

Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«НОВГОРОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
имени Ярослава Мудрого»

Кафедра «Механика и конструирование машин»

ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЁТ КЛИНОРЕМЁННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Методические указания к лабораторной работе по курсу
«Компьютерное проектирование узлов машин»

Великий Новгород
2006

3.5. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Определить основные геометрические размеры клиноременной передачи, предназначенной для передачи мощности $P_1 = 7,5$ кВт.

Частота вращения ведущего шкива $n_1 = 950$ об/мин, передаточное число $u = 3$, величина межосевого расстояния $a_0 = 800$ мм.

При работе передачи имеют место умеренные колебания нагрузки, пусковая нагрузка не превышает 150% от номинальной.

Расчет

Проектировочный расчет выполняется для выбранного поперечного сечения ремня.

Из таблицы 8.1.1 выбираем сечение В, для которого:

$b_0 = 14$ мм — ширина ремня на нейтральном слое;

$l_0 = 2240$ мм — длина эталонного ремня сечения В;

$A = 138$ мм² — площадь поперечного сечения ремня;

$h = 10,5$ мм — высота поперечного сечения ремня;

$p_1 = 0,18$ кг/м — масса единицы длины ремня (погонная плотность).

По таблице 8.1.3 определяем коэффициент динамичности нагрузки C_d . Для заданного характера нагрузки можно принять $C_d = 1,1$.

Момент вращения ведущего шкива (6.6):

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{7,5}{950} = 75,395 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Для уменьшения геометрических размеров передачи в качестве диаметра малого шкива предварительно выбираем из таблицы 8.1.1 его минимальное значение, $d_{1min} = 125$ мм, а затем в соответствии с нормальным рядом R20 округляем это значение до $d_1 = 140$ мм.

Рекомендованное значение коэффициента скольжения равно $\zeta = 0,015$. Тогда диаметр ведущего шкива d_2 (8.1.10):

$$d_2 = u \cdot d_1 (1 - \zeta) = 3 \cdot 140 (1 - 0,015) = 413,7 \text{ мм}.$$

Полученное значение округляем до ближайшего из нормального ряда R20, $d_2 = 400$ мм. Воспользовавшись формулой 8.4.10 еще раз, определяем уточненное значение передаточного числа (8.1.10):

$$u = \frac{d_2}{d_1 (1 - \zeta)} = \frac{400}{140 (1 - 0,015)} = 2,90.$$

Расчетная длина ремня по заданному межосевому расстоянию (8.1.38):

$$l = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_0} = 2 \cdot 800 + \frac{3,1416}{2}(400 + 140) + \frac{(400 - 140)^2}{4 \cdot 800} = 2469 \text{ мм.}$$

Окончательное значение длины ремня получаем, обратившись к нормальному ряду R20: $l = 2500$ мм. Далее уточняем величину межосевого расстояния (8.1.39):

$$a = \frac{2l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8} = \frac{2 \cdot 2500 - 3,1416(400 + 140) + \sqrt{[2 \cdot 2500 - 3,1416(400 + 140)]^2 - 8(400 - 140)^2}}{8} = 815,52 \text{ мм.}$$

Для того чтобы принять окончательное решение по выбору величины межосевого расстояния, необходимо проверить выполнение следующего условия:

$$a_{\min} \leq a \leq a_{\max},$$

где граничные значения $a_{\min}$ и $a_{\max}$ согласно существующим рекомендациям (8.1.41) равны

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + h = 0,55(140 + 400) + 10,5 = 307,5 \text{ мм;}$$

$$a_{\max} = 1,75(d_1 + d_2) = 1,75(140 + 400) = 945 \text{ мм.}$$

Поскольку полученная величина межосевого расстояния удовлетворяет предельным условиям, окончательно имеем

$$a = 815,52 \text{ мм.}$$

Считая межосевое расстояние известным, рассчитываем номинальный угол обхвата малого шкива (8.1.36):

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{(d_2 - d_1)}{a} = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{(400 - 140)}{815,52} = 161,828^\circ.$$

Расчет нагрузочной способности ременной передачи

Скорость перемещения ремня (6.3):

