

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Московский энергетический институт
(технический университет)
Волжский филиал

Кафедра Механики и материаловедения

В.Л. Строков

РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ

Методические указания к практическим
занятиям по прикладной механике

Рецензент:

Крюков А. Ф., профессор ВИСИ

Строков В.Л.

Расчет передач. Методические указания к практическим занятиям по прикладной механике. – Волжский.: ВФ МЭИ (ТУ), 2002 г. – 32 стр.

Представлены примеры расчетов закрытых (цилиндрических, червячных) и открытых (цепных и ременных) передач. Примеры сопровождаются рекомендациями по выбору параметров передач и материалов, представлены ссылки на литературу (справочники, ГОСТы и т.п.).

1. ПРИМЕР РАСЧЕТА ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

Задание. Рассчитать редуктор: $N_1 = 13 \text{ кВт}$, $n_1 = 970 \text{ мин}^{-1}$, передаточное число $u = 3,15$. Режим работы редуктора: 8 часов в сутки, 300 дней в году в течение 8 лет при постоянной нагрузке.

Расчет. Целью расчета является получение конструкции редуктора с приемлемыми габаритами и оправданной стоимостью изготовления при соответствии назначению и условиям эксплуатации. Учитывая это положение, выбираем для изготовления колес и шестерен редуктора недорогую легированную сталь 40X (поковка) из I группы материалов, т.е. с твердостью меньше 350 HB.

Назначаем соответствующую термообработку для колеса: улучшение (HB240); $\sigma_s = 850 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 550 \text{ МПа}$; для шестерни: азотирование (HB490); $\sigma_s = 1000 \text{ МПа}$; $\sigma_T = 800 \text{ МПа}$. При этом пользуемся таблицей 1.1.

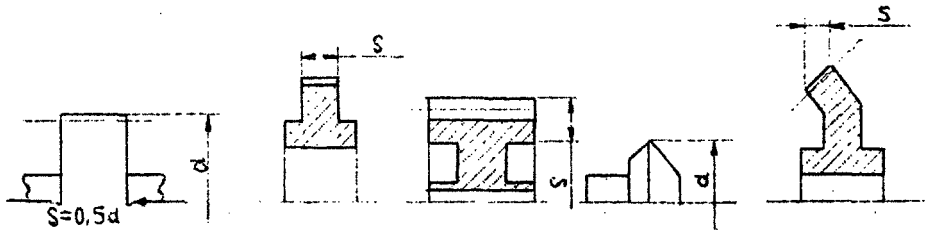


Таблица 1

Марка стали	Сечение $S, \text{ мм}$	Механические свойства				Термообработка
		Твердость		Предел прочности $\sigma_s, \text{ МПа}$	Предел текучести $\sigma_T, \text{ МПа}$	
		HB	HRC			
Заготовка – поковка (штамповка)						
45	≤ 80	170...217	–	600	340	Нормализация
	≤ 100	192...240	–	750	450	Улучшение
	≤ 60	241...285	–	850	580	то же
40X	≤ 100	230...260	–	850	550	Улучшение
	≤ 60	260...280	–	950	700	то же
	≤ 60	450...490	26...30	1000	800	азотирование
40XH	≤ 100	230...300	–	850	600	Улучшение
	100...300	≥ 241	–	800	580	то же
	≤ 40	–	48...54	1600	1400	закалка
35XГСА	≤ 150	235	–	760	500	Улучшение
	≤ 60	270	–	980	880	то же
	≤ 40	310	–	1100	960	то же
12ХНЗА	60	–	56...63	920	700	Цементация
38ХМЮА	–	640...660	30...35	1050	900	Азотирование
Стальное литьё						
45Л	–	~ 150	–	550	320	Нормализация
40ХЛ	–	~ 180	–	650	500	то же

1. Определение допускаемых контактных напряжений.

Допускаемые контактные напряжения определяем по формуле

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{HO}}{[n]} \cdot K_{HL},$$

где σ_{HO} – базовый предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов N_{HO} ;

$[n]$ – коэффициент безопасности, принимаемый равным 1,1 при нормализации и улучшении и равным 1,2 при поверхностной закалке, цементации и азотировании;

K_{HL} – коэффициент долговечности.

K_{HL} принимаем равным единице, если $N_{HE} > N_{HO}$.

В противном случае по степенной зависимости:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}$$

При этом K_{HL} не должен превышать 2,4, что исключает появление остаточных деформаций поверхности зубьев. Здесь N_{HE} – расчетное число циклов перемены напряжений, N_{HO} – базовое число циклов напряжений.

Для определения базовых пределов контактной выносливости поверхностей зубьев воспользуемся таблицей 1.2.

Таблица 1.2.

Приближенные значения пределов контактной выносливости зубьев

Способ термической или химико-термической обработки зубьев	Твердость зубьев		Сталь	$\sigma_{с}, МПа$	$\sigma_{с}, МПа$
	На поверхности	В сердцевине у основания			
Нормализация, улучшение	HB 180-350		Углеродистая и легированная, например, 40, 45, 30X, 40XH	21HB-70	1,8HB
Закалка при нагреве ТВЧ по контуру	HRC 48...58	HRC 25...35	Легированная, например, 40X, 40XH, 35XM	17HRC-260	650
Закалка при нагреве ТВЧ сквозная	HRC 48...50		Легированная, например, 40X, 40XH, 35XM	17HRC+200	550
Цементация	HRC 56...63	HRC 30...45	Легированная, например, 20X, 12XH3A	23HRC	950
Азотирование	HB 560...690	HRC 24...40	Легированная, например, 38XM10A, 40X, 40XFA	1050	1,2HRC _{сердц} +300
	HB480...600				

Имеем для колеса из улучшенной стали 40Х:

$$\sigma_{HO_2} = 2 \cdot 240 + 70 = 550 \text{ МПа};$$

для шестерни: $\sigma_{HO_1} = 1050 \text{ МПа}$.

Число циклов напряжений для колеса определим по формуле:

$$N_{HE} = N_{\Sigma} = 60 \cdot n \cdot t,$$

где n – частота вращения того из колес, по материалу которого определяют допускаемые напряжения, мин^{-1} ;

t – число часов работы передачи за расчетный срок службы.

