

ФГОУ ВПО
Сибирский федеральный университет
Институт архитектуры и строительства

ДЕТАЛИ МАШИН

Методические указания и задания к контрольным работам для студентов
специальностей 290700 – «Теплогазоснабжение и вентиляция»
270102 – «Промышленное и гражданское строительство»
271205 – «Автомобильные дороги и аэродромы»

Красноярск
2008

УДК 69.003

ББК 38.6-5

Детали машин: Методические указания и задания к контрольным работам
для студентов специальностей 290700 «Теплогазоснабжение и вентиляция»

270102 – «Промышленное и гражданское строительство»

271205 – «Автомобильные дороги и аэродромы»

/СФУ, Институт архитектуры и строительства. - Красноярск, 2008. - 38с.

Составили Рюрик Тимофеевич Емельянов
 Андрей Петрович Прокопьев
 Евгения Сергеевна Турышева

Печатается по решению редакционно-издательского совета института

© Институт архитектуры и строительства, 2008.

ВВЕДЕНИЕ

Контрольные работы следует выполнять в соответствии с требованиями Единой системы конструкторской документации (ЕСКД). Каждую работу оформляют в виде пояснительной записки с необходимыми расчетами, схемами, эскизами и мотивировками принятых решений. Расчеты и мотивировки необходимо сопровождать ссылками на соответствующую литературу: ГОСТы, нормативы, каталоги и другие источники.

Графическая часть выполняется с соблюдением требований ЕСКД (Единой конструкторской документации) карандашом на ватмане. Возможно выполнение чертежей также на компьютере с использованием программ компьютерной графики и с последующей печатью чертежа.

При выполнении чертежей следует применять масштабы, установленные стандартом 1:1, для уменьшения – 1:2; 1:2,5; 1:4; 1:5; 1:10 и т.д., для увеличения 2:1; 2,5:1; 4:1; 5:1; 10:1 и т.д.

Работы, не соответствующие нужному варианту или выполнены не в полном объеме – без необходимых чертежей, эскизов и пояснения, возвращаются студенту для доработки.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ

Ременные передачи состоят из ведущего и ведомого шкивов, расположенных на определенном расстоянии друг от друга и охватываемых между собой одним или несколькими бесконечными ремнями. Усилие от ведущего к ведомому передается за счет сил трения, возникающих между шкивами и ремнем вследствие натяжения последнего. В соответствии с формой поперечного сечения различают плоскоремные, клиноремные, поликлиновые и круглоремные передачи.

По применяемому материалу стандартные плоские ремни бывают прорезиненные тканевые, полиамидные, кожаные, хлопчатобумажные и капроновые, круглые – хлопчатобумажные и капроновые, а клиновые –

кордтканевые и кордшнуровые. Шкивы передач изготавливают литыми из чугуна, стали и легких сплавов.

Наибольшее распространение в строительных машинах получили клиноременные передачи, обеспечивающие передачу больших мощностей при сравнительно малых межосевых расстояниях и больших передаточных числах.

Зубчатые передачи в общем случае состоят из двух зубчатых колес, находящихся в зацеплении. Ведущее, обычно меньшее колесо, называется шестерней, а ведомое большее – колесом. По взаимному расположению колес зубчатые передачи подразделяют на передачи с внешним и внутренним зацеплением.

По расположению геометрических осей валов, на которых установлены зубчатые колеса, различают передачи: с параллельными осями – цилиндрические зубчатые колеса внешнего и внутреннего зацепления, с пересекающимися осями – конические зубчатые колеса, с перекрещивающимися осями – цилиндрические винтовые, конические гибоидные и червячные.

По расположению зубьев на колесах передачи бывают прямозубые, косозубые, с круговыми зубьями и шевронные.

Редуктором называется механизм, предназначенный для уменьшения частоты вращения выходного вала по сравнению с входным, увеличения крутящего момента и состоящий из одной или нескольких механических передач, помещенных в общем закрытом корпусе.

В механических трансмиссиях строительных машин наиболее широко применяют цилиндрические зубчатые передачи.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ (по варианту задания):

P_1 – мощность на ведущем валу; n_1 – частота вращения ведущего вала;

i – передаточное число передачи; условия работы.

ОПРЕДЕЛИТЬ:

- силовые и кинематические параметры;
- сечение ремня и размеры сечения;
- диаметр ведущего и ведомого шкивов;
- межцентровое расстояние ременной передачи и длину ремня;
- угол обхвата ремнем меньшего шкива;
- скорость ремня и число ремней;
- силу, нагружающую валы передачи;
- диаметры ведущего и ведомого валов передачи;
- материал и основные размеры шкивов.
- размеры поперечного сечения и длину шпонок с проверкой их на смятие.

В графической части поместить расчетную схему передачи и рабочий чертеж ведущего шкива в двух проекциях (рис.9) со всеми необходимыми размерами в соответствии с требованиями ЕСКД.

Силовые и кинематические параметры

Мощность на ведомом валу:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta, \text{ кВт},$$

где η – коэффициент полезного действия (ориентировочное значение КПД для клиноременной передачи $\eta = 0,93 \dots 0,95$), P_1 – мощность на ведущем валу.

Крутящие моменты:

$$T_1 = \frac{9550 \cdot P_1}{n_1}, \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad T_2 = T_1 \cdot \eta \cdot i, \text{ Н}\cdot\text{м};$$

где i – передаточное число передачи.

Частота вращения ведомого вала:

$$n_2 = \frac{n_1}{i}, \text{ МИН}^{-1}.$$

Окружные скорости:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}, \text{ сек}^{-1}; \quad \omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30}, \text{ сек}^{-1}.$$

Сечение ремня и размеры сечения

– сечение ремня = $f(T_{1p})$ (табл.1) или

– сечение ремня = $f(P_{1p}, n_1)$ (рис. 2),

где $T_{1p} = T_1 \cdot c_p$ – расчетный передаваемый момент, Н·м; $P_{1p} = P_1 \cdot c_p$ – расчетная передаваемая мощность, кВт; c_p – коэффициент, учитывающий динамичность нагружения передачи и режим ее работы.

Принято назначать при спокойной работе передачи $c_p = 1$; при умеренных колебаниях нагрузки $c_p = 0,9$; при значительных колебаниях нагрузки $c_p = 0,8$; при ударных нагрузках $c_p = 0,7$. При двухсменной работе значение c_p уменьшается на 0,1, при трехсменной – на 0,2.

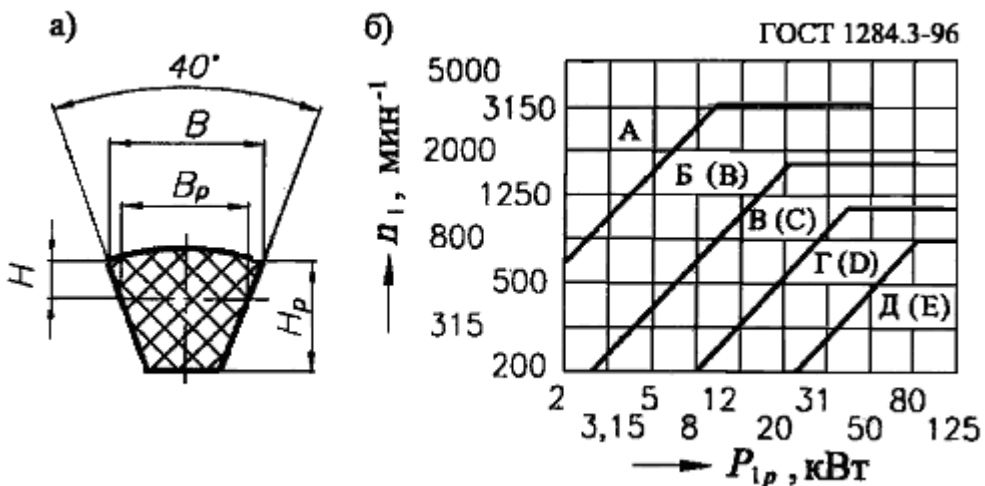


Рис. 2. Параметры поперечных сечений (а) и диаграмма их выбора (б)
для клиновых ремней нормального сечения

Таблица 1

Размеры и параметры поперечных сечений клиновых ремней

Обозначение сечения ремня (нормальные сечения)	T_{1p} , Н·м	d_1 , мм	Количе- ство ремней z, шт	Размеры, мм			
				B_p	B	H_p	H
Z (O)	< 30	63 71 80 90	2 – 4	8,5	10	6	2,1
A	15 – 60	100 112 125	2 – 5	11,0	13	8	2,8
Б (B)	50 – 150	140 160 180	2 – 6	14,0	17	11	4,0
В (C)	120 – 600	200 224 250 280	2 – 7	19,0	22	14	4,8
Г (D)	450 – 2400	315 155 400 450	2 – 7	27,0	32	19	6,9

Стандартный ряд диаметров шкивов, мм ГОСТ 20889-88	...40, 45, 50, 56, 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...
--	--

Диаметр ведущего и ведомого шкивов

Диаметр ведущего шкива d_1 выбираем из таблицы 1.