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,1416 \cdot 140 \cdot 950}{60 \cdot 10^3} = 6,964 \text{ м/с.}$$

Поправочный коэффициент K_u , который учитывает разные по величине напряжения изгиба на большом и малом шкивах, рассчитываем с помощью 8.1.58:

$$K_u = \frac{1}{2 \left[0,5 \left[1 + \left(\frac{u+1}{2u} \right)^{11,1} \right] \right]^{0,09} - 1} = \frac{1}{2 \left[0,5 \left[1 + \left(\frac{2,9+1}{2 \cdot 2,9} \right)^{11,1} \right] \right]^{0,09} - 1} = 1,135.$$

Приведенный диаметр шкива (8.1.57):

$$d_e = d_i K_u = 140 \cdot 1,135 = 158,9 \text{ мм.}$$

Число пробегов ремня в секунду:

$$v_0 = \frac{10^3 v}{l} = \frac{10^3 \cdot 6,964}{2500} = 2,786.$$

Полезное натяжение эталонного ремня (8.1.59):

$$\sigma_{10} = \frac{5,55}{v_0^{0,09}} - 10^{-3} v^2 - 6 \frac{b_0^{1,57}}{d_e} = \frac{5,55}{2,786^{0,09}} - 10^{-3} 6,964^2 - 6 \frac{14^{1,57}}{158,9} = 2,63 \text{ МПа.}$$

Поправочный коэффициент на угол обхвата ремня на малом шкиве:

$$C_a = 1 - 0,003(180 - \alpha_1) = 1 - 0,003(180 - 161,828) = 0,945.$$

Поправочный коэффициент учета фактической длины ремня по отношению к эталонной (8.1.62):

$$C_l = 1 + 2,4 \left[\left(\frac{l}{l_0} \right)^{0,09} - 1 \right] = 1 + 2,4 \left[\left(\frac{2500}{2240} \right)^{0,09} - 1 \right] = 1,024.$$

Допускаемая мощность, передаваемая одним ремнем для заданных условий эксплуатации в предположении равномерной нагруженности ремней (8.1.62):

$$P_w = \sigma_{10} A v C_a \frac{C_l}{10^3 C_d} = 2,63 \cdot 138 \cdot 6,964 \cdot 1,024 \frac{0,976}{10^3 \cdot 1,1} = 2,277 \text{ кВт.}$$

Необходимое количество ремней передачи (8.1.64):

$$z = \frac{P}{P_w} = \frac{7,5}{2,277} = 3,368.$$

Поскольку количество ремней может быть только целым числом, полагаем $z = 4$.

На практике ремни испытывают неодинаковую нагрузку. Это учитывается коэффициентом неравномерности нагрузки по потокам:

$$C_z = 1,025 - 0,025z = 1,025 - 0,025 \cdot 4 = 0,925.$$

Мощность, передаваемая одним ремнем с учетом неравномерности нагрузки по ремням (8.1.62):

$$P_{ia} = \sigma_{10} A \cdot v \cdot C_a \cdot \frac{C_1 C_z}{10^3 \cdot C_d} = 2,63 \cdot 1,38 \cdot 6,964 \cdot 0,945 \cdot \frac{0,976 \cdot 0,925}{10^3 \cdot 1,1} = 2,06 \text{ кВт}.$$

Уточняем количество ремней $z = \frac{P}{P_{ia}} = \frac{7,5}{2,0} = 3,75$. Окончательно принимаем $z = 4$.

Расчет силовых параметров передачи

Полезное окружное усилие, передаваемое ременной передачей (8.1.45):

$$F_t = 2 \cdot 10^3 \frac{T_1}{d_1} = 2 \cdot 10^3 \frac{75,395}{140} = 1077 \text{ Н}.$$

Вспомогательный коэффициент (8.1.59): $q = 5$.