Для колеса:

$$N_{\Sigma 2} = 60 \cdot n_2 \cdot t,$$

где

$$n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{970}{3,15} = 308 \text{ мин}^{-1},$$

$$t = 8 \cdot 300 \cdot 8 = 19200 \text{ ч} - \text{срок службы.}$$

Тогда

$$N_{\Sigma 2} = 60 \cdot 308 \cdot 19200 = 3,5 \cdot 10^8.$$

Для шестерни:

$$N_{\Sigma 1} = 60 \cdot 970 \cdot 19200 = 1,1 \cdot 10^9.$$

Базовые числа циклов определяем по формуле:

$$N_{HO} = (HB)^3.$$

Получаем

$$N_{HO_2} = 1,4 \cdot 10^7, \quad N_{HO_1} = 1,2 \cdot 10^7.$$

Так как

$$N_{\Sigma 2} > N_{HO_2} (3,5 \cdot 10^8 > 1,4 \cdot 10^7) \text{ и}$$

$$N_{\Sigma 1} > N_{HO_1} (1,1 \cdot 10^9 > 1,2 \cdot 10^7), \text{ то}$$

принимаем коэффициент долговечности $K_{HL} = 1$.

Таким образом имеем:

$$[\sigma]_{H2} = \frac{550}{1,1} = 500 \text{ МПа},$$

$$[\sigma]_{H1} = \frac{1050}{1,2} = 875 \text{ МПа}.$$

Если прямозубая передача, то принимаем за расчетную величину $[\sigma] = [\sigma]_{H2} = 500 \text{ МПа}$, как наименьшую.

Если передача косозубая или шевронная, то по формуле:

$$[\sigma]_H = 0,45 \cdot ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) \leq 1,23 \cdot [\sigma]_{\min},$$

$$[\sigma]_H = 0,45 \cdot (875 + 500) = 619 \leq 1,23 \cdot 500 = 615 \text{ МПа}.$$

Принимаем $[\sigma]_H = 619 \text{ МПа}$.

2. Определение допускаемых напряжений при расчете на изгиб (излом).

Для определения используем формулу:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{FO}}{[n]} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL},$$

где σ_{FO} – базовый предел выносливости зубьев по изгибу (излому), определяется экспериментальным путем. Рекомендации даны в таблице 1.2.

$$\sigma_{FO2} = 1,8 \cdot HB = 1,8 \cdot 240 = 432 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{FO1} = 1,2 \cdot HRC^{сепд} + 300 = 1,2 \cdot 30 + 300 = 336 \text{ МПа}$$

($HRC^{сепд}$ при азотировании 24...40 – принимаем 30);

$[n]$ – коэффициент безопасности, при вероятности неразрушения 0,99 принимаем для зубчатых колес из поковок и штамповок равным 1,75 и из литых заготовок – 2,3. Выбранный материал – поковка, поэтому $[n] = 1,75$;

K_{FC} – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки (коэффициент реверсивности), принимают равным 1,0 при одностороннем приложении нагрузки и 0,7+0,8 – при двухстороннем приложении нагрузки (большие значения для II группы материалов);

K_{FL} – коэффициент долговечности:

$$\text{при } HB \leq 350 \quad K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} \geq 1 \leq 2,$$

$$\text{при } HB > 350 \quad K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} \geq 1 \leq 1,6,$$

где N_{FO} – базовое число циклов; рекомендуют принимать $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ для всех сталей;

N_{FE} – расчетное число циклов.

$$N_{FE} = N_{\Sigma} = 60 \cdot n \cdot t,$$

$$N_{\Sigma 2} = 3,5 \cdot 10^8; \quad N_{\Sigma 1} = 1,1 \cdot 10^9.$$

Так как $N_{FO} < N_{FE}$ ($4 \cdot 10^6 < 3,5 \cdot 10^8$), то принимаем $K_{FL} = 1$.
Таким образом имеем

$$[\sigma]_{F2} = \frac{432}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 246 \text{ МПа},$$

$$[\sigma]_{F1} = \frac{336}{1,75} = 192 \text{ МПа}.$$

3. Определение межосевого расстояния.

Межосевое расстояние определяем по формуле:

$$a_w = (U + 1) \cdot 3 \sqrt{\left(\frac{282}{[\sigma]_H \cdot U} \right)^2 \cdot \frac{M_2 \cdot K_{H\beta}}{\psi_{sa}}},$$

где M_2 — вращающий момент на колесе

$$M_2 = M_1 \cdot U \cdot \eta,$$

где M_1 — вращающий момент на шестерне;
 η — КПД зубчатой передачи.

$$M_1 = 9,56 \cdot \frac{N_1 \cdot 10^3}{n_1} = 9,56 \cdot \frac{13 \cdot 10^3}{970} = 128,2 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_2 = 128,2 \cdot 3,15 \cdot 0,98 = 396 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

ψ_{sa} — коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния; определяется по коэффициенту ψ_{sd} ширины колеса относительно длины колеса

$$\psi_{sa} = \frac{b}{a}, \quad \psi_{sd} = \frac{b}{d_1}.$$

Его назначают в зависимости от твердости рабочих поверхностей, степени точности и расположения колес относительно опор. Увеличение ψ_{sa} приводит к уменьшению габаритов и массы передачи и требует повышенной точности и жесткости конструкции. Рекомендации по назначению коэффициентов даны в таблице 1.3.

Таблица 1.3

Рекомендуемые значения $\psi_{sd} = \frac{b}{d_1}$

Расположение колеса относительно опор	При твердости рабочих поверхностей зубьев	
	$HV_2 \leq 350 \text{ мм}$ или HB_1 и $HB_2 \leq 350$	HB_2 и $HB_1 > 350$
Симметричное	0,8...1,4	0,4...0,9
Несимметричное	0,6...1,2	0,3...0,6
Консольное	0,3...0,4	0,2...0,25

Принимаем $\psi_{ed} = 1$, тогда

$$\psi_{ea} = \frac{2\psi_{ed}}{U+1} = \frac{2 \cdot 1}{3,15+1} = 0,48.$$

Принимаем $\psi_{ea} = 0,5$.

$K_{H\beta}$ – коэффициент учета неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца, связанной с деформацией валов и самих зубьев колес, определяется по графикам (рис. 8.15 [2]), и зависит от взаимного расположения зубчатых колес при деформированных валах в случаях симметричного, несимметричного и консольного расположения колес относительно опор (см. табл.1.4), тогда

$$K_{H\beta} = 1,02 = (1,0) \text{ при } \psi_{ea} = 0,5.$$

Таблица 1.4.

Коэффициенты концентрации нагрузки $K_{F\beta}$ (числитель) и $K_{H\beta}$ (знаменатель)

$\psi_{ed} = \frac{\sigma_{w1}}{d_{w1}}$	Значения $K_{F\beta}$ и $K_{H\beta}$ при расположении		
	На консоли	Симметрично вблизи опор	Несимметрично относительно опор
0,2	1,15/1,08	1/1	1,02/1,02
0,4	1,22/1,18	1/1	1,08/1,03
0,6	1,32/1,3	1,03/1,02	1,11/1,05
0,8	—	1,06/1,03	1,17/1,07
1,0	—	1,10/1,04	1,23/1,10
1,2	—	1,14/1,06	1,29/1,13
1,4	—	1,17/1,08	1,36/1,17

Таким образом

$$a_w = (3,15+1) \cdot 3 \sqrt{\left(\frac{282}{619 \cdot 3,15}\right)^2 \cdot \frac{396 \cdot 10^3 \cdot 1}{0,5}} = 106 \text{ мм.}$$

Согласно стандарту СТ СЭВ 229-75 принимаем $a = 125 \text{ мм}$.

