

6 Расчет цепных передач

Цепные передачи (рис. 24) используют для передачи вращения между удаленными до 10 м валами, при передаваемой мощности до 100...120 кВт, скорости цепи до 15 м/с и передаточным числом не выше 8.

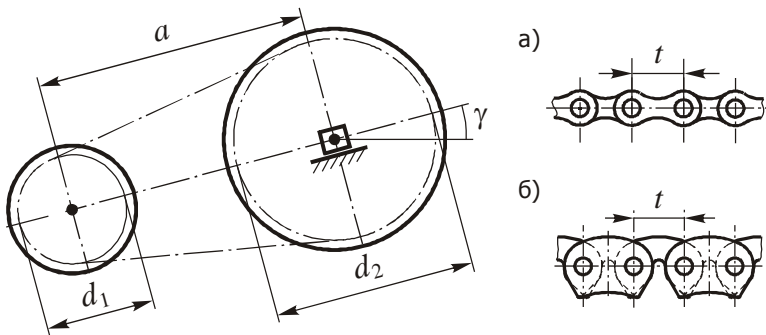


Рис. 24. Схема цепной передачи и типы цепей:
а – роликовая; б – зубчатая

Входными параметрами, необходимыми для расчета цепной передачи, являются:

n_1 – частота вращения ведущего вала, об/мин;

N_1 – мощность передаваемая ведущим валом, кВт;

T_1 – вращающий момент на ведущем валу, Н·м;

n_2 – частота вращения ведомого вала, об/мин;

N_2 – мощность передаваемая ведомым валом, кВт;

T_2 – вращающий момент на ведомом валу, Н·м;

i – передаточное число цепной передачи.

Перечисленные параметры выбирают из таблиц результатов кинематического расчета привода (см. пп. 1.2 и 1.3), предвари-

6 Расчет цепной передачи

В рассматриваемом примере условимся считать, что звездочки передачи расположены на 4-м и 5-м валах привода, а проведенный в разделе 1 комплексный расчет привода дал следующие результаты:

Вал	Колесо	n , об/мин	N , кВт	T , Н·м		
0	–	1445	4,821	31,88		
1	1(ш)	1445	4,725	31,24		
2	2(к), 3(ш)	280,2	4,631	157,9		
3	4(к)	60,21	4,538	720,1		
4	5(ведущ.)	60,21	4,447	705,6	и т	и цп
5	6(ведом.)	30,03	4,180	1330	1,654	2,005

Исходные данные:

$n_1 = 60,21$ об/мин; $N_1 = 4,447$ кВт; $T_1 = 705,6$ Н·м;

$n_2 = 30,03$ об/мин; $N_2 = 4,180$ кВт; $T_2 = 1330$ Н·м;

$u = 2,005$.

тельно установив, какой из валов является ведущим для данной схемы, а какой – ведомым.

Также заранее необходимо определиться с типом цепи. Наиболее часто в машиностроении применяют приводные цепи роликового (ПР) или зубчатого (ПЗ) типов.

6.1 Расчет передач с приводными роликовыми цепями

Данный расчет рекомендуется проводить в следующей последовательности:

6.1.1 Из табл. 33 выбирают число зубьев z_1 ведущей звездочки, отдавая предпочтение нечетным значениям.

Таблица 33

u	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6	> 6
z_1	30...27	27...25	25...23	23...21	21...17	17...15

Устанавливают граничную вытяжку цепи $[\delta_t] = 3\%$. При достижении этого значения цепь подлежит замене.

Находят число зубьев z_2 ведомой звездочки:

$$z_2 = z_1 u .$$

Значение z_2 округляют, желательно к четному значению.

Находят фактическое передаточное число

$$u_{\text{ф}} = z_2 / z_1 .$$

При этом $u_{\text{ф}}$ не должно отличаться от u более, чем на 4%.

6.1.2 Задаются числом m рядов цепи. Обычно, если нет особых показаний, принимают $m = 1$. Затем определяют коэффициент эксплуатации:

6.1 Расчет передачи с приводной роликовой цепью

6.6.1 Выбираем число зубьев ведущей звездочки (табл. 33): $z_1 = 27$.

Принимаем граничную вытяжку цепи $[\delta_t] = 3\%$.

Число зубьев ведомой звездочки

$$z_2 = z_1 u; \quad z_2 = 27 \cdot 2,005 = 54,14 \approx 54.$$

Фактическое передаточное число

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1}; \quad u_{\phi} = \frac{54}{27} = 2.$$

Отклонение от прежнего значения составляет

$$\delta(u) = \frac{2,005 - 2}{2} \cdot 100 = 0,25\%,$$

что меньше допустимых 4%.

6.1.2 Задаемся числом рядов цепи:

$$m = 1.$$

$$K_{\Sigma} = K_{\text{д}} K_{\text{а}} K_{\text{н}} K_{\text{см}} K_{\text{рег}} K_{\text{реж}},$$

где $K_{\text{д}}$ – коэффициент, учитывающий динамичность нагружения: при спокойной нагрузке $K_{\text{д}} = 1,0 \dots 1,2$; при легких толчках – $K_{\text{д}} = 1,2 \dots 1,5$; при работе в условиях сильных ударов – $K_{\text{д}} = 1,8$;

$K_{\text{а}}$ – коэффициент межосевого расстояния, зависит от числа и величины t шагов цепи. При рекомендуемом расстоянии $a = (30 \dots 50)t$ принимают $K_{\text{а}} = 1$; при $a < 25t$ $K_{\text{а}} = 1,25$; при $a = (60 \dots 80)t$ $K_{\text{а}} = 0,9$.

$K_{\text{н}}$ – коэффициент наклона линии центров к горизонту. При угле наклона $\gamma < 60^\circ$ $K_{\text{н}} = 1$; при больших значениях $K_{\text{н}} = 1,25$;

$K_{\text{см}}$ – коэффициент, учитывающий способ смазывания. При непрерывном смазывании в масляной ванне $K_{\text{см}} = 0,8$; при регулярном капельном смазывании $K_{\text{см}} = 1$; при периодическом смазывании $K_{\text{см}} = 1,5$;

$K_{\text{рег}}$ – коэффициент, учитывающий способ регулирования натяжения цепи. При регулировании за счет перемещения звездочки $K_{\text{рег}} = 1$; при регулировке натяжными звездочками или роликами $K_{\text{рег}} = 1,1$; для нерегулируемых передач $K_{\text{рег}} = 1,25$;

$K_{\text{реж}}$ – коэффициент, учитывающий режим работы. При односменной работе $K_{\text{реж}} = 1$; при двухсменной – $K_{\text{реж}} = 1,25$; при трехсменной – $K_{\text{реж}} = 1,45$ (число смен можно примерно определить по коэффициенту $k_{\text{сут}}$ на бланке задания на курсовую работу).

