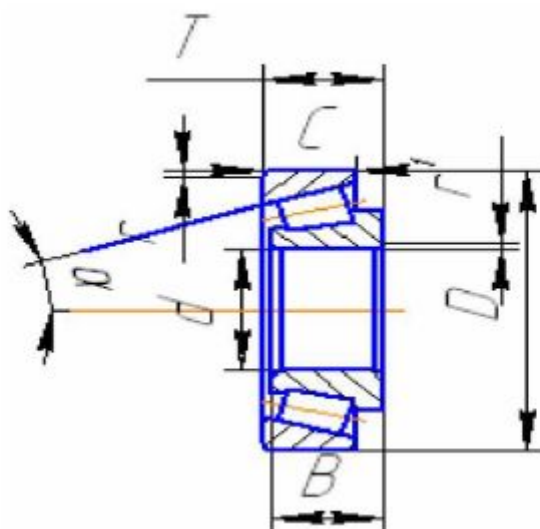
**Шарикоподшипники радиально—упорные однорядные
(по ГОСТ 831—75)**



Обозначение		Размеры, мм					Грузоподъемность, кН			
$\alpha = 12^\circ$	$\alpha = 26^\circ$	d	D	B	r	r ₁	$\alpha = 12^\circ$		$\alpha = 26^\circ$	
							C	C ₀	C	C ₀
Легкая серия										
36204	46204	20	47	14	1,5	0,5	12,3	8,4	11,6	7,79
36205	46205	25	52	15	1,5	0,5	13,1	9,2	12,4	8,5
36206	46206	30	62	16	1,5	0,5	18,2	13,3	17,2	12,2
36207	46207	35	72	17	2,0	1,0	24,0	18,1	22,7	16,6
36208	46208	40	80	18	2,0	1,0	30,6	23,7	28,9	21,7
36209	46209	45	85	19	2,0	1,0	32,3	25,6	30,4	23,6
36210	46210	50	90	20	2,0	1,0	33,9	27,6	31,8	25,4
36211	46211	55	100	21	2,5	1,2	41,9	34,9	34,9	32,1
36212	46212	60	110	22	2,5	1,2	48,2	40,1	45,4	36,8
-	46213	65	120	23	2,5	1,2	-	-	54,4	46,8
36214	-	70	125	24	2,5	1,2	63,0	55,9	-	--
-	46215	75	130	25	2,5	1,2	-	-	61,5	54,8
Средняя серия										
-	46304	20	52	15	2,0	1,0	-	-	14,0	9,17
36305	46305	25	62	17	2,0	1,0	22,0	16,2	21,1	14,9
36306	46306	30	72	19	2,0	1,0	26,9	20,4	25,6	18,7
36307	46307	35	80	21	2,5	1,2	35,0	27,4	33,4	25,2
36308	46308	40	90	23	2,5	1,2	41,3	33,4	39,2	30,7
36309	46309	45	100	25	2,5	1,2	50,5	41,0	48,1	37,7
36310	46310	50	110	27	3,0	1,5	59,2	48,8	56,3	44,8
-	46311	55	120	29	3,0	1,5	-	-	68,9	57,4
36312	46312	60	130	31	3,5	2,0	83,0	72,5	78,8	66,6
36313	46313	65	140	33	3,5	2,0	94,1	83,2	89,0	76,4

Таблица П.37

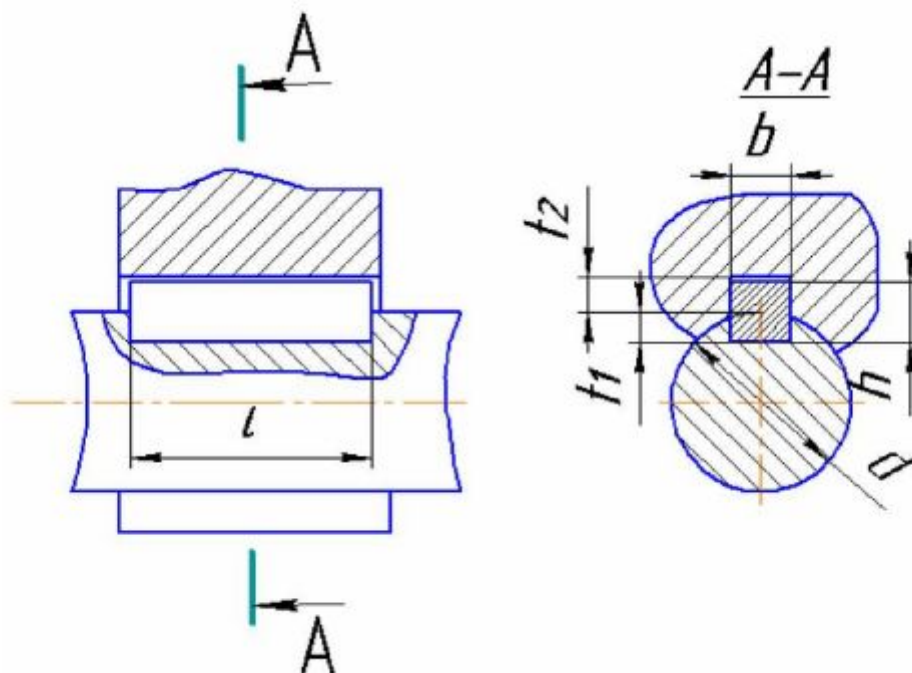
**Роликоподшипники конические однорядные
(по ГОСТ 333–79)**