Диаметр ведомого шкива:

$$d_2' = d_1 \cdot i, \text{ мм.}$$

Полученное значение d_2' округляют до ближайшего по стандартному ряду (табл.1).

Определяют далее фактическое передаточное число i_ϕ и проверяют его отклонение Δi от заданного i .

$$i_\phi = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)}; \Delta i = \frac{|i_\phi - i|}{i} \cdot 100\% \leq 3\%,$$

где $\varepsilon - (0,01...0,02)$ – коэффициент упругого скольжения.

Межцентровое расстояние ременной передачи и длина ремня

Минимальное межосевое расстояние:

$$a_{\text{мин}} = [0,55 \cdot (d_1 + d_2)] + H_p, \text{ мм.}$$

Расчетная длина ремня:

$$L_p' = 2 \cdot a_{\text{мин}} + [0,5 \cdot \pi(d_1 + d_2)] + \left[\frac{0,25 \cdot (d_1 - d_2)^2}{a_{\text{мин}}} \right], \text{ мм.}$$

Действительная длина ремня:

$$L_p \geq L_p', \text{ мм, (табл. 2)}$$

Таблица 2

Длины ремней L_p и значение коэффициента c_L , учитывающего длину ремня

	Сечение ремня
--	---------------

L_p	О	А	Б	В	Г
400	0,49	–	–	–	–
450	0,53	–	–	–	–
500	0,58	–	–	–	–
560	0,63	0,71	–	–	–
630	0,68	0,74	–	–	–
710	0,73	0,77	–	–	–
800	0,78	0,80	–	–	–
900	0,84	0,83	0,80	–	–
1000	0,88	0,86	0,82	–	–
1120	0,93	0,89	0,85	–	–
1250	0,98	0,92	0,87	–	–
1400	1,03	0,95	0,90	–	–
1600	1,08	0,98	0,93	–	–
1800	1,13	1,02	0,95	0,85	–
2000	1,18	1,04	0,98	0,87	–
2240	1,23	1,07	1,00	0,90	–
2500	1,27	1,10	1,02	0,92	–
2800	–	1,13	1,05	0,94	–
3150	–	1,16	1,07	0,97	0,89
3550	–	1,20	1,10	0,99	0,91
4000	–	1,23	1,13	1,01	0,93
4500	–	–	1,15	1,04	0,95
5000...	–	–	1,17	1,06	0,97
	$c_L = f(L_p)$				

Межцентровое расстояние:

$$a = a_{\text{мин}} + 0,5 \cdot (L_p - L_p'), \text{ мм.}$$

Угол обхвата ремнем меньшего шкива:

$$\alpha_1^\circ = 180^\circ - \left[\frac{57^\circ \cdot (d_2 - d_1)}{a} \right].$$

Скорость ремня:

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

Число ремней передачи:

$$z = \frac{P_1 \cdot c_p}{P_0 \cdot c_L \cdot c_a \cdot c_k},$$

где c_p – коэффициент, учитывающий динамичность нагружения передачи и режим ее работы; P_0 – мощность, передаваемая одним ремнем, $P_0 = f(d_1, v)$ (табл. 3); c_p – коэффициент, учитывающий длину ремня, $c_L = f(L_p)$ (табл. 2); c_a – коэффициент учитывающей влияние угла обхвата, $c_a = f(\alpha_1^\circ)$ (табл. 4); c_k – коэффициент, учитывающий число ремней в передаче, $c_k = f(z)$ (табл. 5). Предварительно можно принять $c_k = 1,0$, а потом уточнить.

Число ремней z не должно превышать 8, в противном случае следует перейти на большее сечение ремня.

Таблица 3.

Номинальная мощность P_0 , передаваемая одним клиновым ремнем нормального сечения

Сечение ремня	d_1 , мм	P_0 , кВт, при скорости ремня v , м/с					
		до 3	5	10	15	20	25
Z(O)	63	0,31	0,49	0,82	1,03	1,11	–
	71	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40
	80	0,40	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65
	90	0,44	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90
A	100	0,62	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29
	112	0,70	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82
	125	0,74	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27
	140	1,07	1,61	2,70	3,45	3,83	–

Б(В)	160	1,20	1,83	3,15	4,13	4,74	4,88
	180	1,30	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76
В(С)	200	1,40	2,15	3,79	5,08	6,00	6,43
	224	1,47	2,26	4,05	5,45	6,50	7,05
	250	1,54	2,39	4,29	5,85	7,00	7,70
	280	1,57	2,50	4,50	6,15	7,40	8,20
Г (Д)	315	2,63	4,07	7,19	9,71	11,5	12,5
	155	2,76	4,32	7,70	10,5	12,6	13,8
	400	2,89	4,54	8,10	11,1	13,3	15,0
	450	3,00	4,70	8,50	11,7	14,2	15,9

Таблица 4

Значение коэффициента c_α , учитывающего влияние угла обхвата

α_1^0	220	210	200	190	180	170	160	150	140	130	120
c_α	1,08	1,06	1,04	1,02	1,00	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83

Таблица 5

Значение коэффициента c_k , учитывающего число ремней

Число ремней	2	3	4	5 – 6	Св. 6
c_k	0,80...0,85	0,70...0,82	0,76...0,80	0,75...0,79	0,75

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ ремня нормального сечения В(С) расчетной длиной $L_p=2500$ мм, IV класса (табл. 6):

Ремень В(С) – 2500 IV ГОСТ 1284.1– 89.

Таблица 6

Классы ремней

Класс ремня	Наработка $N_{оц}$, млн. циклов,	Удлинение ремней при заданной наработке, %,
-------------	-----------------------------------	---

	с передачей мощности	не более
I	1,5	2,5
II	2,0	2,0
III	2,5	1,5
IV	3,0	1,5

Сила, нагружающая валы передачи, Н:

$$F = 2 \cdot F_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1^0}{2}\right),$$

где F_0 – предварительное натяжение ремня, Н; $F_0 = 0,5 \frac{F_t}{\varphi}$;

F_t – окружное усилие, Н; $F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_1}$; $\varphi = (0,45 \dots 0,55)$ – коэффициент тяги.

Диаметры валов передачи, мм:

$$d_{вал.1,2} = \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot T_{1,2}}{0,2[\tau]}}$$

где $d_{вал.1,2}$ – соответственно диаметры входного и выходного валов;

$T_{1,2}$ – соответственно крутящие моменты входного и выходного валов;

$[\tau]$ – допускаемое напряжение, $[\tau] = (20 \dots 30)$ МПа (меньшие величины – для быстроходных валов, большие – для тихоходных).

Полученные значения диаметров валов округляют до ближайших стандартных: ... 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 23; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 56; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 115; 120; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200; 210; 220; 240; 250; 260; 280; 300; 320; 340; 380; 400; 420; 480; 500 ..., мм.