Из условия износостойкости определяют предварительную величину шага t' цепи, мм:

Определяем коэффициент эксплуатации

$$K_{э} = K_{\partial} K_a K_H K_{см} K_{рег} K_{реж},$$

где принимаем:

$K_{\partial} = 1,3$ – коэффициент, учитывающий динамичность нагружения (при легких толчках);

$K_a = 1,0$ – коэффициент межосевого расстояния (при рекомендуемом межосевом расстоянии $a = (30...50) \text{ t}$);

$K_H = 1,0$ – коэффициент наклона линии центров к горизонту (при угле наклона $\gamma < 60^\circ$);

$K_{см} = 1,5$ – коэффициент, учитывающий способ смазывания (при периодическом смазывании);

$K_{рег} = 1,25$ – коэффициент, учитывающий способ регулирования натяжения цепи (нерегулируемая передача);

$K_{реж} = 1,0$ – коэффициент, учитывающий режим работы (при односменной работе).

$$K_{э} = 1,3 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,5 \cdot 1,25 \cdot 1,0 = 2,438.$$

$$t' = 283 \sqrt{\frac{T_1 K_3}{z_1 [p'_c] K_m}},$$

где K_m – коэффициент рядности. $K_m = 1$ при $m = 1$; $K_m = 1,7$ при $m = 2$; $K_m = 2,5$ при $m = 3$; $K_m = 3$ при $m = 4$;

$[p'_c]$ – предварительное значение допускаемого среднего удельного давления в шарнирах цепи, принимаемое по табл. 34.

Таблица 34

Среднее удельное давление в шарнирах роликовых цепей

n_1 , об/мин	50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000	2400	2800	3200
$[p'_c]$, МПа	36	31	26	23	21	19	18	17	16	15	14	10

Из табл. 35 выбирают конкретный тип роликовой цепи, округляя ее шаг t до ближайшего большего значения. После этого выписывают обозначение цепи по образцу:

Цепь ЗПР-25,4-171 ГОСТ 13568-97 (для цепи приводной роликовой трехрядной с шагом 25,4 мм и разрушающей нагрузкой 171 кН).

Параметры в табл. 35 имеют следующий смысл: $A_{оп}$ – проекция площади опорной поверхности шарнира; Q – разрушающая нагрузка; ρ – масса одного погонного метра цепи. Остальные параметры – размеры, представленные на рис. 25.

6.1.3 По величине шага t определяют основные геометрические параметры передачи.

Предварительное значение межосевого расстояния a' принимают в границах рекомендуемого интервала

$$a' = (30...50)t.$$

Находим предварительную величину шага цепи

$$t' = 28 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_3}{z_1 [p'] K_m}},$$

где

$K_m = 1,0$ – коэффициент рядности;

$[p'] = 36$ МПа – предварительное значение допускаемого среднего удельного давления в шарнирах цепи (табл. 34).

$$t' = 28 \sqrt[3]{\frac{705,6 \cdot 2,438}{27 \cdot 36 \cdot 1,0}} = 33,87 \text{ мм.}$$

По табл. 35 выбираем тип роликовой цепи, уточняем ее шаг и выписываем необходимые параметры:

обозначение: Цепь ПР-38,1-127 ГОСТ 13568-97;

$t = 38,1$ мм; $b_1 = 25,40$ мм; $d = 11,10$ мм;

$D = 22,23$ мм; $h_{\max} = 36,2$ мм; $B_{\max} = 58$ мм;

$A_{\text{оп}} = 394 \text{ мм}^2$; $Q = 127,0$ кН; $p = 5,50$ кг/м.

Таблица 35

Приводные роликовые цепи (ГОСТ 13568–97)

Типоразмер цепи	t , мм	b_1 , мм	d , мм	D , мм	A , мм	h_{\max} , мм	B_{\max} , мм	$A_{\text{оп}}$, мм ²	Q , кН	ρ , кг/м
Цепи приводные роликовые однорядные типа ПР										
ПР-8-4,6	8,0	3,00	2,31	5,00	—	7,5	12	11	4,6	0,20
ПР-9,525-9,1	9,525	5,72	3,28	6,35	—	8,5	17	28	9,1	0,45
ПР-12,7-10-1	12,7	2,40	3,66	7,75	—	10,0	10,5	13	10,0	0,30
ПР-12,7-9	12,7	3,30	3,66	7,75	—	10,0	12	22	9,0	0,35
ПР-12,7-18,2-1	12,7	5,40	4,45	8,51	—	11,8	19	39	18,2	0,65
ПР-12,7-18,2	12,7	7,75	4,45	8,51	—	11,8	21	50	18,2	0,75
ПР-15,875-23-1	15,875	6,48	5,08	10,16	—	14,8	20	51	23,0	0,80
ПР-15,875-23	15,875	9,65	5,08	10,16	—	14,8	24	67	23,0	1,00
ПР-19,05-31,8	19,05	12,70	5,94	11,91	—	18,2	33	105	31,8	1,90
ПР-25,4-60	25,4	15,88	7,92	15,88	—	24,2	39	179	60,0	2,60
ПР-31,75-89	31,75	19,05	9,53	19,05	—	30,2	46	262	89,0	3,80
ПР-38,1-127	38,1	25,40	11,10	22,23	—	36,2	58	394	127,0	5,50
ПР-44,45-172,4	44,45	25,40	12,70	25,40	—	42,4	62	472	172,4	7,50
ПР-50,8-227	50,8	31,75	14,27	28,58	—	48,3	72	637	227,0	9,7
ПР-63,5-354	63,5	38,10	19,83	39,68	—	60,4	89	1089	354,0	16,0
Цепи приводные роликовые двухрядные типа 2ПР										
2ПР-12,7-31,8	12,7	7,75	4,45	8,51	13,92	11,8	35	100	31,8	1,4
2ПР-15,875-45,4	15,875	9,65	5,08	10,16	16,59	14,8	41	134	45,4	1,9
2ПР-19,05-64	19,05	12,70	5,96	11,91	22,78	18,08	53,4	210	64,0	2,9
2ПР-25,4-114	25,4	15,88	7,92	15,88	29,29	24,2	68	358	114,0	5,0
2ПР-31,75-177	31,75	19,05	9,53	19,05	35,76	30,2	82	524	177,0	7,3
2ПР-38,1-254	38,1	25,40	11,10	22,23	45,44	36,2	104	788	254,0	11,0
2ПР-44,45-344	44,45	25,40	12,70	25,40	48,87	42,24	110	944	344,0	14,4
2ПР-50,8-453,6	50,8	31,75	14,27	28,58	58,55	48,3	130	1274	453,6	19,1
Цепи приводные роликовые трехрядные типа 3ПР										
3ПР-12,7-45,4	12,7	7,75	4,45	8,51	13,92	11,8	50	150	45,4	2,0
3ПР-15,875-68,1	15,875	9,65	5,08	10,16	16,59	14,8	57	201	68,1	2,8
3ПР-19,05-96	19,05	12,70	5,96	11,91	22,78	18,08	76,2	315	96,0	4,3
3ПР-25,4-171	25,4	15,88	7,92	15,88	29,29	24,2	98	537	171,0	7,5
3ПР-31,75-265,5	31,75	19,05	9,53	19,05	35,76	30,2	120	786	265,5	11,0
3ПР-38,1-381	38,1	25,40	11,10	22,23	45,44	36,2	150	1182	381,0	16,5
3ПР-44,45-517,2	44,45	25,40	12,70	25,40	48,87	42,24	160	1416	517,2	21,7
3ПР-50,8-680,4	50,8	31,75	14,27	28,58	58,55	48,3	190	1911	680,4	28,3
Цепи приводные роликовые четырехрядные типа 4ПР										
4ПР-19,05-128	19,05	12,70	5,94	11,91	22,78	18,08	101,9	420	128,0	5,75
4ПР-25,4-228	25,4	15,88	7,92	15,88	29,29	24,2	129,9	716	228,0	10,9
4ПР-31,75-355	31,75	19,05	9,53	19,05	35,76	30,2	157,5	1048	355,0	14,7
4ПР-38,1-508	38,1	25,40	11,10	22,23	45,44	36,2	197,1	1576	508,0	22,0
4ПР-50,8-900	50,8	31,75	14,27	28,58	58,55	48,3	252,3	2548	900,0	38,0