Натяжение ведущей ветви ремня (8.1.20):

$$S_1 = F_t \frac{q}{q-1} = 1077 \frac{5}{5-1} = 1346 \text{ Н}.$$

Натяжение ведомой ветви ремня (8.1.20):

$$S_2 = F_t \frac{1}{q-1} = 1077 \frac{1}{5-1} = 269 \text{ Н}.$$

Напряжение ремня, возникающее при действии центробежной нагрузки (8.1.26):

$$\sigma_c = \frac{\rho_l}{A} v^2 = \frac{0,18}{138} 6,964^2 = 0,063 \text{ МПа}.$$

Дополнительное натяжение от центробежной нагрузки:

$$S_c = \sigma_c A = 0,063 \cdot 138 = 8,73 \text{ Н}.$$

Вычисления показывают, что центробежной нагрузкой, вследствие ее малости относительно сил натяжения, можно пренебречь.

Сила предварительного натяжения (8.1.1):

$$S_0 = \frac{S_1 + S_2}{2} = \frac{1346 + 269}{2} = 808 \text{ Н.}$$

Напряжение в ремне от предварительного натяжения:

$$\sigma_0 = \frac{S_0}{Az} = \frac{808}{138 \cdot 4} = 1,46 \text{ МПа.}$$

Сила, действующая на вал со стороны шкива:

$$S = \sqrt{S_1^2 + S_2^2 - 2S_1S_2 \cos \alpha_1} = \sqrt{1346^2 + 269^2 - 2 \cdot 1346 \cdot 269 \cdot \cos(161,828^\circ)} = 1364 \text{ Н.}$$

Расчет клиноременной передачи в модуле APM Trans

Для расчета клиноременной передачи в модуле APM Trans необходимо задать следующие исходные данные (диалоговое

окно «Основные параметры ременной передачи», рис. 3.5.1):

- мощность на ведущем валу;
- число оборотов ведущего вала;
- передаточное число;
- коэффициент динамичности нагрузки.

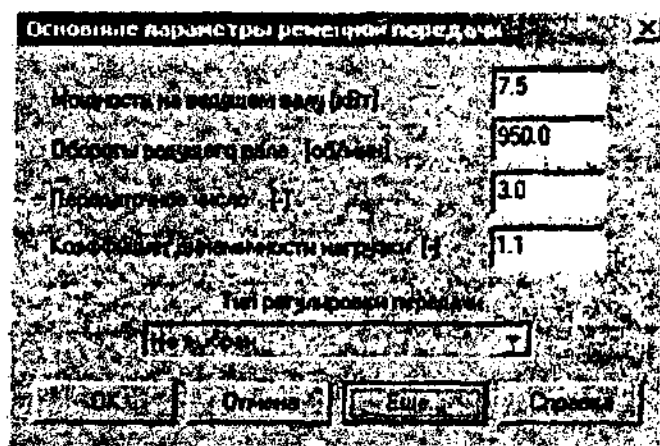


Рис. 3.5.1

Для корректного решения поставленной задачи в диалоговом ок-

не «Дополнительные данные», открываемомся нажатием кнопки «Ещё», следует обязательно указать величину межосевого расстояния, $a_0 = 800$ мм.

Из остального списка дополнительных параметров можно задать максимальное число ремней и угол наклона передачи. По умолчанию максимально допустимое число ремней — 12, расположение передачи — горизонтальное.

В качестве результатов программа выводит таблицу с различными вариантами размеров поперечных сечений ремней и диаметров ведущего шкива. Количество расчетных вариантов можно сократить, вводя ограничения на число ремней.

Для заданных исходных данных программой был рассчитан 31 вариант клиноременной передачи, из которых в данном случае нужно выбрать тот, результаты автоматизированного расчета которого (с помощью APM Trans) совпадают с результатами проведенного выше неавтоматизированного расчета.