Материал и основные размеры шкивов

При v до 30 м/с шкивы изготавливают из чугуна СЧ15, СЧ20 (ГОСТ 1412-85).

При v до 40 м/с шкивы изготавливают из стали 25Л (ГОСТ 977-88).

При d до 200 мм шкивы изготавливают из проката Ст3 (ГОСТ 380-94).

Ступицы шкивов.

Диаметр D_{cm} и длина L_{cm} ступицы, мм (рис. 3):

$$D_{cm} = (1,6 \dots 2,0) d_{вал.},$$

$$L_{cm} = (1,5 \dots 2,0) d_{вал.}.$$

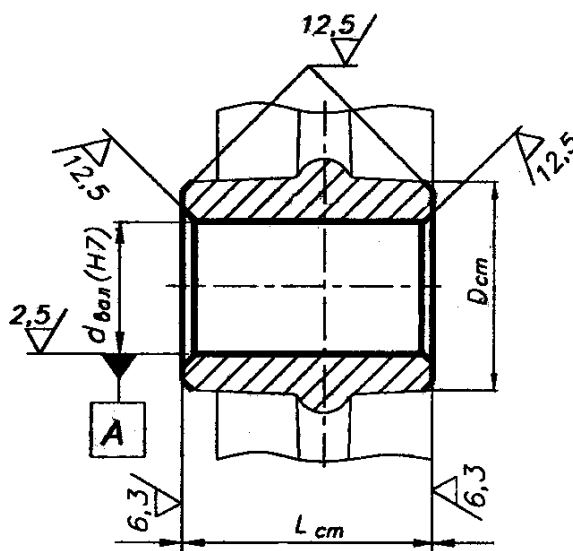


Рис. 3. Размеры ступиц шкивов

Тип посадочных отверстий (рис. 4).

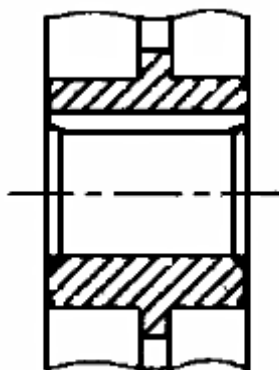


Рис. 4. Посадочное отверстие шкива – цилиндрическое со шпонкой.

Конструкция и размеры шкива.

Конструкция шкивов для клиновых ремней – табл.7 и рис. 5, 6, 7

Таблица 7

Конструкция и размеры профиля канавок для шкивов клиноременных передач

Сечение ремня	Конструкция шкива при d, мм			Размеры профиля канавок, мм				
	моно- литная	с диском	со спи- цами	b _{min}	h _{min}	B _p	t	f
Z (O)	63 – 90	80–160	≥ 180	2,5	7,0	8,5	12,0	8,0
A	90–100	112–200	≥ 224	3,3	8,7	11	15,0	10,0
Б (B)	–	125–250	≥ 280	4,2	10,8	14	19,0	12,5
В (C)	–	200–355	≥ 400	5,7	14,3	19	25,5	17,0
D (Г)	–	315–400	≥ 450	8,1	19,9	27	37,0	24,0
...								

Продолжение табл. 7

Сечение ремня	d для угла канавки α°				Другие размеры, мм		
	α = 34°	α = 36°	α = 38°	α = 40°	α ±	h ₁	r
Z (O)	50 – 71	80–100	112 – 160	> 180	α ± 1°	6	0,5
A	75–112	125–160	180 – 400	> 450	α ± 1°	6	1,0
Б (B)	125–160	180–224	250 – 500	> 560	α ± 1°	8	1,0
В (C)	–	200–315	355 – 630	> 710	α ± 30'	10	1,5
D (Г)	–	315–450	500 – 900	> 1000	α ± 30'	12	2,0
...							

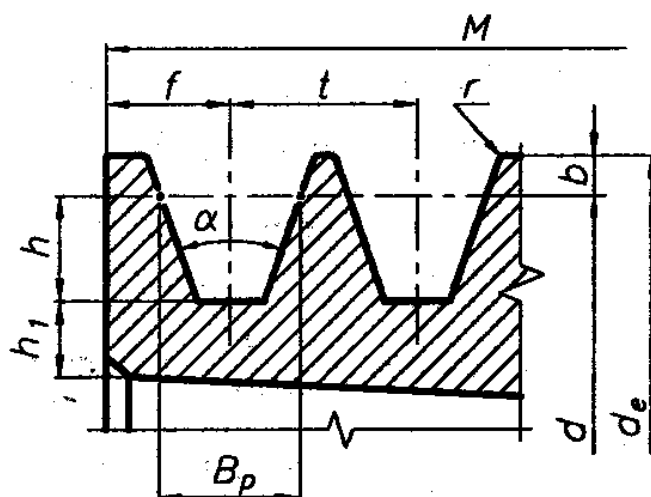


Рис. 5. Размеры профиля канавок шкивов клиноременных передач

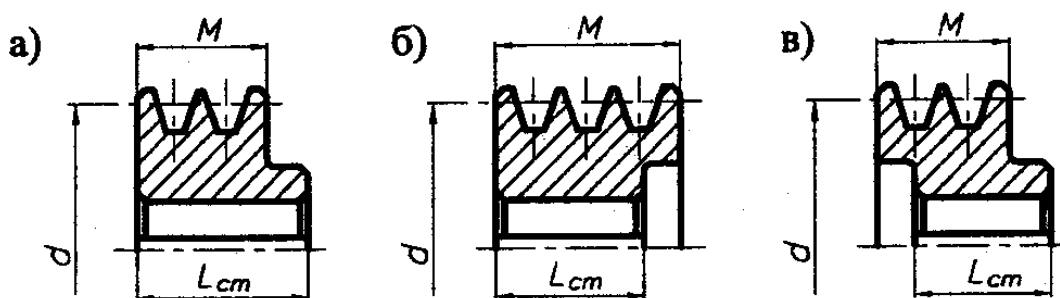


Рис. 6. Конструкция монолитных шкивов (ГОСТ 20889-88):

- а) тип 1 – с односторонней выступающей ступицей;
- б) тип 2 – с односторонней выточкой;
- в) тип 3 – с односторонней выточкой и выступающей ступицей

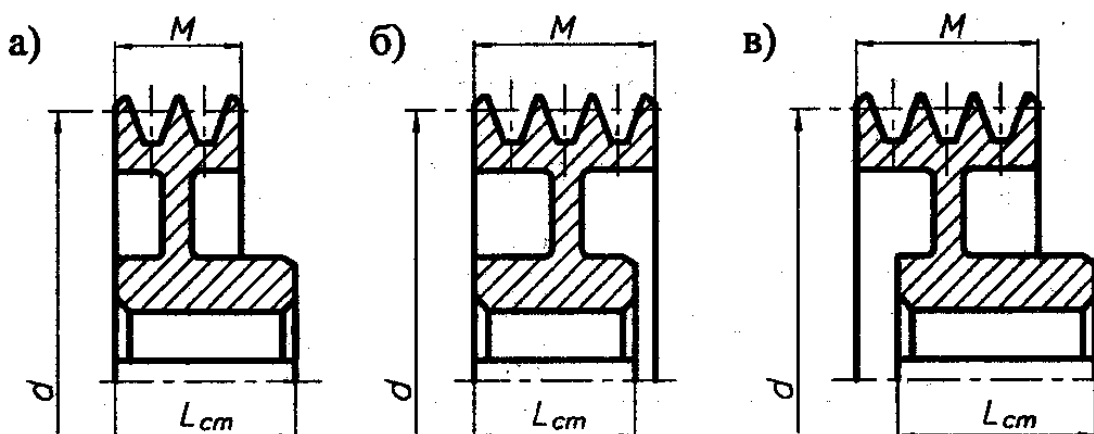


Рис. 7. Конструкция шкивов с диском и ступицей (ГОСТ 20889-88):

- а) тип 1 – выступающей с одного торца обода;
- б) тип 2 – укороченной с одного торца обода;
- в) тип 3 – выступающей с одного и укороченной с другого торца обода

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ шкива типа 2 для приводных клиновых ремней сечением А, с тремя канавками, расчетным диаметром $d = 224$ мм, с цилиндрическим посадочным отверстием $d_{\text{вал}} = 28$ мм, из чугуна СЧ 20:

Шкив 2А 3.224.28 СЧ 20 ГОСТ 20889 – 88.