6.1.3 Основные геометрические параметры передачи

*Принимаем предварительное значение межосевого
расстояния:*

$$a' = 40 t; \quad a' = 40 \cdot 38,1 = 1524 \text{ мм.}$$

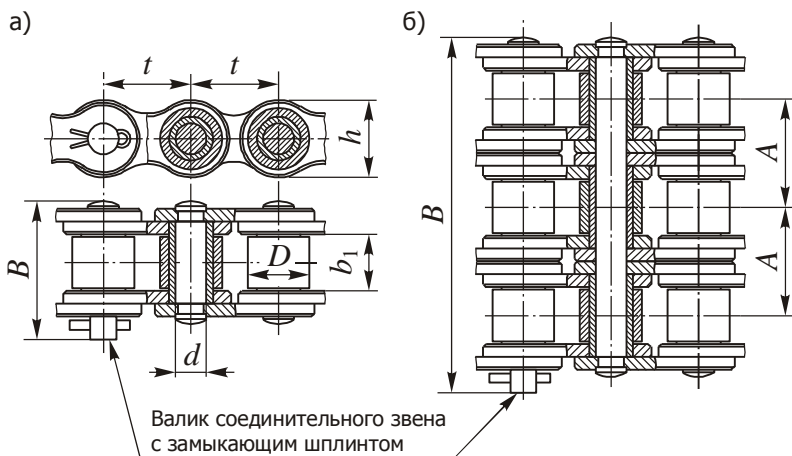


Рис. 25. Конструкция роликовых цепей: а – однорядной; б – трехрядной

Число z_L звеньев цепи

$$z_L = \frac{2a'}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a'}.$$

Найденное значение z_L округляют до ближайшего четного целого (при нечетном выборе потребуется особое переходное звено).

Уточненное значение межосевого расстояния

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

Монтажное межосевое расстояние, обеспечивающее необходимое провисание холостой ветви цепи,

$$a_M = (0,996 \dots 0,998)a.$$

Число звеньев цепи

$$z_L = \frac{2a'}{t} + \frac{z_2 + z_1}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a'};$$

$$z_L = \frac{2 \cdot 1524}{38,1} + \frac{54 + 27}{2} + \left(\frac{54 - 27}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \frac{38,1}{1524} = 121,0.$$

Округляем до четного значения $z_L = 120$.

Уточненное значение межосевого расстояния

$$a = \frac{t}{4} \left[z_L - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(z_L - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right];$$
$$a = \frac{38,1}{4} \left[120 - \frac{27 + 54}{2} + \sqrt{\left(120 - \frac{27 + 54}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{54 - 27}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right] =$$
$$= 1506 \text{ мм.}$$

Монтажное межосевое расстояние, обеспечивающее необходимое провисание холостой ветви цепи,

$$a_M = 0,997 a; \quad a_M = 0,997 \cdot 1506 = 1501 \text{ мм.}$$

Длина цепи

$$L = z_L t .$$

Диаметры делительных окружностей звездочек:

$$d_1 = \frac{t}{\sin(180^\circ / z_1)} ; \quad d_2 = \frac{t}{\sin(180^\circ / z_2)} .$$

Диаметры окружностей выступов:

$$d_{a1} = t[K + \operatorname{ctg}(180^\circ / z_1)] ; \quad d_{a2} = t[K + \operatorname{ctg}(180^\circ / z_2)] ,$$

где коэффициент высоты зуба K зависит от параметра $\lambda = t / D$:

λ	1,4...1,5	1,5...1,6	1,6...1,7	1,7...1,8	1,8...2,0
K	0,480	0,532	0,555	0,575	0,565

Диаметры окружностей впадин:

$$d_{f1} = d_1 - 1,005D - 0,1 ; \quad d_{f2} = d_2 - 1,005D - 0,1 .$$

6.1.4 Производят проверочный расчет передачи на износостойкость шарниров.

Находят среднюю скорость цепи, м/с:

$$v = \frac{z_1 t n_1}{60 \cdot 10^3} .$$

Определяют окружную (полезную) силу, Н:

$$F_t = \frac{T_1 \pi n_1}{30 v} .$$

Находят расчетное давление в шарнирах цепи по формуле

$$p = \frac{F_t K_\Sigma}{A_{\text{оп}}(K_m / m)} .$$

Длина цепи

$$L = z_L t; \quad L = 120 \cdot 38,1 = 4572 \text{ мм.}$$

Диаметры делительных окружностей звездочек

$$d_1 = \frac{t}{\sin(180^\circ/z_1)}; \quad d_2 = \frac{t}{\sin(180^\circ/z_2)}.$$

$$d_1 = \frac{38,1}{\sin(180^\circ/27)} = 328,2 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{38,1}{\sin(180^\circ/54)} = 655,3 \text{ мм.}$$

Диаметры окружностей выступов

$$d_{a1} = t[K + \operatorname{ctg}(180^\circ/z_1)]; \quad d_{a2} = t[K + \operatorname{ctg}(180^\circ/z_2)].$$

где параметр $\lambda = t/D = 38,1/22,23 = 1,714$, и соответственно коэффициент высоты зуба $K = 0,575$.

$$d_{a1} = 38,1 [0,575 + \operatorname{ctg}(180^\circ/27)] = 347,9 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = 38,1 [0,575 + \operatorname{ctg}(180^\circ/54)] = 676,1 \text{ мм.}$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f1} = d_1 - 1,005D - 0,1; \quad d_{f2} = d_2 - 1,005D - 0,1.$$

$$d_{f1} = 328,2 - 1,005 \cdot 22,23 - 0,1 = 305,8 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = 655,3 - 1,005 \cdot 22,23 - 0,1 = 632,9 \text{ мм.}$$

Проверяют условие износостойкости:

$$p \leq [p],$$

где допускаемое давление в шарнирах уточняют по табл. 36. В случае перегруза, таковой не должен превышать 5%.

Таблица 36

Допускаемое давление в шарнирах роликовых цепей

Шаг цепи t , мм	$[p]$, МПа, при частоте вращения n_1 , об/мин							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7...15,87	35,0	31,5	28,7	26,2	24,2	22,4	21,0	18,5
19,05...25,4	35,0	30,0	26,2	23,4	21,0	19,0	17,5	15,0
31,75...38,1	35,0	28,7	24,2	21,0	18,5	16,6	15,0	—
44,45...50,8	35,0	26,2	21,0	17,5	15,0	—	—	—

Следует отметить, что значения $[p]$ из табл. 36 являются базовыми. Они обеспечивают долговечность цепи при оптимальных условиях работы и смазывания порядка 10000 часов.