Заданные параметры

Передача: *Клиноременная*
 Тип расчета: *Проектировочный*

Основные данные

Тип натяжного устройства	<i>Не выбран</i>
Мощность передачи, кВт	<i>7.500</i>
Частота вращения ведущего вала, об./мин.	<i>950.000</i>
Передаточное число	<i>3.000</i>
Коэффициент динамичности нагрузки	<i>1.100</i>
Максимально допустимое количество рем-	<i>5</i>

Дополнительные данные

Межосевое расстояние, мм	<i>800.000</i>
--------------------------	----------------

Результаты APM Trans*Таблица 1. Результаты расчёта ременных передач*

Описание	Символ	Параметры	Единицы
Обозначение	<i>S</i>	<i>B</i>	—
Число ремней	<i>Z</i>	<i>4</i>	—
Диаметр ведущего шкива	<i>d₁</i>	<i>140.000</i>	мм
Диаметр ведомого шкива	<i>d₂</i>	<i>400.000</i>	мм
Длина ремня	<i>l</i>	<i>2500.000</i>	мм
Межосевое расстояние	<i>a</i>	<i>815.524</i>	мм
Передаточное число	<i>u</i>	<i>2.901</i>	—
Сила предварительного натяжения	<i>F</i>	<i>807.801</i>	Н
Сила, действующая на вал	<i>Q</i>	<i>1363.566</i>	Н

Таблица 1.20.

Нормальные линейные размеры (ряды $R_a 20$ и $R_a 40$ по ГОСТ 0636—69)

1,0*	4,0*	17	67	260
1,05	4,2	18*	71*	280*
1,1*	4,5*	19	75	300
1,15	4,8	20*	80*	320*
1,2*	5,0*	21	85	340
1,3	5,3	22*	90*	360*
1,4*	5,6*	24	95	380
1,5	6,0	25*	100*	400*
1,6*	6,3*	26	105	420
1,7	6,7	28*	ПО*	450*
1,8*	7,1*	30	120	480
1,9	7,5	32*	125*	500*
2,0*	8,0*	34	130	530
2,1	8,5	36*	140*	560*
2,2*	9,0*	38	150	600
2,4	9,5			
2,5*	10*	40*	160*	630*
2,6	10,5	42	170	670
2,8*	11*	45*	180*	710*
3,0	11,5	48	190	750
3,2*	12*	50*	200*	800*
3,4	13	53	210	850
3,6*	14*	56*	220*	900*
3,8	15	60	240	950
	16*	63*	250*	1000*

Числа со звездочкой (ряд $R_a 20$) предпочтительнее чисел без звездочки (ряд $R_a 40$).

Таблица 8.1.3

Рекомендуемые значения коэффициента динамичности нагрузки C_d

Характер нагрузки	C_d
Спокойная. Пусковая до 120% нормальной	1
Умеренные колебания. Пусковая до 150% нормальной	1,1 ÷ 1,2
Значительные колебания. Пусковая до 200% нормальной	1,25 ÷ 1,4
Ударная. Пусковая до 300% нормальной	1,5 ÷ 1,6

Таблица 8.1.1

Основные размеры клиновых и поликлиновых ремней

Тип ремня	Обоз- наче- ние сече- ния	Размеры в сечении				A, см ²	l ₀	l _{min}	l _{max}	D _{min}	T ₁	m ₀ кг/м
		b ₀	b(t)	h	y ₀							
Клиновой нормального сечения	Z	8,5	10	6	2,1	0,47	1320	400	2500	63	< 30	0,06
	A	11	13	8	2,8	0,81	1700	560	4000	90	15-60	0,10
	B	14	17	10,5	4,0	1,38	2240	800	6300	125	45-150	0,18
	C	19	22	13,5	4,8	2,30	3750	1800	10600	200	120- 600	0,30
	D	27	32	19	6,9	4,76	4500	3150	15000	315	420- 1400	0,62
	E	32	38	23,5	8,3	6,92	7100	4500	18000	500	1600- 6000	0,90
Клиновой узкого сечения	SPZ	8,5	10	8	2,0	0,56	1600	630	3550	63	150	0,07
	SPA	11	13	10	2,8	0,95	2500	800	4500	90	90-400	0,12
	SPB	14	17	13	3,5	1,58	3550	1250	8000	140	300- 2000	0,20
	SPC	19	22	18	4,8	2,78	5600	2000	8000	224	> 2000	0,37
Поликлино- вой	K	-	2,4	4,0	-	0,72	710	400	2000	40	40	0,09
	Л	-	4,8	9,5	-	3,56	1600	1250	4000	80	18-40	0,45
	M	-	9,5	16,7	-	11,37	2240	2000	4000	180	> 130	1,6