Наружный диаметр d_e шкива:

$$d_e = d + 2 \cdot b, \text{ мм.}$$

Ширина M венца шкива:

$$M = (z - 1) \cdot t + 2f, \text{ мм.}$$

Подбор шпонок с проверкой на прочность

Размеры шпонок (рис. 8) выбирают в зависимости от диаметра вала (табл. 9). Длину L шпонки принимают на 5...10 мм меньше длины ступицы из ряда стандартных значений (табл. 10).

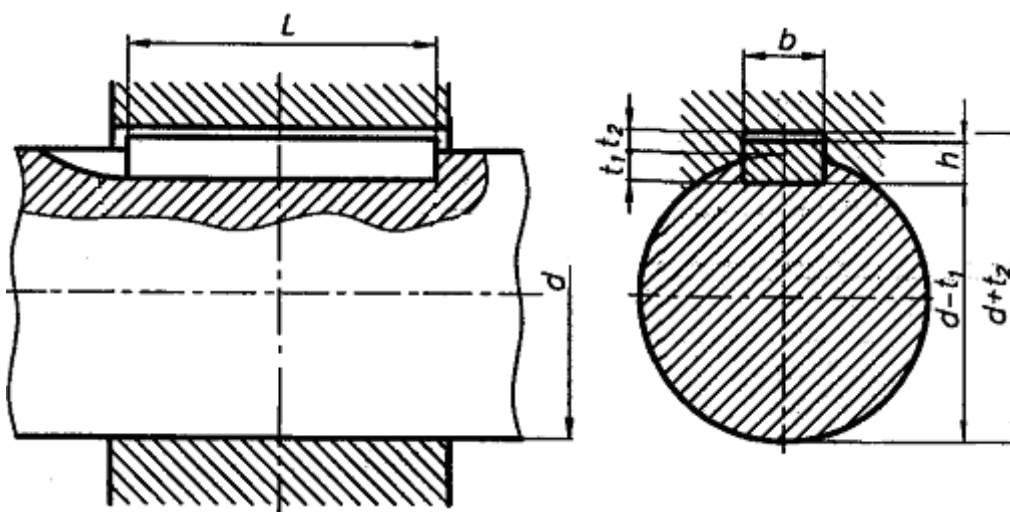


Рис. 8. Соединение «вал – ступица» призматической шпонкой

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ: шпонки призматической с размерами $b = 18$ мм, $h = 11$ мм, $L = 100$ мм: *Шпонка 18 × 11 × 100 ГОСТ 23360 – 78.*

Выборную шпонку проверяют на смятие $\sigma_{см}$ и на срез $\tau_{ср}$:

$$\sigma_{см} = \frac{2T_{1,2}}{[d_{вал,1,2} \cdot (h - t_1) \cdot (L - b)]} \leq [\sigma_{см.}] ;$$

$$\tau_{ср} = \frac{2T_{1,2}}{[d_{вал,1,2} \cdot b \cdot (L - b)]} \leq [\tau_{ср.}] ,$$

где $T_{1,2}$ – крутящий момент; $d_{вал,1,2}$ – диаметр соответствующего вала; L – длина шпонки; b – высота шпонки; h – ширина шпонки; t_1 – глубина паза вала; $[\sigma_{см.}]$ – допускаемое напряжение на смятие для шпоночного соединения; $[\tau_{ср.}]$ – допускаемое напряжение на срез для шпонки.

Допускаемые напряжения в неподвижных шпоночных соединениях при спокойной нагрузке рекомендуется принимать: на смятие при стальной ступице $[\sigma_{см.}] = (100 \div 150)$ МПа, при чугунной $[\sigma_{см.}] = (60 \div 80)$ МПа, на срез $[\tau_{ср.}] = (60 \div 90)$ МПа. Эти значения допускаемых напряжений снижают при работе со слабыми толчками на 1/3, а при ударной нагрузке – на 2/3. При напряжении смятия значительно ниже допускаемого, целесообразно взять шпонку меньшего сечения и повторить расчет. Если в результате расчета шпонки окажется, что она перенапряжена, то предусматривают две или три шпонки. Две призматические шпонки устанавливают под углом 180°, а три призматические шпонки или две клиновые – под углом 120°.

Таблица 9

Размеры призматических шпонок и сечений валов

Диаметр вала $d_{вал}$, мм		Сечение шпонки, мм		Глубина пазов, мм	
Св.	до	b	h	t_1	t_2
6	8	2	2	1,2	1,0
8	10	3	3	1,8	1,4
10	12	4	4	2,5	1,8
12	17	5	5	3,0	2,3

17	22	6	6	3,5	2,8
22	30	8	7	4,0	3,3
30	38	10	8	5,0	3,3
38	44	12	8	5,0	3,3
44	50	14	9	5,5	3,8
50	58	16	10	6,0	4,3
58	65	18	11	7,0	4,4
65	75	20	12	7,5	4,9
75	85	22	14	9,0	5,4
85	95	25	14	9,0	5,4
95	110	28	16	10	6,4
110	130	32	18	11	7,4
130	150	36	20	12	8,4
150	170	40	22	13	9,4
170	200	45	25	15	10,4
200	230	50	28	17	11,4
230	260	56	32	20	12,4
260	290	63	32	20	12,4

Таблица 10

Длина L и материал шпонок

L , мм	6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450
МАТЕРИАЛ – сталь чистотянутая для шпонок по ГОСТ 8787 – 68. Возможна замена на другую сталь с $\sigma_B \geq 590$ МПа	