6.1.5 Находят максимальное натяжение $F_{1\max}$ ведущей ветви цепи и проверяют цепь на прочность по разрушающей нагрузке.

$$F_{1\max} = K_d F_t + F_g + F_v,$$

где F_g – дополнительное натяжение цепи от ее веса, Н:

$$F_g = 9,81 c_g \rho a / 1000.$$

Коэффициент c_g учитывает провисание цепи. Для горизонтальных передач принимают $c_g = 6$; при $\gamma < 40^\circ$ $c_g = 4$; при $\gamma > 40^\circ$ $c_g = 2$; для вертикальных передач $c_g = 1$;

F_v – дополнительное натяжение цепи от действия центробежных сил, Н:

6.1.4 Проверочный расчет передачи на износостойкость шарниров

Средняя скорость цепи

$$v = \frac{z_1 t n_1}{60 \cdot 10^3}; \quad v = \frac{27 \cdot 38,1 \cdot 60,21}{60 \cdot 10^3} = 1,032 \text{ м/с.}$$

Окружная сила

$$F_t = \frac{T_1 \pi n_1}{30 v}; \quad F_t = \frac{705,6 \cdot 3,14 \cdot 60,21}{30 \cdot 1,032} = 4309 \text{ Н.}$$

Расчетное давление в шарнирах цепи

$$p = \frac{F_t K_3}{A_{оп} (K_m / m)}; \quad p = \frac{4309 \cdot 2,438}{394 \cdot (1,0/1)} = 26,66 \text{ МПа.}$$

По табл. 36 находим величину допускаемого давления в шарнирах: $[p] = 35,0 \text{ МПа.}$

Поскольку расчетное давление меньше допускаемого, проверка выполняется.

6.1.5 Проверка цепи на прочность по разрушающей нагрузке

Максимальное натяжение ведущей ветви цепи

$$F_{1 \max} = K_d F_t + F_g + F_v,$$

где

- коэффициент динамичности $K_d = 1,3$ (см. п. 6.1.2);
- дополнительное натяжение цепи от ее веса

$$F_g = 9,81 c_g p a / 1000.$$

$$F_v = \rho v^2.$$

Находят расчетный запас прочности цепи:

$$S = \frac{Q}{F_{1\max}}.$$

Проверяют прочность цепи по условию

$$S \geq [S],$$

где допускаемый условный коэффициент запаса прочности в зависимости от шага цепи принимают по табл. 37. Меньшие значения в таблице соответствуют более тихоходным передачам.

Таблица 37

Минимальные значения коэффициентов запаса прочности

t , мм	8	9,925	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8	63,5
$[S]$	8...11	7...8	8...11	8...11	7...8	7...8	6...7	6...7	6...7	8...9	6...7

6.1.6 Определяют поперечную (радиальную) силу давления на валы передачи, необходимую для последующего расчета валов:

$$F_r = (1,05...1,15)F_t,$$

где меньшие значения принимают для вертикальных передач, большие – для горизонтальных.

6.1.7 По результатам расчетов заполняют табличную форму:

Типоразмер цепи	z_1	z_2	u_ϕ	m	t , мм	a , мм	$a_{M'}$, мм	b_1 , мм	D , мм	A , мм	h_{\max} , мм

Принимаем коэффициент провисания цепи $c_g = 6$ (для горизонтальной передачи).

$$F_g = 9,81 \cdot 6 \cdot 5,50 \cdot 1506 / 1000 = 487,5 \text{ Н.}$$

- дополнительное натяжение цепи от действия центробежных сил

$$F_v = \rho v^2; \quad F_v = 5,50 \cdot (1,032)^2 = 5,858 \text{ Н.}$$

$$F_{1 \max} = 1,3 \cdot 4309 + 487,5 + 5,858 = 6095 \text{ Н.}$$

Расчетный запас прочности цепи

$$S = \frac{Q}{F_{1 \max}}; \quad S = \frac{127,0 \cdot 10^3}{6095} = 20,84.$$

Допускаемый условный коэффициент запаса прочности принимаем по табл. 37: $[S] = 6$.

Поскольку $S > [S]$, прочность цепи обеспечена.

6.1.6 Определяем поперечную (радиальную) силу давления на валы передачи:

$$F_r = 1,10 F_t; \quad F_r = 1,10 \cdot 4309 = 4740 \text{ Н.}$$

6.1.7 Заполняем таблицу результатов

Типоразмер цепи	z_1	z_2	u_ϕ	m	t , мм	a , мм	a_m , мм	b_1 , мм	D , мм	A , мм	h_{\max} , мм
ПР-38,1-127	27	54	2	1	38,1	1506	1501	25,4	22,23	-	36,2

z_L	L , мм	d_1 , мм	d_2 , мм	d_{a1} , мм	d_{a2} , мм	d_{f1} , мм	d_{f2} , мм	v , м/с	F_t , Н	F_r , Н
120	4572	328,2	655,3	347,9	676,1	305,8	632,9	1,032	4309	4740

z_L	L , мм	d_1 , мм	d_2 , мм	d_{a1} , мм	d_{a2} , мм	d_{f1} , мм	d_{f2} , мм	v , м/с	F_r , Н	$F_{r'}$, Н

6.2 Расчет передач с приводными зубчатыми цепями

Рекомендуется следующая последовательность расчета:

6.2.1 Из табл. 38 принимают число зубьев z_1 ведущей звездочки: нечетное для цепей типа 1 и четное для цепей типа 2. Поскольку цепь еще не выбрана, априори считают, что ее тип 1-й.

Таблица 38

u	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6	> 6
z_1	30...27	27...25	25...23	23...21	21...17	17

Находят число зубьев z_2 ведомой звездочки:

$$z_2 = z_1 u .$$

Значение z_2 округляют до ближайшего четного значения.

Определяют фактическое передаточное отношение

$$u_{\text{ф}} = z_2 / z_1 .$$

Допускается отклонение $u_{\text{ф}}$ от u не более 4%.

6.2.2 Подбор цепи ведут методом проб. В качестве первой пробы из табл. 39 выбирают цепь какого-то среднего шага, например, с шагом $t = 19,05$ мм. При этом требуется, чтобы шаг цепи удовлетворял ограничению по частоте вращения $n_1 \leq n_{1\text{max}}$, где значения $n_{1\text{max}}$ составляют:

6.1 Расчет передачи с приводной зубчатой цепью

(Исходные данные расчета приведены в начале раздела 6)

6.2.1 Из табл. 38 принимаем нечетное число зубьев ведущей звездочки: $z_1 = 27$, поскольку для определенности считаем, что цепь относится к типу 1.

Число зубьев ведомой звездочки

$$z_2 = z_1 u; \quad z_2 = 27 \cdot 2,005 = 54,14 \approx 54.$$

Фактическое передаточное число

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1}; \quad u_{\phi} = \frac{54}{27} = 2.$$

Отклонение от прежнего значения составляет

$$\delta(u) = \frac{2,005 - 2}{2} \cdot 100 = 0,25\%,$$

что меньше допустимых 4%.

6.2.2 Подбор цепи

Поскольку в нашем случае $p_1 < p_{1 \max}$ для цепи любого шага, выбираем из табл. 39 в качестве первой пробы шаг цепи $t = 19,05$ мм.

t , мм	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75
$n_{1\max}$, об/мин	3300	2650	2200	1650	1350

Таблица 39

Параметры приводных зубчатых цепей (ГОСТ 13552-81)