4. Определение геометрических параметров.

4.1. Имеется рекомендация, по которой модуль зацепления

$$m = (0,01 \dots 0,02) a = 1,25 \dots 2,50 \text{ мм.}$$

Принимаем по СТ СЭВ 310-86 $m = 2 \text{ мм}$.

4.2. По формулам

$$z_1 = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{(U+1) \cdot m}; \quad z_2 = U \cdot z_1,$$

где β – угол наклона зубьев,

$$\cos \beta = \frac{(z_1 + z_2)m}{2a_w}$$

Решая совместно последние три уравнения, получаем значения числа зубьев и угол наклона β .

Принимаем $z_1 = 30$ и $z_2 = 93$ при $\cos \beta = 0,984$; $\beta = 10^\circ 16'$.

Определяем делительные диаметры:

$$d_1 = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 30}{0,984} = 61 \text{ мм},$$

$$d_2 = \frac{2 \cdot 93}{0,984} = 189 \text{ мм}.$$

Ширина колеса

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a = 0,5 \cdot 125 = 62,5 \text{ мм}$$

Согласно ГОСТу 6636-89 по $R_a 20$ $b_2 = 63 \text{ мм}$; $b_1 = 71 \text{ мм}$.

5. Проверяем расчет на выносливость при изгибе.

Для этого сначала определяем эквивалентные числа зубьев z_{v1} и z_{v2} по формулам

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \beta}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \beta}$$

получаем $z_{v1} = 31$; $z_{v2} = 98$.

По таблице 1.5 определяем коэффициент формы зуба Y_F в зависимости от эквивалентных чисел зубьев колеса и шестерни. $Y_{F2} = 3,6$; $Y_{F1} = 3,8$.

Таблица 1.5

Значения коэффициентов формы зуба

Z	17	20	25	30	40	50	60	80 и более
Y_F	4,28	4,09	3,90	3,80	3,70	3,66	3,62	3,6

Далее рассчитываем отношения

$$\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}} \quad \text{и} \quad \frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}},$$

$$\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}} = \frac{192}{3,8} \approx 50 \text{ МПа}, \quad \frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}} = \frac{246}{3,6} \approx 68 \text{ МПа}.$$

Отсюда делаем вывод, что проверочный расчет следует делать только по шестерне вследствие меньшего значения отношения $\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}}$.

Определяем напряжения изгиба по формуле:

$$\sigma_F = \frac{2M_1 \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta}{d_1 \cdot e_w \cdot m} \leq [\sigma]_F,$$

где Y_β – коэффициент наклона зубьев, при $\beta = 10^\circ$ принимается $Y_\beta = 0,95$;
 K_F – коэффициент нагрузки, $K_F = K_{F\beta} = 1,1$.

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot 128,2 \cdot 10^3 \cdot 1,1 \cdot 3,8 \cdot 0,95}{61 \cdot 63 \cdot 2} = 135 \text{ МПа} < [\sigma]_F = 192 \text{ МПа}.$$

6. *Определение усилий в зацеплении по выражениям:*

$$P = P_1 = P_2 = \frac{2M_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 128,2 \cdot 10^3}{61} = 4200 \text{ Н} - \text{окружная сила},$$

$$P_{r1} = P_{r2} = P \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta} = 4200 \frac{0,364}{0,984} = 1550 \text{ Н} - \text{радиальная сила},$$

$$P_{x1} = P_{x2} = P \cdot \operatorname{tg} \beta = 4200 \cdot 0,181 = 760 \text{ Н} - \text{осевая сила}.$$

7. *Определяем геометрические размеры зубчатых колес:*

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 61 + 2 \cdot 2 = 65 \text{ мм},$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 189 + 2 \cdot 2 = 193 \text{ мм},$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 61 - 2,5 \cdot 2 = 56 \text{ мм},$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m = 189 - 2,4 \cdot 2 = 184 \text{ мм},$$

$$a = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5(61 + 189) = 125 \text{ мм}.$$

2. ПРИМЕР РАСЧЕТА ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Задание. Рассчитать редуктор по следующим данным: $N_1 = 4,5 \text{ кВт}$, $n_1 = 960 \text{ мин}^{-1}$, передаточное число $u = 20$, нагрузка постоянная. Передача нереверсивная.

Расчет. Червячная передача отличается высокими скоростями скольжения в зацеплении и неблагоприятными условиями смазки. В связи с этим материалы червячной передачи должны обладать антифрикционными свойствами, износостойкостью и низкой склонностью к заеданию.

Червяки изготавливают из углеродистых и легированных сталей (табл. 1.1). Наибольшей нагрузочной способностью обладают пары, у которых витки червяка подвергнуты термообработке до высокой твердости (закалка, цементация и пр.) с последующим шлифованием.

Червячные колеса изготавливают в основном из бронзы (табл. 2.1), реже из латуни или чугуна. Оловянистые бронзы (БрСф 10-1, БрОНФ и др.) считаются лучшими материалами для венцов червячных колес, но они дороги и дефицитны. Их применяют при сравнительно больших скоростях скольжения ($v_s = 5 \dots 25$ м/с). Безоловянистые бронзы имеют повышенные механические характеристики (НВ, σ_b), но им присущи пониженные противозадирные свойства. Их применяют в паре с твердыми ($HRC > 45$) шлифованными и полированными червяками для передач, у которых $v_s \leq 5$ м/с. Чугун серый или модифицированный применяют при $v_s \leq 2$ м/с, преимущественно в ручных приводах.

Таблица 2.1

Материал колеса	Способ отливки	Механические характеристики, МПа	
		σ_T	σ_b
БрОФ 10-1	В песок	120	200
БрОФ 10-1	В кокиль	150	260
БрОНФ	Центробежный	170	290
БрАЖ 9-4	В песок	200	400

Допускаемые контактные напряжения для оловянистых бронз при шлифованном и полированном червяке с твердостью $\geq 45HRC$ оценивают по рекомендуемому соотношению:

$$[\sigma]_H \approx (0,85 \dots 0,9) \sigma_b;$$

при невыполненных требованиях к обработке червяка:

$$[\sigma]_H \approx C_D \cdot 0,75 \cdot \sigma_b,$$

где C_D — коэффициент, учитывающий скорость скольжения:

$v_s, \text{ м/с}$	≤ 1	2	3	4	5	6	7	≥ 8
C_D	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

Для бронзы БрАЖ 9-4

$$[\sigma]_H \approx 300 - 25 \cdot v_s$$

при шлифованном и полированном червяке с твердостью $\geq 45HRC$.