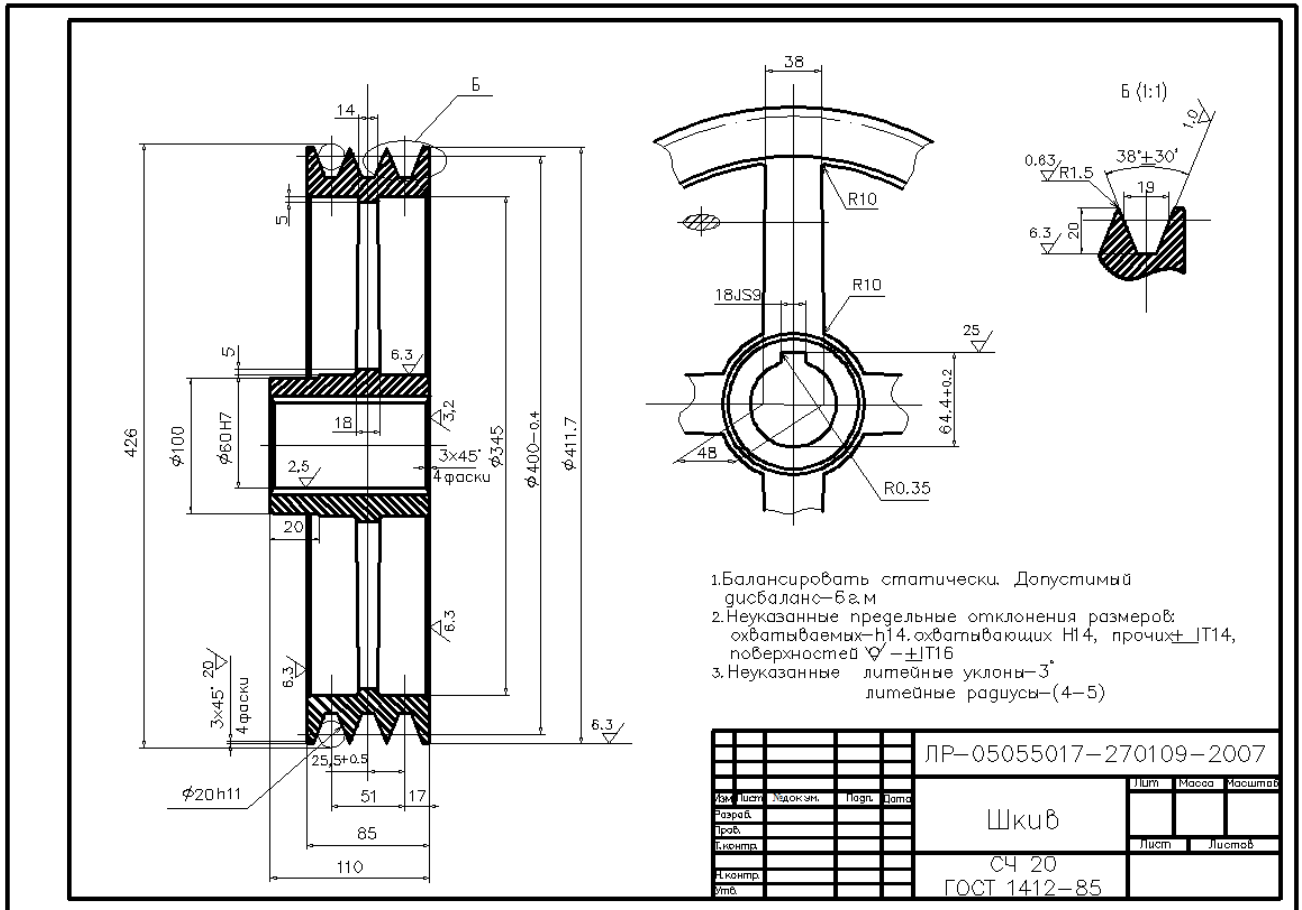


Рис. 9. Шкив

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ (по варианту задания):

схема редуктора; N — мощность на ведущем валу; n_1 — частота вращения ведущего вала; i — передаточное число передачи; условия работы.

ОПРЕДЕЛИТЬ:

- материалы зубчатых колес;
- допускаемые контактные напряжения;
- силовые и кинематические параметры;

- межосевого расстояния a_w и выбор основных параметров передачи;
- контактную усталость рабочих поверхностей зубьев передачи;
- проверочный расчет зубьев колеса на изгибную усталость;
- диаметры ведущего и ведомого валов передачи;
- размеры поперечного сечения и длину шпонок с проверкой их на смятие.

В графической части поместить рабочий чертеж колеса в двух проекциях (рис.2) со всеми необходимыми размерами в соответствии с требованиями ЕСКД.

Материалы зубчатых колес, их термообработка

Зубчатые колеса изготавливают обычно из качественных углеродистых сталей 35, 40, 45, 50, 50Г и легированных сталей 35Х, 40Х, 40ХН и др. Зубчатые колеса небольших размеров выполняют из углеродистой стали обыкновенного качества Ст5, Ст6, а больших размеров – из углеродистого стального литья 35Л, 40Л, 45Л, 50Л, а также из марганцовистого и низколегированного стального литья различных марок. При общей нормализации и улучшении (закалка с последующим отпуском) получают твердость поверхности по Бринеллю $HВ < 350$. При объемной закалке поверхности зубьев токами высокой частоты (ТВЧ), цементации, азотировании получают $HВ > 350$ или по Роквеллу $HRC > 39$.

Условие выбора материалов:

$$HВ_1 = HВ_2 + (20 \dots 40),$$

где $HВ_1$ – твердость поверхности зубьев шестерни; $HВ_2$ – твердость поверхности зубьев колеса.

Предварительно при выполнении контрольной работы материал колес может быть выбран по заданной мощности N_1 из табл. 1, механические характеристики этих материалов из табл. 2.

Таблица 1

Рекомендации по выбору материалов зубчатых колес

Заданная мощность N_1 , кВт	Назначение детали	Марка стали	Вид термообработки сердцевины зубьев
До 15	Шестерня	45	Улучшение
	Колесо	45	Нормализация
15 ... 30	Шестерня	40Х	Улучшение
	Колесо	35ХГСА	Улучшение
30 ... 50	Шестерня	35ХГСА	Закалка
	Колесо	35 ХМ	Улучшение

Таблица 2

Типовые материалы для зубчатых колес и их механические характеристики

Марка стали	Твердость		σ_B МПа	σ_T МПа	Вид термо - обработки
	НВ сердцевина	НRC поверхн.			
Ст5	170		470...640	265	Н
Ст6	180		570...740	305	Н
40Л	НВ ~ 0,285 σ_B		480	270	Н
35		187	550	315	Н
40	192...228		700	400	У
45	170...217		850	580	З
50	179...228		640	350	У
40Х	230...280	44...52	750	520	З
45Х	240...280	44....52	850	650	З
40ХН	230...300		850	600	У
45ХН	270...290		950	750	У
35ХМ	240....269		900	800	У
35ХГСА	270		980	880	У

Примечание. Условное обозначение видов термообработки:

Н – нормализация, У – улучшение, З – закалка

Допускаемые контактные напряжения

Допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$ для зубьев прямозубых передач определяют отдельно для шестерни и колеса и в качестве расчетного принимают меньшее из них:

$$[\sigma_H] = \left(\frac{\sigma_{H\lim}}{S_H} \right) \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_{HL},$$

где $\sigma_{H\lim}$ – предел контактной усталости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов напряжений (табл. 3); S_H – коэффициент безопасности $S_H = 1,1$; Z_R – коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев $Z_R = 0,9 \dots 1,0$; Z_V – коэффициент, учитывающий окружную скорость передачи $Z_V = 1 \dots 1,16$. При $v \leq 5 \text{ м/с}$ $Z_V = 1$. При приближенном расчете можно принимать $Z_R, Z_V = 1$. Z_{HL} – коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагрузки передачи. Согласно ГОСТ 16162 ресурс работы зубчатого редуктора общего назначения должен быть не менее 36000 ч и $Z_{HL} = 1$.

Таблица 3

Значения пределов контактной $\sigma_{H\lim}$ и изгибной σ_{F0} выносливости зубьев

Термическая обработка	Твердость поверхностей зубьев	$\sigma_{H\lim}$, МПа	σ_{F0} , МПа
Нормализация или улучшение	$H_{HB} \leq HB 350$	$2 H_{HB} + 70$	$1,8 HB$
Объемная закалка	$H_{HRC} = HRC 40 \dots 50$	$18 H_{HRC} + 150$	550
Поверхностная закалка	$H_{HRC} = HRC 40 \dots 56$	$17 H_{HRC} + 200$	650
Цементация или нитроцементация	$H_{HRC} = HRC 54 \dots 64$	$23 H_{HRC}$	750
Азотирование	$H_{HV} = HV 550 \dots 750$	1050	$300 + 1,2 HRC$

Допускаемое напряжение изгиба при расчете на усталость $[\sigma_F]$:

$$[\sigma_F] = \left(\frac{\sigma_{Fo}}{[n]} \right) \cdot K_{FC} \cdot K_{FL},$$

где σ_{Fo} – предел выносливости зубьев по излому (табл. 3); $[n]$ – допускаемый запас прочности ($[n] = 1,75$ для зубчатых колес, изготовленных из поковок и штамповок; $[n] = 2,3$ – из литых заготовок); K_{FC} – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки, $K_{FC} = 1$ при односторонней приложении нагрузки и $K_{FC} = 0,7 \dots 0,8$ при двухстороннем приложении нагрузки.

Силовые и кинематические параметры

Мощность на ведомом валу:

$$N_2 = N_1 \cdot \eta, \text{ кВт},$$

где η – коэффициент полезного действия (ориентировочное значение КПД для зубчатой передачи $\eta = 0,97$), N_1 – мощность на ведущем валу.

Крутящие моменты:

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{N_1}{n_1}, \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_2 = T_1 \cdot \eta \cdot i, \text{ Н}\cdot\text{м};$$

где i – передаточное число передачи.