Типоразмер цепи	t , мм	b ,	b_1 ,	b_2 ,	h , мм	h_1 , мм	δ , мм	g , мм	Q , кН	ρ , кг/м
		мм	мм	мм						
не более										
ПЗ-1-12,7-26-22,5	12,70	22,5	28,5	31,5	13,4	7,0	1,5	4,76	26	1,31
ПЗ-1-12,7-31-28,5		28,5	34,5	37,5					31	1,60
ПЗ-1-12,7-36-34,5		34,5	40,5	43,5					36	2,00
ПЗ-1-12,7-42-40,5		40,5	46,5	49,5					42	2,31
ПЗ-1-12,7-49-46,5		46,5	52,5	55,5					49	2,70
ПЗ-1-12,7-56-52,5		52,5	58,5	61,5					56	3,00
ПЗ-1-15,875-41-30	15,875	30,0	38,0	41,0	16,7	8,7	2,0	5,95	41	2,21
ПЗ-1-15,875-50-38		38,0	46,0	49,0					50	2,71
ПЗ-1-15,875-58-46		46,0	54,0	57,0					58	3,30
ПЗ-1-15,875-69-54		54,0	62,0	65,0					69	3,90
ПЗ-1-15,875-80-62		62,0	70,0	73,0					80	4,41
ПЗ-1-15,875-91-70		70,0	78,0	81,0					91	5,00
ПЗ-1-19,05-74-45	19,05	45,0	54,0	56,0	20,1	10,5	3,0	7,14	74	3,90
ПЗ-1-19,05-89-57		57,0	66,0	68,0					89	4,90
ПЗ-1-19,05-105-69		69,0	78,0	80,0					105	5,91
ПЗ-1-19,05-124-81		81,0	90,0	92,0					124	7,00
ПЗ-1-19,05-143-93		93,0	102	104					143	8,00
ПЗ-2-25,4-101-57		25,40	57,0	66,0					68,0	26,7
ПЗ-2-25,4-132-75	75,0		84,0	86,0	132	10,8				
ПЗ-2-25,4-164-93	93,0		102	104	164	13,2				
ПЗ-2-25,4-196-111	111		120	122	196	15,4				
ПЗ-2-31,75-166-75	31,75	75,0	85,0	88,0	33,4	16,7	3,0	11,94	166	14,4
ПЗ-2-31,75-206-93		93,0	103	106					206	16,6
ПЗ-2-31,75-246-111		111	121	124					246	18,8
ПЗ-2-31,75-286-129		129	139	142					286	21,0

В табл. 39 символом Q обозначена разрушающая нагрузка, символом p – масса одного погонного метра цепи, а символом b_2 – длина валика замыкающего звена цепи. Остальные параметры представляют собой размеры, указанные на рис. 26.

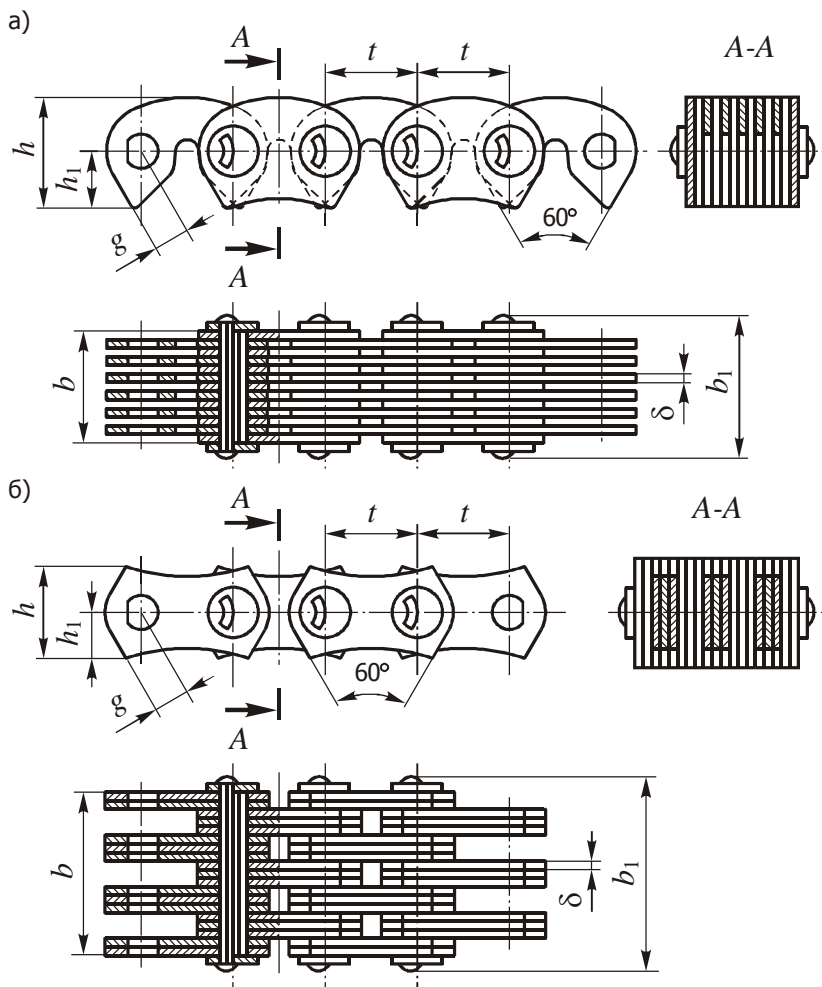


Рис. 26. Конструкция зубчатых цепей: а – цепь типа 1; б – цепь типа 2

Принимают предварительное значение межосевого расстояния a' в границах

$$a' = (30...50)t .$$

Определяют коэффициент эксплуатации:

$$K_{\text{э}} = K_{\text{д}} K_{\text{а}} K_{\text{н}} K_{\text{см}} K_{\text{рег}} K_{\text{реж}} ,$$

где $K_{\text{д}}$ – коэффициент, учитывающий динамичность нагружения: при спокойной нагрузке $K_{\text{д}} = 1,0...1,2$; при легких толчках – $K_{\text{д}} = 1,2...1,5$; при работе в условиях сильных ударов – $K_{\text{д}} = 1,8$;

$K_{\text{а}}$ – коэффициент межосевого расстояния, который вычисляют по формуле

$$K_{\text{а}} = \sqrt[4]{40/(a'/t)} ;$$

$K_{\text{н}}$ – коэффициент наклона линии центров к горизонту. При угле наклона $\gamma \leq 45^\circ$ $K_{\text{н}} = 1$; при больших значениях $K_{\text{н}} = 0,15\sqrt{\gamma}$ (угол γ берется в градусах);

$K_{\text{см}}$ – коэффициент, учитывающий способ смазывания. При непрерывном смазывании в масляной ванне $K_{\text{см}} = 0,8$; при регулярном капельном смазывании $K_{\text{см}} = 1$; при периодическом смазывании $K_{\text{см}} = 1,5$;

$K_{\text{рег}}$ – коэффициент, учитывающий способ регулирования натяжения цепи. При регулировании за счет перемещения звездочки $K_{\text{рег}} = 1$; при регулировке натяжными звездочками или роликами $K_{\text{рег}} = 1,1$; для нерегулируемых передач $K_{\text{рег}} = 1,25$;

$K_{\text{реж}}$ – коэффициент, учитывающий режим работы. При односменной работе $K_{\text{реж}} = 1$; при двухсменной –

Принимаем предварительное значение межосевого расстояния

$$a' = 40 t; \quad a' = 40 \cdot 19,05 = 762 \text{ мм.}$$

Определяем коэффициент эксплуатации

$$K_э = K_d K_a K_H K_{см} K_{рег} K_{реж},$$

где принимаем:

$K_d = 1,3$ – коэффициент, учитывающий динамичность нагружения (при легких толчках);

K_a – коэффициент межосевого расстояния

$$K_a = \sqrt[4]{40/(a'/t)}; \quad K_a = \sqrt[4]{40/(762/19,05)} = 1,0;$$

$K_H = 1,0$ – коэффициент наклона линии центров к горизонту (при угле наклона $\gamma < 45^\circ$);

$K_{см} = 1,5$ – коэффициент, учитывающий способ смазывания (при периодическом смазывании);

$K_{рег} = 1,25$ – коэффициент, учитывающий способ регулирования натяжения цепи (нерегулируемая передача);

$K_{реж} = 1,0$ – коэффициент, учитывающий режим работы (при односменной работе).

$$K_э = 1,3 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,5 \cdot 1,25 \cdot 1,0 = 2,438.$$

$K_{\text{реж}} = 1,25$; при трехсменной – $K_{\text{реж}} = 1,45$ (число смен можно примерно определить по коэффициенту $k_{\text{сут}}$ на бланке задания на курсовую работу).