Скорость скольжения при проектном расчете оценивают по приближенной зависимости:

$$v_s = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{M_2}$$

Допускаемые напряжения изгиба для всех марок бронз определяют из выражения

$$[\sigma]_F = 0,25 \cdot \sigma_T + 0,08 \cdot \sigma_B.$$

2.1. Предварительно оцениваем скорость скольжения и конструктивные параметры

$$v_s = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{M_2},$$

где $M_2 = M_1$ и η – вращающий момент на колесе;

$$M_1 = \frac{N_1}{\omega_1} \text{ – вращающий момент на червяке;}$$

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} \text{ – угловая скорость червяка;}$$

$$M_1 = \frac{4,5 \cdot 10^3}{100} = 45 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad M_2 = 45 \cdot 20 \cdot 0,8 = 720 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Предварительно, в соответствии с таблицей 2.2, принимаем:

$$z_1 = 2; \quad z_2 = z_1 \cdot 4 > z_{min} = 28; \quad z_2 = 2 \cdot 20 = 40 > 28; \quad \eta = 0,8.$$

Тогда

$$v_s = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot 960 \cdot \sqrt[3]{720} \cong 3,9 \text{ м/с}.$$

В соответствии со стандартом $z_1 = 1,2,4$. При этом число z_1 поставлено в соответствие с передаточным отношением:

$z_1 = 1$	2	4
$i \geq 30$	15...30	8...15

Предварительно задаемся коэффициентом диаметра $q = 10$ (см. извлечение из стандарта табл.2.2.).

2.2. Выбор материалов и допускаемых напряжений.

В соответствии с вышеизложенным, в качестве материала венца червячного колеса выбираем бронзу БрАЖ 9-4, для червяка – сталь 40Х, закаленную до HRC45.

$$[\sigma]_H = 300 - 25 \cdot v_s = 300 - 25 \cdot 3,9 = 203 \text{ МПа}.$$

$$[\sigma]_F = 0,25 \cdot \sigma_T - 0,08 \cdot \sigma_B = 0,25 \cdot 200 - 0,08 \cdot 400 = 82 \text{ МПа}.$$

2.3. Определение межосевого расстояния.

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{[\sigma]_H \cdot \frac{z_2}{q}} \right)^2 \cdot M_2 \cdot K_H },$$

где $K_H = K_F = K_D \cdot K_\beta$ – коэффициент расчетной нагрузки;

K_D – коэффициент динамичности;

K_β – коэффициент концентрации нагрузки.

Плавность и бесшумность работы является достоинством червячной передачи, а учет условий задания позволяет принять $K_D = 1$, $K_\beta = 1$ и $K_H = K_F = 1$.

$$a_w = \left(\frac{40}{10} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{203 \cdot \frac{40}{10}} \right)^2 \cdot 720 \cdot 1 } = 180 \text{ мм.}$$

Согласно ГОСТу 2144-76 (табл. 2.2) принимаем $a_w = 200$ мм.

2.4. Зная межосевое расстояние и применяя формулу

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

вычисляем модуль зацепления:

$$m = \frac{2 \cdot 200}{10 + 40} = 8.$$

Определяем диаметр d_1 :

$$d_1 = q \cdot m = 10 \cdot 8 = 80 \text{ мм.}$$

2.5. Уточняем выбранную ранее скорость скольжения:

$$v_s = \frac{\pi \cdot q \cdot m \cdot n_1}{60 \cdot 10^3 \cdot \cos \gamma} = \frac{V_1}{\cos \gamma},$$

где γ – угол подъема винтовой линии червяка.

Номинальные передаточные числа U	Пара-метры	Межосевые расстояния a_w , мм									
		63	80	100	125	160	200	250			
8, 16, 31,5	$Z_2 : Z_1$	32:4 32:2 32:1	32:4 32:2 32:1	32:4 32:2 32:1	32:4 32:2 32:1	32:4 32:2 32:1	32:4 32:2 32:1	32:4 32:2 32:1			
	m	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0	12,5			
	q	8	8	8	8	8	8	8			
	x	0	0	0	-0,16	0	0	0			
	u	8 16 32	8 16 32	8 16 32	8 16 32	8 16 32	8 16 32	8 16 32			
	$Z_2 : Z_1$	40:4 40:2 40:1	40:4 40:2 40:1	40:4 40:2 40:1	40:4 40:2 40:1	40:4 40:2 40:1	40:4 40:2 40:1	40:4 40:2 40:1			
10; 20; 40	m	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0			
	q	10	10	10	10	10	10	10			
	x	+0,2	-0,4	0	0	+0,397	0	0			
	u	10 20 40	10 20 40	10 20 40	10 20 40	10 20 40	10 20 40	10 20 40			
	$Z_2 : Z_1$	50:4 50:2 50:1	50:4 50:2 50:1	50:4 50:2 50:1	50:4 50:2 50:1	50:4 50:2 50:1	50:4 50:2 50:1	50:4 50:2 50:1			
	u	2	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0			
12,5; 25; 50	q	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5			
	x	+0,250	+0,750	+0,496	0	+0,750	+0,496	0			
	u	12,5 25 50	12,5 25 50	12,5 25 50	12,5 25 50	12,5 25 50	12,5 25 50	12,5 25 50			
	$Z_2 : Z_1$	63:1	63:1	63:1	63:1	63:1	63:1	63:1			
	m	1,60	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3			
	q	16	16	16	16	16	16	16			
63	x	-0,125	+0,500	+0,500	+0,180	+0,500	+0,500	+0,182			
	u	63	63	63	63	63	63	63			
	$Z_2 : Z_1$	-	80:1	80:1	80:1	80:1	80:1	80:1			
	m	-	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0			
	q	-	20	20	20	20	20	20			
	x	-	0	0	0	+0,794	0	0			
80	u	-	80	80	80	80	80	80			

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{\pi \cdot m \cdot z_1}{\pi \cdot d_1} = \frac{m \cdot z_1}{d_1} = \frac{z_1}{q} = 0,1$$

$$\gamma = 5^\circ 43' (5,711^\circ).$$

$$V_s = \frac{V_1}{\cos \gamma} = \frac{4,02}{0,9950365} = 4,04 \text{ м/с.}$$

Оставляем ранее принятый материал для венца червячного колеса, т.к. $V_s < 10 \text{ м/с}$.