Частота вращения ведомого вала:

$$n_2 = \frac{n_1}{i}, \text{ мин}^{-1};$$

Окружные скорости:

$$\omega_1 = \frac{n_1}{30}, \text{ сек}^{-1};$$

$$\omega_2 = \frac{n_2}{30}, \text{ сек}^{-1}.$$

Расчет межосевого расстояния a_w и выбор основных параметров передачи (рис. 1)

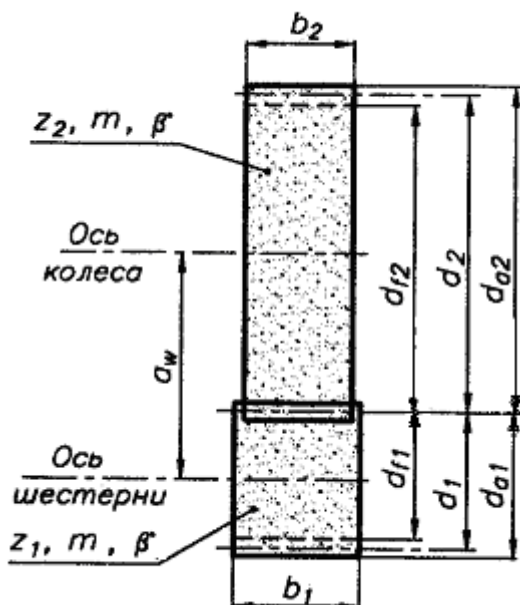


Рис. 1. Основные параметры и размеры, полученные в результате расчета цилиндрической передачи

Расчетное межосевое расстояние a'_w :

$$a'_w = k_a \cdot (i+1) \cdot \left(\frac{T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot k_A}{\psi_{ba} \cdot [\sigma_n]^2 \cdot i^2} \right)^{\frac{1}{3}},$$

где k_a – числовой коэффициент: $k_a = 495$ для прямозубых передач, $k_a = 430$ для косозубых; i – передаточное число; T_2 – крутящий момент на колесе; $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки, принимается от твердости рабочих поверхностей зубьев, расположения опор (табл.5) и коэффициента ψ_{bd} ширины шестерни относительно ее диаметра (табл.4); ψ_{ba} – коэффициент ширины шестерни относительно межосевого расстояния $\psi_{ba} = \frac{2\psi_{bd}}{(i+1)}$; $[\sigma_n]$ – допускаемое

контактное напряжение; k_A – коэффициент внешней динамической нагрузки (табл. 6).

Таблица 4

Рекомендуемые значения коэффициента ψ_{bd} ширины шестерни относительно ее диаметра

Расположение колес относительно опор	Твердость рабочих поверхностей зубьев	
	НВ ₁₍₂₎ ≤ 350	НВ ₁₍₂₎ ≥ 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

Таблица 5

Значения коэффициента $K_{H\beta}$

$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1}$	При твердости шестерни ≤ НВ 350 или колеса ≤ НВ 350			При твердости шестерни > НВ 350 или колеса > НВ 350		
	I	II		I	II	
0,2	1,16	1,03	0,2	1,16	1,03	0,2
0,4	1,35	1,06	0,4	1,35	1,06	0,4
0,6	1,55	1,10	0,6	1,55	1,10	0,6
0,8	1,90	1,16	0,8	1,90	1,16	0,8
1,0	2,3	1,2	1,0	2,3	1,2	1,0
1,2	–	1,26	1,2	–	1,26	1,2

Примечание. Графа I относится к случаю консольного расположения зубчатых колес относительно опор, II – к несимметричному расположению, III – к симметричному расположению.

Таблица 6

Значение коэффициента внешней динамической нагрузки k_A

Режим нагружения двигателя		Режим нагружения ведомой машины			
		1	2	3	4
1	Равномерный	1,00	1,25	1,50	1,75
2	С малой				

3	неравномерностью	1,10	1,35	1,60	1,85
	Со средней неравномерностью	1,25	1,50	1,75	2,00
4	Со значительной неравномерностью	1,50	1,75	2,00	2,25

Характерные режимы нагружения двигателей:

1. Равномерный – электродвигатели;
2. С малой неравномерностью – гидравлические двигатели;
3. Со средней неравномерностью – многоцилиндровые ДВС
4. Со значительной неравномерностью – одноцилиндровые.

Характерные режимы нагружения ведомых машин:

1. Равномерный – равномерно работающие ленточные, пластинчатые конвейеры, легкие подъемники и т. д.
2. С малой неравномерностью – неравномерно работающие ленточные и пластинчатые транспортеры, тяжелые подъемники, крановые механизмы и т. д.
3. Со средней неравномерностью – мешалки для резины и пластмасс, легкие шаровые мельницы и т. д.
4. Со значительной неравномерностью – экскаваторы, дробилки, тяжелые шаровые мельницы, буровые машины и т.д.

Величину a'_w округляют до ближайшего значения a_w , мм ($a'_w \approx a_w$) в соответствии с ГОСТ 2185 (табл. 7).

Таблица 7

Значение межосевых расстояний a_w

Ряд	Межосевое расстояние a_w , мм
1	40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000...
2	71, 90, 112, 140, 180, 224, 280, 355, 450, 560, 710, 900...

Примечание. 1 –й ряд следует предпочитать 2 –му.

Ширины венцов, мм:

– зубчатого колеса $b_2 = \psi_{ba} \cdot a'_w$;

– шестерни $b_1 = b_2 + (3...5)$.

Величины b_1, b_2 округляют до целых чисел.

Дальнейший расчет выполняют отдельно для косозубых и прямозубых передач.

Косозубые передачи ($\beta > 0$).

Принимаем предварительно:

– число зубьев шестерни $z'_1 = 19$,

– угол наклона линии зуба $\beta' = 10^\circ$ ($\cos 10^\circ = 0,9848$).

Определяем модуль m' зацепления, мм:

$$m' = \frac{2a'_w \cdot \cos \beta'}{[z'_1 \cdot (1+1)]}$$

Поскольку с уменьшением модуля улучшаются условия работы зацепления, уменьшается шум и увеличивается КПД передачи, то полученное значение модуля округляем в меньшую сторону до ближайшего стандартного значения m (табл.8).

Таблица 8

Значение модулей зубчатых колес m (ГОСТ 9563)

Ряд	Модуль m , мм
1	...1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25...
2	... 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18...

Примечание. 1 –й ряд следует предпочитать 2 –му.

Суммарное число зубьев передачи:

$$z' = \frac{2a_w \cdot \cos \beta'}{m},$$

z' округляем до ближайшего целого числа z .

Действительное значение угла β :

$$\cos \beta = \frac{z \cdot m}{(2a_w)},$$

$\beta = \arccos \beta$. Значение угла β должно быть в рекомендуемом диапазоне: 8...18°.

Число зубьев шестерни:

$$z_1 = \frac{z}{(i+1)},$$

z_1 округляют до целого числа ($z_1 \geq 17$).

Число зубьев зубчатого колеса:

$$z_2 = z - z_1.$$

Делительные d_1, d_2 диаметры:

$$d_1 = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta}; \quad d_2 = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta}.$$

Диаметры d_{a1}, d_{a2} вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2m; \quad d_{a2} = d_2 + 2m.$$

Диаметры d_{f1}, d_{f2} впадин зубьев:

$$d_{f1} = d_1 - 2m; \quad d_{f2} = d_2 - 2m.$$

Прямозубые передачи ($\beta = 0$).

Принимаем предварительно – число зубьев шестерни $z_1' = 19$.

Определяем модуль m' зацепления, мм:

$$m' = \frac{2a_w}{z_1' \cdot (i+1)}.$$

Значение модуля округляем в меньшую сторону до ближайшего стандартного значения (табл.8).

Число зубьев шестерни:

$$z_1 = \frac{2a_w}{m \cdot (i+1)},$$

z_1 округляют до целого числа ($z_1 \geq 17$).