Определяют расчетную мощность, передаваемую цепью:

$$N_p = N_1 K_3.$$

Находят скорость цепи, м/с:

$$v = \frac{z_1 t n_1}{60 \cdot 10^3}.$$

Находят расчетную ширину цепи b' , мм, по формуле

$$b' = 10 N_p / [N_{10}],$$

где $[N_{10}]$ – допускаемая расчетная мощность, передаваемая цепью шириной 10 мм. Значения $[N_{10}]$ приведены в табл. 40.

Таблица 40

t , мм	Расчетная мощность $[N_{10}]$, кВт, при скорости цепи v , м/с						
	1	2	3	4	6	8	10
12,7	0,4	0,8	1,0	1,3	1,6	2,0	2,3
15,875	0,6	1,0	1,3	1,6	2,1	2,5	3,0
19,05	0,8	1,2	1,6	1,9	2,5	3,0	3,5
25,4	1,0	1,6	2,1	2,6	3,4	4,0	4,6
31,75	1,2	2,0	2,6	3,2	4,2	5,1	5,9

Из табл. 39 выбирают конкретную цепь по условию $b \geq b'$. Если подходящую цепь выбрать не удастся, пробуют цепь с другим шагом t , повторяя процедуру п. 6.2.2 еще раз. Если будет выбрана цепь типа 2, следует вернуться к выбору числа зубьев z_1 , взяв четное значение, иначе фактическое число зубьев ведущей звездочки окажется дробным (см. пояснение к рис. 27). Соответственно последующую часть работы придется переделать.

Расчетная мощность, передаваемая цепью

$$N_p = N_1 K_3; \quad N_p = 4,447 \cdot 2,438 = 10,84 \text{ кВт.}$$

Скорость цепи

$$v = \frac{z_1 t n_1}{60 \cdot 10^3}; \quad v = \frac{27 \cdot 19,05 \cdot 60,21}{60 \cdot 10^3} = 0,516 \text{ м/с.}$$

Расчетная ширина цепи

$$b' = 10 N_p / [N_{10}],$$

где $[N_{10}] = 0,8 \text{ кВт}$ – допускаемая расчетная мощность, передаваемая цепью шириной 10 мм (табл 40).

$$b' = 10 \cdot 10,84 / 0,8 = 135,5 \text{ мм.}$$

Из табл. 39 выбираем цепь по условию $b \geq b'$.

Расчетная ширина оказалась слишком большой. Цепей требуемой ширины с шагом $t = 19,05 \text{ мм}$ в таблице нет, следовательно, необходимо увеличить шаг и повторить процедуру расчета.

В качестве второй попытки из табл. 39 выбираем цепь 2-го типа с шагом $t = 25,4 \text{ мм}$.

Для цепей 2-го типа берем четное число зубьев ведущей звездочки: $z_1 = 28$.

$$z_2 = z_1 u; \quad z_2 = 28 \cdot 2,005 = 56,14 \approx 56.$$

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1}; \quad u_\phi = \frac{56}{28} = 2.$$

Выписывают обозначение цепи по образцу:

Цепь ПЗ-1-15,875-50-38 ГОСТ 13552-81 (для цепи приводной зубчатой типа 1 с шагом 15,875 мм, разрушающей нагрузкой 50 кН и рабочей шириной 38 мм).

6.2.3 В зависимости от шага t определяют основные геометрические параметры передачи.

Число z_L звеньев цепи

$$z_L = \frac{2a'}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a'}.$$

Найденное значение z_L округляют до ближайшего целого числа, желательно четного.

Уточненное межосевое расстояние передачи

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

Монтажное межосевое расстояние, обеспечивающее необходимое провисание холостой ветви цепи,

$$a_M = (0,996 \dots 0,997)a.$$

Длина цепи

$$L = z_L t.$$

Диаметры делительных окружностей звездочек:

$$d_1 = \frac{K t}{\sin(180^\circ / z_1)}; \quad d_2 = \frac{K t}{\sin(180^\circ / z_2)}.$$

где множитель $K = 1$ для цепей типа 1; $K = 0,99$ для цепей типа 2 при числе зубьев звездочки $z \leq 40$; $K = 0,995$ для цепей типа 2 при $z > 40$.

$$\delta(u) = \frac{2,005 - 2}{2} \cdot 100 = 0,25\%,$$

что меньше допустимых 4%.

$$a' = 40 \text{ т}; \quad a' = 40 \cdot 25,4 = 1016 \text{ мм.}$$

Коэффициент эксплуатации

$$K_э = K_э K_a K_H K_{см} K_{рег} K_{реж},$$

где необходимо скорректировать коэффициент межосевого расстояния:

$$K_a = \sqrt[4]{40/(a'/t)}; \quad K_a = \sqrt[4]{40/(1016/25,4)} = 1,0.$$

В итоге, коэффициент не изменился, следовательно, как и раньше, $K_э = 2,438$.

$$N_p = N_1 K_э; \quad N_p = 4,447 \cdot 2,438 = 10,84 \text{ кВт.}$$

$$v = \frac{z_1 t n_1}{60 \cdot 10^3}; \quad v = \frac{28 \cdot 25,4 \cdot 60,21}{60 \cdot 10^3} = 0,7184 \text{ м/с.}$$

Расчетная ширина цепи

$$b' = 10 N_p / [N_{10}],$$

где $[N_{10}] = 1,0 \text{ кВт (табл. 40)}$.

$$b' = 10 \cdot 10,84 / 1,0 = 108,4 \text{ мм.}$$

Из табл. 39 выбираем цепь ПЗ-2-25,4-196-111 с разрушающей нагрузкой $Q = 196 \text{ кН}$ и рабочей шириной $b = 111 \text{ мм}$.

Записываем обозначение цепи:

Цепь ПЗ-2-25,4-196-111 ГОСТ 13552-81.

Прочие параметры цепи: $b_1 = 120 \text{ мм}$; $b_2 = 122 \text{ мм}$; $h = 26,7 \text{ мм}$; $h_1 = 13,35 \text{ мм}$; $\delta = 3 \text{ мм}$; $g = 9,52 \text{ мм}$; $p = 15,4 \text{ кг/м}$.

Диаметры окружностей выступов:

$$d_{a1} = K t \operatorname{ctg}(180^\circ / z_1); \quad d_{a2} = K t \operatorname{ctg}(180^\circ / z_2),$$

Диаметры окружностей впадин:

$$d_{f1} = d_1 - 2h_2 / \cos(180^\circ / z_1); \quad d_{f2} = d_2 - 2h_2 / \cos(180^\circ / z_2),$$

где высота зуба $h_2 = h_1 + 0,1t$.

6.2.4 Производят проверочный расчет прочности цепи по разрушающей нагрузке.