2.6. Проверяем контактную выносливость.

$$\sigma_H = \frac{170}{z_2/q} \sqrt{\left(\frac{z_2+1}{q}\right)^3} M_2 \cdot K_H = \frac{170}{40/10} \sqrt{\left(\frac{5}{200}\right)^3 \cdot 720 \cdot 10^3} = \frac{170}{4} \sqrt{11,25} = 142,55 \text{ Мпа.}$$

Условие контактной выносливости выполнено $\sigma_H < [\sigma]_H$.

2.7. Определяем основные размеры червяка и колеса.

$d_1 = q \cdot m = 80 \text{ мм};$ $d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 80 + 2 \cdot 8 = 96 \text{ мм};$ $d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m = 60,8 \text{ мм};$ $\epsilon_1 \geq (11 + 0,06 \cdot z_2)m = 107,2 \text{ мм}.$ Окончательно принимаем $\epsilon_1 = 135 \text{ мм}.$	$d_2 = z \cdot 2 \cdot m = 320 \text{ мм};$ $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 320 + 2 \cdot 8 = 336 \text{ мм};$ $d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m = 320 - 2,4 \cdot 8 = 300,8 \text{ мм};$ $\epsilon_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1} = 0,75 \cdot 96 = 72 \text{ мм}.$ Принимаем $\epsilon_2 = 71 \text{ мм}.$
---	---

$$d_{am2} \leq d_{a2} + 1,5 \cdot m = 336 + 1,5 \cdot 8 = 348 \text{ мм}.$$

2.8. Проверяем зуб колеса на выносливость при изгибе.

Предварительно определяем эквивалентное число зубьев червячного колеса:

$$z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}.$$

z_v	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100
Y_F	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30

$$z_v = \frac{40}{0,985} = 41 \quad Y_F = 1,56$$

$$\sigma_F = \frac{1,4 \cdot M_2 \cdot K_F \cdot Y_F}{m \cdot d_2 \cdot e_2} = \frac{1,4 \cdot 720 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 1,56}{8 \cdot 320 \cdot 71} = 9,3 < [\sigma_F] = 82 \text{ Мпа.}$$

2.9. Определяем КПД передачи.

$$\eta = 0,98 \cdot \frac{\operatorname{tg} 5,711^\circ}{\operatorname{tg}(5,711^\circ + 2,3^\circ)} = 0,84.$$

Это значение соответствует предварительно выбранному значению.

3. ПРИМЕР РАСЧЕТА РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Задание 1. Рассчитать открытую плоскоремennую передачу, установленную в приводе от двигателя к ленточному транспортеру: $N_1 = 25 \text{ кВт}$; $\omega_1 = 130 \text{ рад/с}$; $\omega_2 = 33 \text{ рад/с}$. Натяжение ремня периодическое, передача горизонтальная.

Расчет. Определяем диаметр малого шкива по формуле:

$$d_1 \geq (520 \dots 635) \cdot \sqrt[3]{\frac{N_1}{\omega_1}},$$

где N_1 – мощность, кВт;

ω_1 – угловая скорость, рад/с;

d_1 – диаметр шкива, мм.

$$d_1 = (520 \dots 635) \cdot \sqrt[3]{\frac{25}{130}} \approx 300 \dots 360 \text{ мм.}$$

Можно использовать другую формулу:

$$d_1 = (1100 \dots 1350) \cdot \sqrt[3]{\frac{N_1}{n_1}},$$

где n_1 – частота вращения меньшего шкива, мин^{-1} .

По ГОСТ 17383-80 или ГОСТ 1284-80 принимаем $d_1 = 315 \text{ мм}$.

Зная d_1 , рассчитываем окружную скорость передачи:

$$v = 0,5 \cdot \omega_1 \cdot d_1 = 0,5 \cdot 130 \cdot 315 \cdot 10^{-3} = 20,5 \text{ м/с.}$$

Это значение линейной скорости находится в пределах рекомендуемых ($v \leq 25 \text{ м/с}$).

1. Определяем диаметр большого шкива:

$$d_2 = d_1 \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad \text{или} \quad d_2 = d_1 \cdot u,$$

где u – передаточное отношение.

$$d_2 = 315 \cdot \frac{130}{33} = 1240 \text{ мм.}$$

По указанным в п.1 ГОСТам принимаем $d_2 = 1250 \text{ мм.}$

Зная диаметры шкивов, рассчитываем межосевое расстояние (минимальное):

$$a \geq 2 \cdot (d_1 + d_2),$$

$$a = 2 \cdot (315 + 1250) = 3130 \text{ мм.}$$

Принимаем $a = 3000 \text{ мм.}$

Если угол обхвата окажется меньше допустимого значения, то увеличим это расстояние.

2. Определяем угол обхвата:

$$\alpha \approx 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{d_1 + d_2}{a},$$

$$\alpha = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{0,315 + 1,250}{3} \cong 161^\circ.$$

$$[\alpha] = 150^\circ; \alpha > [\alpha]; 161 > 150.$$

3. Определяем длину ремня по формуле:

$$l \cong 2 \cdot a + 0,5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a},$$

$$l = 2 \cdot 3000 + 0,5 \cdot 3,14 \cdot (315 + 1250) + \frac{(1250 - 315)^2}{4 \cdot 3000} = 8530 \text{ мм.}$$

Так как критерисм долговечности ремня является число пробегов ремня в секунду, то необходимо его определить:

$$u = \frac{v}{l}; \quad u = \frac{20,50}{8,53} \cong 2,4 \text{ с}^{-1}.$$

Допускаемое значение $[u] = 5 \text{ с}^{-1}$. $u < [u]$

4. Назначаем прорезиненный ремень в соответствии с рекомендацией.

$$\delta < \frac{d_1}{30} = \frac{315}{30} = 10,5 \text{ мм,}$$

где δ – толщина ремня.

Принимая во внимание, что с уменьшением толщины ремня его долговечность увеличивается, выбираем ремень с тканью БКНЛ-65 без обкладок с $\delta = 6 \text{ мм}$ (ГОСТ 380598-78).

5. Определяем допускаемую удельную окружную силу.

Для прорезиненных ремней при $\sigma_0 = 1,8 \text{ МПа}$ (напряжение от предварительного напряжения) критическое значение удельной окружной силы

$$K_0^s = 2,6 - 10 \cdot \frac{\delta}{d_1} = 2,41 \text{ МПа.}$$

Допускаемая удельная окружная сила:

$$[K] = K_0 \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_p \cdot C_0,$$

где C_α – коэффициент снижения тяговой способности при уменьшении угла обхвата (таблица 3.1).