Число зубьев зубчатого колеса:

$$z_2 = z_1 \cdot i,$$

z_2 – целое число.

Делительные d_1, d_2 диаметры:

$$d_1 = m \cdot z_1; \quad d_2 = m \cdot z_2.$$

Диаметры d_{a1} , d_{a2} вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2m; \quad d_{a2} = d_2 + 2m.$$

Диаметры d_{f1} , d_{f2} впадин зубьев:

$$d_{f1} = d_1 - 2m; \quad d_{f2} = d_2 - 2m.$$

Проверка:

$$d_1 + d_2 = 2a_w,$$

где d_1 , d_2 – делительные диаметры; a_w – делительное межосевое расстояние цилиндрической зубчатой передачи.

Окружная скорость в зацеплении, м/с;

$$v_1 = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2 \cdot 1000},$$

где ω_1 – окружная скорость.

Назначить степень точности передачи.

Для редукторов общего назначения степень точности можно принять по табл. 9.

Таблица 9

Ориентировочные рекомендации по выбору степени точности зубчатых передач

Характеристика передачи	Окружная скорость, v_1 , м/с	
	до 5	свыше 5
Цилиндрическая прямозубая	8	7
Цилиндрическая косозубая	8	8
Коническая прямозубая	7	–
Коническая с круговыми зубьями	8	8

Проверочный расчет на контактную усталость рабочих поверхностей зубьев передачи

Вследствие замены значений передаточного числа и межосевого расстояния на стандартные, контактные напряжения на активной

поверхности зубьев могут оказаться больше допустимых, поэтому необходим проверочный расчет на контактную прочность.

Расчетные контактные напряжения, МПа:

$$\sigma_H = \left[\left(\frac{Z}{a_w} \right) \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H \cdot (i+1)^3}{b_2 \cdot i^2}} \right] \leq [\sigma_H],$$

где $Z = 10 \cdot 10^3$ – для прямозубых передач и $Z = 8 \cdot 10^3$ – для косозубых; a_w – делительное межосевое расстояние цилиндрической зубчатой передачи; T_2 – крутящий момент; i – передаточное число передачи; b_2 – ширина венца зубчатого колеса; $[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение; K_H – коэффициент нагрузки:

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu},$$

где $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями (табл. 10); $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого колеса (табл.5); $K_{H\nu}$ – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении (табл.11).

Таблица 10

Значения коэффициента $K_{H\alpha}, K_{F\alpha}$

Степень точности	$K_{H\alpha}$ при окружной скорости v , м/с			$K_{F\alpha}$
	5	10	15	
6	1,01	1,03	1,04	0,72
7	1,05	1,07	1,09	0,81
8	1,09	1,13	–	0,91

Таблица 11

Значения коэффициента $K_{H\nu}$

Вид зубчатых колес и окружная скорость v	Твердость зубьев	$K_{H\nu}$
прямозубые, $v \leq 5$ м/с	\leq НВ 350	1,05

«	> HB 350	1,10
косозубые, $v \leq 10$ м/с	любая	1,0
косозубые, $v = 10...20$ м/с	\leq HB 350	1,05
«	> HB 350	1,10

Проверочный расчет зубьев колеса на изгибную усталость

Расчетное напряжение изгиба зуба, МПа:

$$\sigma_{F2} = T_2 \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{F2} \cdot Y_{\beta} \cdot \left(\frac{i+1}{b_2 \cdot m \cdot a_w \cdot i} \right) \leq [\sigma_{F2}],$$

где T_2 – крутящий момент; $K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями (табл.10); $K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого колеса $K_{H\beta} = K_{F\beta}$ (табл.5); K_{Fv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении (табл.12); Y_{F2} – коэффициент формы зуба в зависимости от числа зубьев z для прямозубых колес и эквивалентного числа зубьев z_v для косозубых колес – $z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$ (табл.13); Y_{β} – коэффициент наклона линии зуба (для прямозубых колес $Y_{\beta} = 1$, для косозубых $Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{140^\circ}$); m – модуль зубчатого колеса; $[\sigma_{F2}]$ – допускаемое напряжение изгиба.

Таблица 12

Ориентировочные значения коэффициента K_{Fv}

Степень точности	Твердость зубьев	K_{Fv} при окружной скорости v , м/с		
		до 3	3...8	8...12,5
6	\leq HB 350	1/1	1,2/1	1,3/1,1
	> 350	1/1	1,15/1	1,25/1
7	\leq HB 350	1,15/1	1,35/1	1,45/1,2
	> 350	1,15/1	1,25/1	1,35/1
8	\leq HB 350	1,25/1,1	1,45/1,3	-/1,4
	> 350	1,2/1,1	1,35/1,2	-/1,3

Примечание. В числителе – значения для прямозубых передач, в знаменателе – для косозубых.

Таблица 13

Значения Y_F

z или z_v	17	20	25	30	40	50	60	80
Y_F	4,28	4,09	3,90	3,80	3,70	3,66	3,62	3,60

Проверка зубьев шестерни на изгибную усталость выполняется по формуле:

$$\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F2} \cdot Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma_{F1}].$$

Значения Y_{F1} и $[\sigma_{F1}]$ определяют аналогично определению этих параметров для колеса.

Диаметры валов передачи, мм:

$$d_{вал.1,2} = \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot T_{1,2}}{0,2[\tau]}},$$

где $d_{вал.1,2}$ – соответственно диаметры входного и выходного валов; $T_{1,2}$ – соответственно крутящие моменты входного и выходного валов; $[\tau]$ – допускаемое напряжение, $[\tau] = (20...30)$ МПа (меньшие величины – для быстроходных валов, большие – для тихоходных).

Полученные значения диаметров валов округляют до ближайших стандартных по ГОСТ 6636: ... 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 16; 17; 18; 19; 20; 22; 23; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 56; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 115; 120; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200; 210; 220; 240; 250; 260; 280; 300; 320; 340; 380; 400; 420; 480; 500 ..., мм.

Подбор шпонок с проверкой на прочность

Размеры шпонок выбирают в зависимости от диаметра вала (табл. 14). Длину L шпонки принимают на 5...10 мм меньше длины ступицы из ряда стандартных значений (табл. 15).

ПРИМЕР ОБОЗНАЧЕНИЯ: шпонки призматической с размерами $b = 18$ мм, $h = 11$ мм, $L = 100$ мм: Шпонка 18 × 11 × 100 ГОСТ 23360 – 78.

Выборную шпонку проверяют на смятие $\sigma_{см}$ и на срез $\tau_{ср}$:

$$\sigma_{см} = \frac{2T_{1,2}}{[d_{вал,1,2} \cdot (h - t_1) \cdot (L - b)]} \leq [\sigma_{см.}] ;$$

$$\tau_{ср} = \frac{2T_{1,2}}{[d_{вал,1,2} \cdot b \cdot (L - b)]} \leq [\tau_{ср.}] ,$$

где $T_{1,2}$ – крутящий момент; $d_{вал,1,2}$ – диаметр соответствующего вала; L – длина шпонки; b – высота шпонки; h – ширина шпонки; t_1 – глубина паза вала; $[\sigma_{см.}]$ – допускаемое напряжение на смятие для шпоночного соединения; $[\tau_{ср.}]$ – допускаемое напряжение на срез для шпонки.

Допускаемые напряжения в неподвижных шпоночных соединениях при спокойной нагрузке рекомендуется принимать: на смятие при стальной ступице $[\sigma_{см.}] = (100...150)$ МПа, при чугунной $[\sigma_{см.}] = (60...80)$ МПа, на срез $[\tau_{ср.}] = (60...90)$ МПа. Эти значения допускаемых напряжений снижают при работе со слабыми толчками на 1/3, а при ударной нагрузке – на 2/3. При напряжении смятия значительно ниже допускаемого, целесообразно взять шпонку меньшего сечения и повторить расчет. Если в результате расчета шпонки окажется, что она перенапряжена, то предусматривают две или три шпонки. Две призматические шпонки устанавливают под углом 180°, а три призматические шпонки или две клиновые – под углом 120°.