Определяют окружную (полезную) силу, Н:

$$F_t = \frac{T_1 \pi n_1}{30 v}.$$

Находят максимальное натяжение $F_{1\max}$ ведущей ветви.

$$F_{1\max} = K_d F_t + F_g + F_v,$$

где F_g – дополнительное натяжение цепи от ее веса, Н:

$$F_g = 9,81 c_g \rho a / 1000.$$

Коэффициент c_g учитывает провисание цепи. Для горизонтальных передач принимают $c_g = 6$; при $\gamma < 40^\circ$ $c_g = 4$; при $\gamma > 40^\circ$ $c_g = 2$; для вертикальных передач $c_g = 1$;

F_v – дополнительное натяжение цепи от действия центробежных сил, Н:

$$F_v = \rho v^2.$$

Находят расчетный запас прочности цепи:

$$S = \frac{Q}{F_{1\max}}.$$

Проверяют прочность цепи по условию

$$S \geq [S],$$

6.2.3 Основные геометрические параметры передачи

Число звеньев цепи

$$z_L = \frac{2a'}{t} + \frac{z_2 + z_1}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a'};$$

$$z_L = \frac{2 \cdot 1016}{25,4} + \frac{56 + 28}{2} + \left(\frac{56 - 28}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \frac{25,4}{1016} = 122,5.$$

Округляем до четного значения $z_L = 122$.

Уточненное значение межосевого расстояния

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

$$a = \frac{25,4}{4} \left[122 - \frac{28 + 56}{2} + \sqrt{\left(122 - \frac{28 + 56}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{56 - 28}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right] = 1010 \text{ мм.}$$

Монтажное межосевое расстояние, обеспечивающее необходимое провисание холостой ветви цепи,

$$a_m = 0,9965 a; \quad a_m = 0,9965 \cdot 1010 = 1006 \text{ мм.}$$

Длина цепи

$$L = z_L t; \quad L = 122 \cdot 25,4 = 3099 \text{ мм.}$$

Диаметры делительных окружностей звездочек

$$d_1 = \frac{Kt}{\sin(180^\circ/z_1)}; \quad d_2 = \frac{Kt}{\sin(180^\circ/z_2)},$$

где по числам зубьев звездочек принимаем $K = 0,99$ для ведущей и $K = 0,995$ для ведомой.

где допускаемый коэффициент запаса прочности в зависимости от шага цепи принимают по табл. 41. В случае невыполнения условия прочности следует выбрать цепь с большим разрывным усилием.

Таблица 41

Минимальные значения коэффициентов запаса прочности

t , мм	[S] для частоты вращения ведущей звездочки n_1 , об/мин								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,5	20	21	22	23	24	25	26	28	30
15,875	20	21	22	24	25	26	27	30	32
19,05	21	22	23	24	26	28	29	32	35
25,4	21	22	24	26	28	30	32	36	40
31,75	21	22	25	28	30	32	35	40	—

6.2.5 Определяют поперечную (радиальную) силу давления на валы передачи, необходимую для последующего расчета валов:

$$F_r = (1,05 \dots 1,15) F_t,$$

где меньшие значения принимают для вертикальных передач, большие – для горизонтальных.

6.2.6 По результатам расчетов заполняют табличную форму:

Типоразмер цепи	z_1	z_2	u_ϕ	t , мм	b , мм	h , мм	δ , мм	z_L	a , мм	$a_{M'}$, мм

L , мм	d_1 , мм	d_2 , мм	d_{a1} , мм	d_{a2} , мм	d_{f1} , мм	d_{f2} , мм	v , м/с	F_t , Н	F_r , Н

$$d_1 = \frac{0,99 \cdot 25,4}{\sin(180^\circ/28)} = 224,6 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{0,995 \cdot 25,4}{\sin(180^\circ/56)} = 450,7 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей выступов

$$d_{a1} = K_t \operatorname{ctg}(180^\circ/z_1); \quad d_{a2} = K_t \operatorname{ctg}(180^\circ/z_2).$$

$$d_{a1} = 0,99 \cdot 25,4 \cdot \operatorname{ctg}(180^\circ/28) = 223,2 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = 0,995 \cdot 25,4 \cdot \operatorname{ctg}(180^\circ/56) = 450,0 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2h_2/\cos(180^\circ/z_1); \quad d_{f2} = d_2 - 2h_2/\cos(180^\circ/z_2),$$

где высота зуба

$$h_2 = h_1 + 0,1t; \quad h_2 = 13,35 + 0,1 \cdot 25,4 = 15,89 \text{ мм}.$$

$$d_{f1} = 224,6 - 2 \cdot 15,89/\cos(180^\circ/28) = 192,6 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = 450,7 - 2 \cdot 15,89/\cos(180^\circ/56) = 418,9 \text{ мм}.$$

*6.2.4 Проверочный расчет прочности цепи
по разрушающей нагрузке*

Окружная (полезная) сила

$$F_t = \frac{T_1 \pi n_1}{30 V}; \quad F_t = \frac{705,6 \cdot 3,14 \cdot 60,21}{30 \cdot 0,7184} = 6190 \text{ Н}.$$

Максимальное натяжение ведущей ветви цепи

$$F_{1 \max} = K_d F_t + F_g + F_v,$$

где

- коэффициент динамичности $K_d = 1,3$;

6.3 Конструкция звездочек

6.3.1 Материалом для звездочек цепных передач служат среднеуглеродистые и легированные стали марок 45, 40Х, 50Г2, 35ХГСА, 40ХН с поверхностной закалкой до твердости 45...55 HRC, а также цементируемые стали 15, 20Х, 12ХН3А с поверхностной закалкой до 55...60 HRC. Звездочки тихоходных передач (до 2 м/с) с большим числом зубьев при шаге до 25,4 мм и при отсутствии ударных нагрузок допускается изготавливать из чугуна не ниже марки СЧ 18-36 с последующей термической обработкой венца до твердости 363...429 НВ.

6.3.2 Конструкция звездочек в целом повторяет конструкцию зубчатых колес или шкивов ременных передач. Отличаются венцы, форма которых обусловлена видом применяемых цепей и характером зацепления (рис. 27).

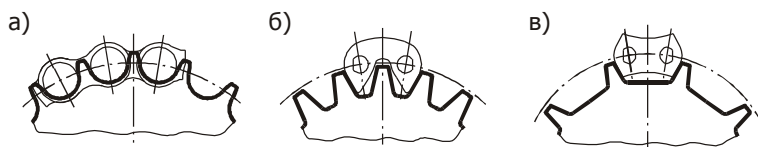


Рис. 27. Зацепление звездочки с цепью: а – роликовой;
б – зубчатой типа 1; в – зубчатой типа 2

Как видно из рисунка, у передач с зубчатой цепью типа 2 шаг зубьев в два раза больше шага по шарнирам цепи, поэтому фактические числа z_1 и z_2 зубьев звездочек передач этого типа следует брать ровно в два раза меньше тех теоретических значений, которые были приняты в п. 6.2.1.

На рис. 28 и 29 показаны различные варианты венцов звездочек роликовых и зубчатых цепных передач, а также размеры отдельных конструктивных элементов.

- дополнительное натяжение цепи от ее веса

$$F_g = 9,81 \text{ с}_g \text{ р а} / 1000.$$

Принимаем коэффициент провисания цепи $c_g = 6$ (для горизонтальной передачи).

$$F_g = 9,81 \cdot 6 \cdot 15,4 \cdot 1010 / 1000 = 915,5 \text{ Н.}$$

- дополнительное натяжение цепи от действия центробежных сил

$$F_v = \rho v^2; \quad F_v = 15,4 \cdot (0,7184)^2 = 7,948 \text{ Н.}$$

$$F_{1 \max} = 1,3 \cdot 6190 + 915,5 + 7,948 = 8970 \text{ Н.}$$

Расчетный запас прочности цепи

$$S = \frac{Q}{F_{1 \max}}; \quad S = \frac{196 \cdot 10^3}{8970} = 21,85.$$

Допускаемый условный коэффициент запаса прочности принимаем по табл. 41: $[S] = 21$.