Таблица 3.1

Угол обхвата α°	150	160	170	180	190	200	210	220
C_α	0,91	0,94	0,97	1,0	1,03	1,06	1,09	1,12

C_v – коэффициент, учитывающий уменьшение прижатия ремня к шкиву под действием центробежных сил (таблица 3.2).

Таблица 3.2

Скорость ремня линейная, м/с	1	5	10	15	20	25	30
C_v	1,04	1,03	1,00	0,95	0,88	0,79	0,68

C_p – коэффициент учета характера нагрузки (таблица 3.3).

Таблица 3.3

Нагрузка	Спокойная	Умеренные колебания	Значительные колебания	Ударная и резко переменная
C_p	1...0,85	0,9...0,8	0,8...0,7	0,7...0,6

C_0 – коэффициент учета способа натяжения ремня и наклон линии центров передач к горизонту (таблица 3.4).

Таблица 3.4

Угол наклона линии центров к горизонту	0...60°	60°...80°	80°...90°
Передача с автоматическим натяжением, C_0	1	1	1
Передача с периодическим подтягиванием, C_0	1	0,9	0,8

Принимаем $C_0 = 1$; $C_\alpha = 0,94$; $C_\nu = 0,88$; $C_p = 0,8$.

Отсюда: $[k] = 2,41 \cdot 1 \cdot 0,94 \cdot 0,88 \cdot 0,8 = 1,59 \text{ МПа}$.

6. Определяем окружную силу передачи:

$$P = \frac{N}{\nu} = \frac{25 \cdot 10^3}{20,5} = 1220 \text{ Н}$$

7. Определяем ширину ремня:

$$e \geq \frac{P}{[k] \cdot \delta} = \frac{1220}{1,59 \cdot 6} = 128 \text{ мм}$$

В соответствии с ГОСТом принимаем: $e = 125 \text{ мм}$.

8. Определяем силу предварительного натяжения ремня S_0 :

$$S_0 = \sigma_0 \cdot e \cdot \delta = 1,8 \cdot 125 \cdot 6 = 1350 \text{ Н}$$

9. Определяем усилие, передающееся на вал:

$$R = 2 \cdot S_0 \cdot \cos \frac{\beta}{2}$$

где β – угол между ведущей и ведомой ветвями передачи, $\beta = 19^\circ$.

$$R = 2 \cdot 1350 \cdot \cos 9,5 = 2660 \text{ Н}$$

С учетом возможной перетяжки ремня:

$$R' = 1,5 \cdot R = 2660 \cdot 1,5 = 4000 \text{ Н}$$

Задание 2. Рассчитать клиноременную передачу привода ленточного транспортера. Передаваемая мощность $P_1 = 7,5 \text{ кВт}$, частота вращения ведущего шкива

$n_1 = 950 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$, частота вращения ведомого шкива $n_2 = 330 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$. Желательное

межосевое расстояние $a = 800 \text{ мм}$. Пусковая нагрузка до 150 % от номинальной.

Расчет. Клиновые ремни изготавливают в виде замкнутой бесконечной ленты. Для передач общего назначения по ГОСТ 1284.1-89 изготавливают семь типов

клиновых ремней О, А, Б, В, Г, Д, Е, отличающихся размерами поперечного сечения. Размеры сечения увеличиваются от типа О к Е.

Каждому сечению ремня соответствуют определенный диапазон расчетных диаметров меньших шкивов и передаваемые мощности при различных линейных скоростях ремня.

Иванов М.М. рекомендует выбирать сечение ремня путем использования графика рис. 3.1. [2] или таблицы 3.5 [4]. Затем, ориентируясь на желаемые минимальные габариты, из таблицы 3.5 назначить минимальный расчетный диаметр меньшего (ведущего) шкива.

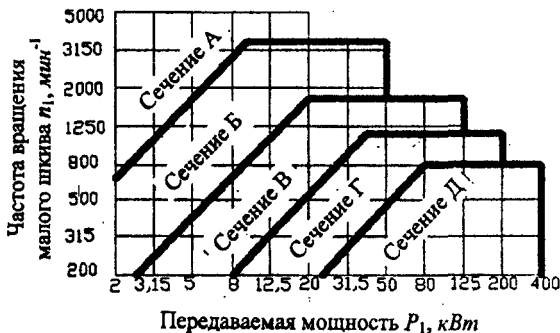


Рис. 3.1 График выбора сечения ремня

Таблица 3.5

Таблица выбора сечения ремня

Передаваемая мощность, кВт	Рекомендуемые сечения при скорости ремня, м/с			Передаваемая мощность, кВт	Рекомендуемые сечения при скорости ремня, м/с		
	До 5	5-10	Св.10		До 5	5-10	Св.10
До 1	О,А	О,А	О	Св. 15 до 30	—	В,Г	В,Г
Св. 1 до 2	О,А,Б	О,А	О,А	Св. 30 до 60	—	Г,Д	В,Г
Св. 2 до 4	А,Б	О,А,Б	О,А	Св. 60 до 120	—	Д	Г,Д
Св. 4 до 7,5	Б,В	А,Б	А,Б	Св.120 до 200	—	Д,Е	Г,Д
Св. 7,5 до 15	В	Б,В	Б,В	Св. 200	—	—	Д,Е

Для расчета скорости ремня надо определять значение внешнего диаметра шкива при заданном расчетном диаметре $D_1 \cong 1,15 \cdot d_p$.

1. Определяем сечение шкива. По графику (рис. 3.1) находим, что частоте 950 мин^{-1} и мощности $7,5 \text{ кВт}$ соответствует поле сечения Б.

2. По таблице 3.6 для сечения Б имеем меньший из расчетных диаметров $d_p = 125 \text{ мм}$.

Сечение ремня и расчетный диаметр меньшего шкива

Сечение ремня	О	А	Б	В	Г	Д	Е
Расчетный диаметр	63	90	125	200	315	500	800
меньшего шкива, мм	71	100	140	224	355	560	900
	80	112	160	250	400	630	1000
	90 и более	125 и более	180 и более	280 и более	450 и более	710 и более	и более

Внешний диаметр шкива:

$$D_1 \cong 1,15 \cdot 125 = 143,75 \text{ мм.}$$

Принимаем 140 мм. Допускается отклонение диаметра до $\pm 4\%$ против расчетного значения.

3. Определяем скорость ремней:

$$v = \frac{\pi \cdot D_{\text{вн}} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 140 \cdot 950}{60 \cdot 1000} = 7 \text{ м/с.}$$

Заданную мощность при скорости ремня в диапазоне 5...10 м/с как раз рекомендуется передавать ремнями сечения Б (табл. 3.5).