Таблица 14

Размеры призматических шпонок и сечений валов

Диаметр вал $d_{вал.}$, мм	Сечение шпонки, мм	Глубина пазов, мм
--------------------------------	-----------------------	-------------------

Св.	до	b	h	t_1	t_2
6	8	2	2	1,2	1,0
8	10	3	3	1,8	1,4
10	12	4	4	2,5	1,8
12	17	5	5	3,0	2,3
17	22	6	6	3,5	2,8
22	30	8	7	4,0	3,3
30	38	10	8	5,0	3,3
38	44	12	8	5,0	3,3
44	50	14	9	5,5	3,8
50	58	16	10	6,0	4,3
58	65	18	11	7,0	4,4
65	75	20	12	7,5	4,9
75	85	22	14	9,0	5,4
85	95	25	14	9,0	5,4
95	110	28	16	10	6,4
110	130	32	18	11	7,4
130	150	36	20	12	8,4
150	170	40	22	13	9,4
170	200	45	25	15	10,4
200	230	50	28	17	11,4
230	260	56	32	20	12,4
260	290	63	32	20	12,4

Таблица 15

Длина L шпонок

L , мм	...6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 400..
----------	---

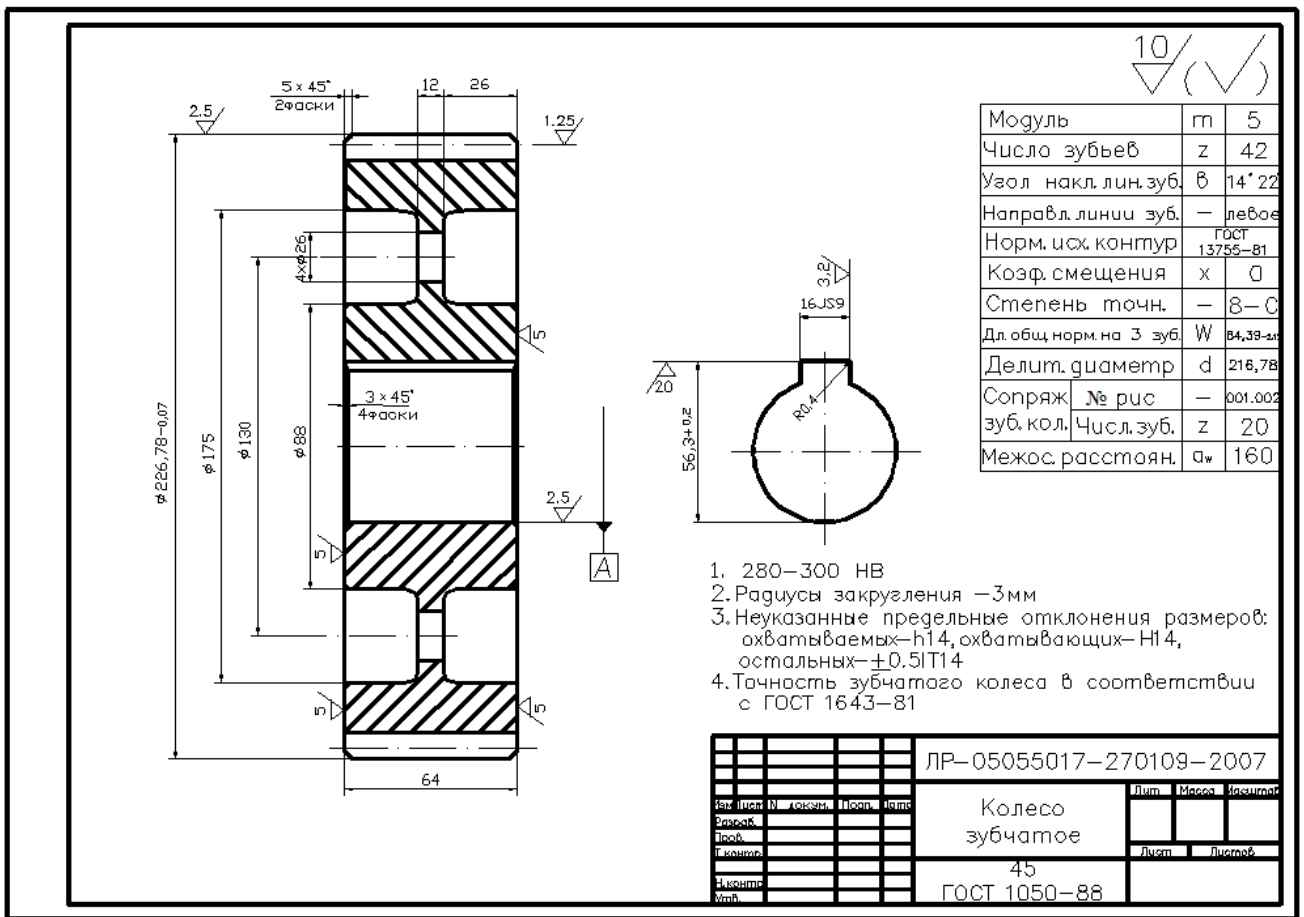


Рис. 2. Колесо зубчатое

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гузенков П.Г. Детали машин / П.Г. Гузенков. М.: Высш. шк.. 1982. 319 с.
2. Курмаз Л.В. Детали машин. Проектирование. Учебное пособие / Л.В. Курмаз, А.Т.Скойбеда. Минск. УП «Технопринт». 2002. 296с.
3. Тимофеев С.И. Детали машин. Учебное пособие / С.И. Тимофеев М.: Высш. шк.. 2005. 416 с.
4. Чернилевский Д.В. Курсовое проектирование деталей машин и механизмов / Д.В. Чернилевский. М.: Высш. шк.. 1980. 238 с.
5. Иванов М.Н. Детали машин. / М.Н. Иванов. М.: Высш. шк.. 2000. 383 с.
6. Кудрявцев В.Н. Курсовое проектирование деталей машин / В.Н. Кудрявцев. Л. Машиностроение. 1984. 400с.
7. Добронравов С.С. Строительные машины и основы автоматизации /С.С. Добронравов. В.Г. Дронов. М.: Высш. шк.. 2003. 575 с.
8. Стандарты
ГОСТ 9563 – 60 Колеса зубчатые модули.
ГОСТ 2185 – 66 Передачи зубчатые цилиндрические. Основные параметры.
ГОСТ 1284.2 – 89 Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Технические условия.
ГОСТ 1284.3 – 96 Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Передаваемые мощности.
ГОСТ 20889 – 88 Шкивы для приводных клиновых ремней нормальных сечений. Общие технические условия.
ГОСТ 161662 – 93 Редукторы зубчатые. Общие технические условия.
ГОСТ 23360 – 78 Соединения шпоночные призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.
ГОСТ 380 – 94 Сталь углеродистая обыкновенного качества. Марки.
ГОСТ 977 – 88 Отливки стальные. Общие технические условия.
ГОСТ 1412 – 85 Чугун с пластинчатым графитом для отливок. Марки.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	3
Теоретические сведения.....	3
Методика расчета клиноременной передачи.....	5
Методика расчета цилиндрического редуктора.....	19
Библиографический список	37

ДЕТАЛИ МАШИН

Методические указания и задания к контрольным работам для студентов
специальностей 290700 – «Теплогазоснабжение и вентиляция»
270102 – «Промышленное и гражданское строительство»
271205 – «Автомобильные дороги и аэродромы»

Составили Рюрик Тимофеевич Емельянов
 Андрей Петрович Прокопьев
 Евгения Сергеевна Турышева

Печатается в авторской редакции

Корректурa:

Подписано в печать

Формат 60 x 84/16. Бумага офсетная.

Печать офсетная. Усл. печ. л.

Уч.-изд. л.

Тираж 300 экз. Заказ №

Отпечатано на ризографе ИАС

660041, Красноярск, пр. Свободный, 82