Обозначение	Размеры, мм							α, град.	Грузоподъемность		Факторы на- грузки		
	d	D	T	b	c	r	r ₁		C	C ₀	e	Y	Y ₀
Легкая серия													
7204	20	47	15,5	14	12	1,5	0,5	14	19,1	13,3	0,36	1,67	0,92
7205	25	52	16,5	15	13	1,5	0,5	14	23,9	17,9	0,36	1,67	0,92
7206	30	62	17,5	16	14	1,5	0,5	14	29,8	22,3	0,36	1,65	0,91
7207	35	72	18,5	17	15	2,0	0,8	14	35,2	26,3	0,37	1,62	0,89
7208	40	80	20,0	20	16	2,0	0,8	14	42,4	32,7	0,38	1,56	0,86
7209	45	85	21,0	19	16	2,0	0,8	15	42,7	33,4	0,41	1,450	0,80
7210	50	90	22,0	21	17	2,0	0,8	14	52,9	40,6	0,37	1,60	0,88
7211	55	100	23,0	21	18	2,5	0,8	15	57,9	46,1	0,41	1,46	0,80
7212	60	110	24,0	23	19	2,5	0,8	13	72,2	58,4	0,35	1,710	0,94
7214	70	125	26,5	26	21	2,5	0,8	14	95,9	82,1	0,37	1,62	0,89
7215	75	130	27,5	26	22	2,5	0,8	15	97,6	84,5	0,39	1,55	0,85
Средняя серия													
7304	20	52	16,5	16	13	2,0	0,8	11	25,0	17,7	0,30	2,03	1,11
7305	25	62	18,5	17	15	2,0	0,8	14	29,6	20,9	0,36	1,66	0,92
7306	30	72	21,0	19	17	2,0	0,8	14	40,0	29,9	0,34	1,78	0,98
7307	35	80	23,0	21	18	2,5	1,0	12	48,1	35,3	0,32	1,88	1,03
7308	40	90	25,5	23	20	2,5	1,0	11	61,0	46,0	0,28	2,16	1,19
7309	45	100	27,5	26	22	2,5	1,0	11	76,1	59,3	0,29	2,09	1,15
7310	50	110	29,5	29	23	3,0	1,2	12	96,6	75,9	0,31	1,94	1,06
7311	55	120	32,0	29	25	3,0	1,2	13	102,0	81,5	0,33	1,80	0,99
7312	60	130	34,0	31	27	3,0	1,2	12	118,0	96,3	0,30	1,97	1,08
7313	65	140	36,5	33	28	3,0	1,2	12	134,0	111,0	0,30	1,97	1,08
7314	70	150	38,5	37	30	3,5	1,2	12	168,0	137,0	0,31	1,94	1,06
7315	75	160	40,5	37	31	3,5	1,2	12	178,0	148,0	0,35	1,83	1,01

Таблица П.38

Шпонки призматические
(по ГОСТ 23360–78)



Диаметр вала d, мм	Сечение шпонки		Фаска	Глубина паза, мм		Длина ℓ , мм
	b, мм	h, мм		вала t ₁	Ступицы t ₂	
свыше 12 до 17 » 17 » 22	5 6	5 6	0,25...0,4	3 3,5	2,3 2,8	10...56 14...70
» 22 » 30	8	7	0,4...0,6	4	3,3	18...90
» 30 » 38 » 38 » 44	10 12	8 8		5 5	3,3 3,3	22...110 28...140
» 44 » 50 » 50 » 58 » 58 » 65	14 16 18	9 10 11		5,5 6 7	3,8 4,3 4,4	36...160 35...180 50...200
» 65 » 75	20	12	0,6...0,8	7,5	4,9	56...220
» 75 » 85 » 85 » 95	22 25	14 14		9	5,4	63...250 70...280

Литература

1. Прикладная механика: Учебно-методическое пособие для студентов технических направлений / Сост. М.З. Алмаматов, В.А. Туров — Бишкек: КТУ, 2003. — 58 с.
2. *Шейнблит А.Е.* Курсовое проектирование деталей машин: Учебн. пособие. — М.: Высш. школа, 1991. — 432с.
3. *Чернавский С.А.* и др. Курсовое проектирование деталей машин: Учебн. пособие. — М.: Машиностроение, 1988. — 415 с.