4. Находим передаточное отношение:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{950}{330} = 2,88.$$

5. Определяем диаметр ведомого шкива

$$D_2 = D_1 \cdot u \cdot (1 - \xi),$$

где ξ – коэффициент скольжения, при расчетах принимается 0,01...0,02.

$$D_2 = 140 \cdot 2,88 \cdot (1 - 0,01) = 399.$$

По ГОСТ 1284-80 принимаем $D_2 = 400$ мм.

При выборе диаметров из числа стандартных следует иметь в виду, что при меньших диаметрах уменьшаются габариты передачи, но увеличивается число ремней, тем трудней получить их равномерную загрузку. Неизбежные погрешности размеров ремней и канавок шкивов приводят к тому, что ремни натягиваются различно, появляются дополнительные скольжения, износ и потеря мощности. Поэтому рекомендуют $z \leq 6(8)$.

6. Назначаем предварительное значение межосевого расстояния:

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

где h — толщина ремня, по ГОСТ 1284-80 сечение Б имеет $h = 10,5$ мм.

$$a_{min} = 0,55 \cdot (140 + 400) + 10,5 = 0,55 \cdot 540 + 10,5 = 307,5 \text{ мм}$$

Поскольку в задании имеется желательное межосевое расстояние, сравним его с расчетными:

$$a_{max} = 2 \cdot (D_1 + D_2) = 2 \cdot 540 = 1080 \text{ мм.}$$

Таким образом, можно принять межосевое расстояние в соответствии с заданием, т.е. $a = 800$ мм.

7. Рассчитываем длину ремня:

$$\begin{aligned} l &= 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a} = \\ &= 2 \cdot 800 + \frac{3,14}{2} \cdot (140 + 400) + \frac{(400 - 140)^2}{4 \cdot 800} = 2469 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Полученное значение округляем до стандартного (по ГОСТ 1284-80): $l = 2500$ мм.

8. Определяем угол обхвата:

$$\alpha = 180^\circ - 57 \cdot \frac{(D_2 - D_1)}{a} = 180^\circ - 57 \cdot \frac{400 - 140}{800} = 161,5^\circ > 120^\circ.$$

9. Определяем мощность, передаваемую одним ремнем P_0 . Для этого используем ГОСТ 1284-80, в котором при $D_1 = 140$ мм и $\vartheta = 7$ м/с рекомендуется $P_0 = 1,6$ кВт.

Далее вычисляем число ремней:

$$z = \frac{P_1 \cdot K_\vartheta}{P_0 \cdot K},$$

где K_ϑ — коэффициент динамичности и режима работы, изменяется в диапазоне от 1 до 1,6 в зависимости от характера нагрузки.

$K = K_\alpha \cdot K_1 \cdot K_2$ — корректирующий коэффициент:

K_α — коэффициент угла обхвата, таблица 3.7.

Таблица 3.7

α°	70	90	110	130	150	180
K_α	0,56	0,68	0,78	0,88	0,92	1,0

K_I – коэффициент, учитывающий влияние длины ремня на его ресурс, таблица 3.8.

Таблица 3.8

l/l_0	0,3	0,5	0,8	1,0	1,4	1,6	2,0
K_I	0,79	0,86	0,95	1,0	1,07	1,1	1,15

Здесь l и l_0 – соответственно расчетная и условная длина ремня. Значения l_0 для ремней различных сечений приведены в таблице 3.9.

Таблица 3.9

Сечение	О	А	Б	В	Г	Д	Е
$l_0, \text{мм}$	1320	1700	2240	3750	–	6000	7100

K_z – коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки между одновременно работающими ремнями, при $z = 2...3$ $K_z = 0,95$; при $z = 4...6$ $K_z = 0,9$; при $z > 6$ $K_z = 0,85$.

$$z = \frac{7,5 \cdot 1,1}{1,6 \cdot 0,99} = 5,21.$$

Принимаем шесть ремней.

10. Определяем предварительное натяжение одного ремня:

$$F_0 = \frac{0,85 \cdot P_1 \cdot K_\alpha \cdot K_I}{z \cdot g \cdot K_\alpha \cdot K_I + F_g},$$

где K_I – коэффициент передаточного отношения: при изменении i от 1,8 до 3 и более изменяется от 1,12 до 1,14;

F_g – дополнительное натяжение ремня от действия центробежных сил.

$$F_v = \rho \cdot A \cdot g^2,$$

ρ – плотность материала ремня: для прорезиненных и клиновых ремней $\rho \approx 1100...1250 \text{ кг/м}^3$;

A – площадь поперечного сечения ремня $A = b \cdot \delta$ (для сеч. Б $A = 138 \text{ мм}^2$);

b – ширина ремня; δ – толщина ремня.

$$F_v = 1250 \cdot 138 \cdot 10^{-6} \cdot 49 = 8,45 \text{ Н.}$$

$$F_0 = \frac{0,85 \cdot 7,5 \cdot 10^3 \cdot 1,1 \cdot 1,1}{6 \cdot 7 \cdot 0,83 \cdot 1,14 + 8,45} = 160,07 \text{ Н.}$$

11. Определяем силу, действующую на вал (радиальную силу Fr).

$$Fr = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \cos \frac{\beta}{2},$$

где

$$\frac{\beta}{2} = \frac{(180 - \alpha)}{2} = \frac{180 - 161,5}{2} = 9,25^\circ = 9^\circ 15'.$$

$$F_r = 2 \cdot 160,07 \cdot 6 \cdot \cos 9^\circ 15' = 1920,84 \cdot 0,987 = 1895,9 \text{ Н.}$$

12. Определяем ресурс ремней:

$$T = T_{cp} \cdot K_1 \cdot K_2,$$

где T_{cp} – ресурс при эксплуатации на среднем режиме нагрузки (измеренные колебания), $T_{cp} = 2000$ ч;

K_1 – коэффициент режима нагрузки, $K_1 = K_\delta$;

K_2 – коэффициент климатических условий,

$K_2 = 1$ – для центральных зон, $K_2 = 0,75$ – зоны холодного климата.

$$T = 2000 \text{ ч.}$$

4. ПРИМЕР РАСЧЕТА ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Задание. Рассчитать цепную передачу в приводе транспортера от двигателя и редуктора. Передаваемая мощность $P = 8$ кВт, частота вращения вала транспортера (ведомой звездочки) $n_2 = 40$ мин⁻¹, частота вращения выходного вала редуктора (ведущей звездочки) $n_1 = 120$ мин⁻¹.

Передача работает одну смену, смазывание капельное, нагрузка спокойная, натяжение цепи не регулируется.

Расчет.

1. Определяем передаточное отношение $u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{120}{40} = 3.$

Находим число зубьев на ведущей звездочке $z_1 = 29 - 2 \cdot u = 29 - 2 \cdot 3 = 23.$

В тихоходных передачах допускается $z_{1min} = 13 \dots 15.$ В передачах, работающих с ударными нагрузками $z_{1min} = 23.$

Число зубьев ведомой звездочки $z_2 = z_1 \cdot u = 23 \cdot 3 = 69$.