Поскольку $S > [S]$, прочность цепи обеспечена.

6.2.5 Определяем поперечную (радиальную) силу давления на валы передачи:

$$F_r = 1,15 F_t; \quad F_r = 1,15 \cdot 6190 = 7119 \text{ Н.}$$

6.2.6 Заполняем таблицу результатов

Типоразмер цепи	Z_1	Z_2	u_ϕ	t , мм	b , мм	h , мм	δ , мм	Z_L	a , мм	a_m , мм
ПЗ-2-25,4-196-111	28	56	2	25,4	111	26,7	3	122	1010	1006

L , мм	d_1 , мм	d_2 , мм	d_{a1} , мм	d_{a2} , мм	d_{f1} , мм	d_{f2} , мм	v , м/с	F_t , Н	F_r , Н
3099	224,6	450,7	223,2	450,0	192,6	418,9	0,7184	6190	7119

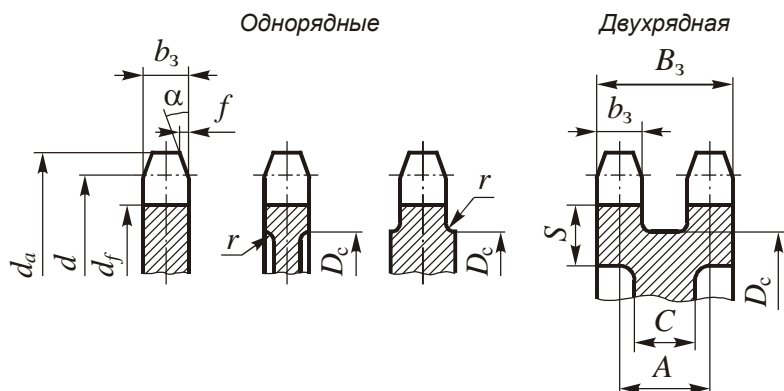


Рис. 28. Венцы звездочек роликовых цепных передач

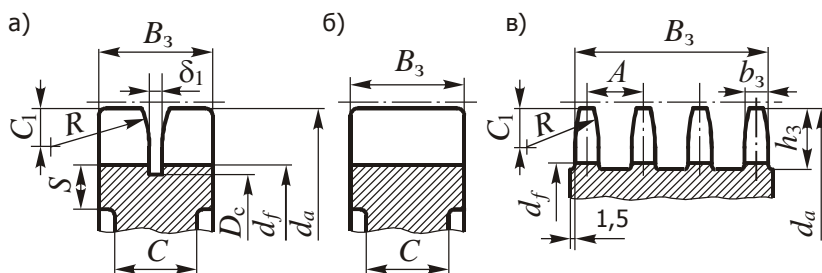


Рис. 29. Венцы звездочек зубчатых цепных передач: а – для цепи типа 1 с прорезью под внутренние направляющие пластины; б – для цепи типа 1 с боковыми направляющими пластинами; в – для цепи типа 2

Геометрические параметры венцов звездочек, представленные на рис. 28 и 29, в зависимости от типа применяемых цепей, принимают по табл. 42.

Конструкция ступиц и дисков звездочек представлена на рис. 30. Она практически не отличается от конструкции этих элементов у зубчатых колес. Здесь допускается принимать конструк-

тивные решения и пользоваться рекомендациями, изложенными в разделе 12.

Таблица 42

Геометрические параметры венцов звездочек

Параметр	Значение параметра в зависимости от типа цепи		
	роликовая (по данным табл. 35)	зубчатая тип 1 (по данным табл. 39)	зубчатая тип 2 (по данным табл. 39)
b_3 , мм	для однорядн. цепи $0,93 b_1 - 0,15$ мм для двух- и трехрядн. $0,90 b_1 - 0,15$ мм для многорядной $0,86 b_1 - 0,30$ мм	—	$2,55 \delta$
A , мм	по табл. 35	—	18 мм
B_3 , мм	$(m-1)A + b_3$, где m – число рядов	$b + 2\delta$ по рис. 28, а $b - 2,5\delta$ по рис. 28, б	$b + 1,55 \delta$
D_c , мм	$t \operatorname{ctg}(180^\circ / z) -$ $- 1,3 h_{\max}$	$d_a - 1,5t$	—
r , мм	1,6 мм	—	—
f , мм	$0,2 b_3$	—	—
α , град	20°	—	—
δ_1 , мм	—	2δ	—
C_1 , мм	—	$0,4 t$	$0,4 t$
R , мм	—	t	50 мм
h_3 , мм	—	—	$0,75 t$

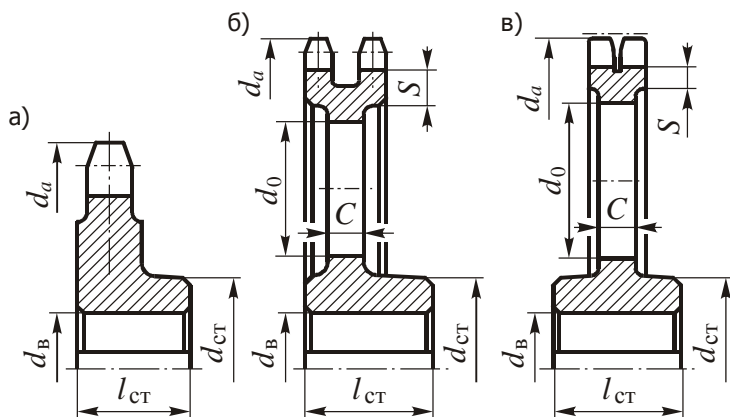


Рис. 30. Примеры конструкций звездочек

Звездочки больших диаметров (> 200 мм) часто делают составными или сварными (см. раздел 12). В составной звездочке ступица может быть выполнена из более дешевого чугуна. При недостаточной жесткости диска его подкрепляют ребрами.

Размеры конструктивных элементов звездочек принимают по следующим рекомендациям:

- толщина обода $S = 1,5(d_a - d)$ для звездочек под роликовую цепь; $S \approx h_1 + 0,1t$ для звездочек под зубчатую цепь;
- толщина диска $C = (1,2 \dots 1,3)S$;
- диаметр и длина ступицы звездочки:

$$d_{CT} = 1,65d_B; \quad l_{CT} = (1,2 \dots 1,5)d_B.$$

Диаметр d_B посадочного участка вала под звездочкой определяют позже, в процессе проектного расчета вала (см. раздел 7), поэтому вычисление параметров d_{CT} и l_{CT} откладывают на более поздний этап. Также после расчета d_B находят диаметр отверстий в диске (при их наличии):

$$d_0 = (0,3...0,4)(d_f - d_{\text{ст}} - 2S) .$$

Число отверстий n_0 принимают конструктивно от 4 до 6.

Рассчитанные параметры звездочек заносят в табличную форму:

Звездочка	z	t , мм	d , мм	d_a , мм	d_f , мм	b_3 , мм	A , мм	B_3 , мм	D_c , мм	r , мм	f , мм	α ,°
1												
2												

Звездочка	δ_1 , мм	C_1 , мм	R , мм	h_3 , мм	S , мм	C , мм	d_b , мм	$d_{\text{ст}}$, мм	$l_{\text{ст}}$, мм	d_0 , мм	n_0
1											
2											