2. Вычисляем коэффициент эксплуатации:

$$K_э = K_д \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_{реж} \cdot K_{см} \cdot K_{рег},$$

где $K_д$ – коэффициент динамичности нагрузки;

K_a – коэффициент влияния длины цепи (на износ),

K_n – коэффициент расположения передачи;

$K_{реж}$ – коэффициент режима работы;

$K_{см}$ – коэффициент смазки;

$K_{рег}$ – коэффициент монтажа передачи.

Значения коэффициентов выбираются из условий задания и таблицы 4.1.

Таблица 4.1

Значения частных коэффициентов, входящих в коэффициент эксплуатации

Коэффициент	Условия работы передачи	Значения Коэффициентов
$K_д$	Спокойная нагрузка Нагрузка с толчками Сильные удары	1,0 1,2...1,5 1,8
K_a	При $a = (60...80)l$ $a = (30...50)l$ $a < 25l$	0,9 1,0 1,25
K_n	Наклон линии центров звездочек к горизонту до 70° то же, свыше 70°	1,0 1,25
$K_{реж}$	При односменной работе При двухсменной работе При трехсменной работе	1,0 1,25 1,45
$K_{см}$	При непрерывном смазывании в масляной ванне ($v_ч = 2...9 \text{ м/с}$) и при циркуляционно-струйном смазывании ($v_ч \geq 6 \text{ м/с}$) При регулярном капельном или внутришарнирном смазывании При периодическом смазывании	0,8 1,0 1,5
$K_{рег}$	Для передачи с передвигающимися опорами Для передачи с нажимным роликом или с оттяжными звездочками (не более 2^\times) Для передачи с нерегулируемым натяжением	1,0 1,15 1,25

$$K_3 = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1 = 1,25$$

3. Определяем шаг (мм) роликовой цепи.

$$t = 60 \cdot \sqrt[3]{\frac{P \cdot K_3}{[p_u] \cdot z_1 \cdot n_1 \cdot k_m}}$$

где k_m — коэффициент, учитывающий число рядов цепи m :

m	1	2	3	4
k_m	1	1,7	2,5	3

$$t = 60 \cdot \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{35 \cdot 23 \cdot 120}} = 28 \text{ мм.}$$

Значения $[p_u]$ см. в таблице 4.2.

По ГОСТ 13568-75 принимаем цепь с шагом $t = 25,4$ мм, диаметром валика $d_0 = 7,95$ мм и длиной втулки $s_0 = 22,61$ мм. Проекция опорной поверхности шарнира

$$A_{0ш} = 0,28 \cdot t^2 = 0,28 \cdot (25,4)^2 = 180,64 \text{ мм}^2.$$

Таблица 4.2

Допускаемое давление $[p_u]$ в шарнирах в зависимости от частоты вращения n_1 малой звездочки при $z_1 = 15 \div 30$

t	Значения $[p_u]$, МПа при n_1 , мин ⁻¹						
	50	200	400	600	800	1000	1200
12,7–15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21
19,5–25,4		30	26	23,5	21	19	17,5
30–38,1		29	24	21	18,5	16,5	15
40–58,8		26	21	17,5	15	–	–

4. Вычисляем скорость цепи:

$$v = \frac{z_1 \cdot n_1 \cdot t}{60 \cdot 10^3} = \frac{23 \cdot 25,4 \cdot 120}{60 \cdot 10^3} = 1,17 \text{ м/с.}$$

5. Определяем окружное усилие:

$$F_t = \frac{P}{v} = \frac{8 \cdot 10^3}{1,17} = 6837 \text{ Н.}$$

6. Проверяем давление в шарнире цепи:

$$p = \frac{F_t \cdot K_3}{A_{он}} = \frac{6837 \cdot 1,25}{180,64} = 29,8 \text{ МПа} < [P_u].$$

Таким образом, принятая роликовая однорядная цепь удовлетворяет условию износостойкости.

7. Принимаем межосевое расстояние: $a = 40 \cdot t = 40 \cdot 25,4 = 1016 \text{ мм}$.

8. Находим число звеньев цепи:

$$\varpi = 2 \cdot \frac{a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right) \cdot \frac{t}{a} = 2 \cdot \frac{1016}{25,4} + \frac{23 + 69}{2} + \left(\frac{69 - 23}{2 \cdot 3,14} \right) \cdot \frac{25,4}{1016} = 127,34.$$

Округляем до четного значения $\varpi = 128$.

9. Определяем окончательное межосевое расстояние:

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

$$= \frac{25,4}{4} \cdot \left[128 - \frac{23 + 69}{2} + \sqrt{\left(128 - \frac{23 + 69}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{69 - 23}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right] = 1024 \text{ мм}.$$

Стрела провисания определяется из выражения:

$$f = 0,02 \cdot a = 0,02 \cdot 1024 = 20 \text{ мм}.$$

10. Находим усилия, действующие на вал:

$$F_r = 1,15 \cdot F_t = 1,15 \cdot 6837 = 7863 \text{ Н}.$$

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Анурьев В.И.* Справочник конструктора-машиностроителя. Т.1, 2, 3. – М.: Машиностроение, 1979. – 728с., 560 с., 559 с.
2. *Иванов М.Н.* Детали машин. – М.: Высшая школа, 1998. – 383 с.
3. *Иосилевич Г.Б., Лебедев П.А., Стреляев В.С.* Прикладная механика. – М.: Машиностроение, 1985. – 576 с.
4. *Общетехнический справочник / Под. ред. проф. Молова Д.Н.* – М.: Машиностроение, 1971. – 464 с.

СОДЕРЖАНИЕ

1. Пример расчета цилиндрического редуктора.....	3
2. Пример расчета червячного редуктора.....	10
3. Пример расчета ременной передачи.....	16
Задание 1.....	16
Задание 2.....	19
4. Пример расчета цепной передачи.....	24
Список рекомендуемой литературы.....	28

В.Л. Строков

РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ

Методические указания к практическим занятиям по прикладной механике

Редактор *Г.П. Халдеева*
Компьютерная верстка *В.В. Юриной*

Изд. лиц. № 03542 от 19.12.2000.

Подписано в печать 14.02.2002. Формат 60×90_{1/16}

Печать офсетная. Усл. печ. л. 2,0. Тираж 100 экз. Заказ № 77

Издатель ВФ МЭИ (ТУ), 404110, г. Волжский, пр. Ленинский, 69
Отпечатано ВФ МЭИ (ТУ), 404110, г. Волжский, пр. Ленинский, 69