

## 5. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

### 5.1. Общие сведения

Цепные передачи могут передавать большие нагрузки при прочих равных условиях, чем ременные, но меньше, чем зубчатые передачи. Они обеспечивают постоянство передаточного числа и могут работать при значительных кратковременных перегрузках. Поскольку цепные передачи работают по принципу зацепления, им не требуется предварительного натяжения, за счет чего уменьшается нагрузка на валы и опоры.

Цепные передачи могут быть открытыми с периодическим смазыванием (зерноуборочные комбайны, сельскохозяйственные машины) и закрытыми с непрерывным смазыванием (дизельные двигатели). Цепи этих передач стандартизированы и изготавливаются специализированными заводами.

В зависимости от характера работы различают приводные, тяговые и грузовые цепные передачи.

*Приводные цепи* бывают втулочными, роликовыми и зубчатыми. Втулочные однорядные ПВ и двухрядные 2ПВ цепи состоят из внутренних пластин, напрессованных на втулки, и наружных пластин, напрессованных на валики. Параметры цепей ПВ приведены в таблице 5.1.

Таблица 5.1

Размеры и параметры однорядных и двухрядных цепей типа ПВ

Обозначение цепи	Шаг, p, мм	Внутренняя ширина цепи, B, мм	Диаметр валика, d, мм	Диаметр втулки, d <sub>1</sub> , мм	Ширина пластины, h, мм	Наружная ширина цепи по валикам, b, мм	Разрушающая нагрузка, Н	Масса 1 м цепи, кг
ПВ-9,525-11000	9,525	7,60	3,59	5	8,80	18,5	11000	0,50
ПВ-9,525-12000		9,52	4,45	6	9,85	21,2	12000	0,65
2ПВ-9,525-18000		5,20	4,45	6	9,85	27,5	18000	1,00

Роликовые цепи бывают легкой ПРЛ и нормальной ПР серий, двухрядные 2ПР и длиннозвенные ПРД. Для них характерно наличие свободного вращающегося ролика на втулке. Ролики заменяют трение скольжения между втулками и зубьями звездочек трением качения, за счет чего износостойкость роликовых цепей по сравнению с втулочными значительно выше. Параметры цепей типа ПР приведены в таблице 5.2.

Зубчатая цепь состоит из набора пластин с двумя зубообразными выступами. Зубчатые цепи работают более плавно, по сравнению с другими более тяжелые, сложные в изготовлении и дорогие.

Ширина зубчатых цепей может быть достаточно большой, поэтому их применяют для передачи больших мощностей. Параметры зубчатых цепей приведены в таблице 5.3.

Приводные цепи при наличии герметичного корпуса смазывают окунанием в масляную ванну или масляным туманом (привод распредвала двигателей внутреннего сгорания). Открытые цепи, работающие при скорости до 8 м/с, смазывают периодически через 120...180 ч. погружением в разогретую консистентную смазку (в зерноуборочных комбайнах и сельскохозяйственной технике). Цепи, работающие при скорости до 4 м/с, периодически смазывают вручную с помощью масленки через 6...8 ч работы.

Материал для изготовления цепей: пластины – стали 40, 45, 50, 30ХН3А с закалкой до твердости HRC 32...44; валики, втулки, ролики – цементируемые стали 10, 15, 20, 12ХН3А, 20ХН3А, 30ХН3А с термообработкой до твердости HRC 40...65.

Размеры и параметры цепей роликовых однорядных ПРЛ и ПР, двухрядных 2ПР и длиннозвенных ПРД

Обозначение цепи	Шаг, p, мм	Внутренняя ширина цепи, B, мм	Диаметр валика, d, мм	Диаметр втулки, d <sub>1</sub> , мм	Ширина пластины, l, мм	Наружная ширина цепи по валикам, b, мм	Разрушающая нагрузка, H	Масса 1 м цепи, кг
<i>Роликовые цепи легкой серии</i>								
ПРЛ-15,875-22700	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	222700	0,9
ПРЛ-19,05-29500	19,05	12,70	5,96	11,91	18,2	33	29500	1,6
ПРЛ-25,4-50000	25,4	15,88	7,95	15,88	24,2	39	50000	2,6
ПРЛ-31,75-70000	31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	46	70000	3,8
ПРЛ-38,1-100000	38,1	25,4	11,12	22,23	36,2	58	100000	5,5
ПРЛ-44,45-130000	44,45	25,4	12,72	25,4	42,4	62	130000	7,5
ПРЛ-50,8-160000	50,8	31,75	14,29	28,58	48,3	72	160000	9,7
<i>Роликовые цепи нормальной серии</i>								
ПР-8-4600	8,0	3,0	2,31	5,0	7,5	12	4600	0,2
ПР-9,525-9100	9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	9100	0,45
ПР-12,7-9000-1	12,7	2,4	3,66	7,75	10	8,7	9000	0,3
ПР-12,7-9000-2	12,7	3,3	3,66	7,75	10	12	9000	0,35
ПР-12,7-18200-1	12,7	5,4	4,45	8,51	11,8	19	18200	0,65
ПР-12,7-18200-2	12,7	7,75	4,54	8,51	11,8	21	18200	0,75
ПР-15,875-22700	15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	20	22700	0,8
ПР-15,875-22700	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	22700	1,0
ПР-19,05-31800	19,05	12,7	5,96	11,91	18,2	33	31800	1,9
ПР-25,4-56700	25,4	15,88	7,95	15,88	24,2	39	56700	2,6
ПР-31,75-88500	31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	46	88500	3,8
ПР-38,1-127000	38,1	25,4	11,1	22,23	36,2	58	127000	5,5
ПР-44,45-172400	44,45	25,4	12,7	25,7	42,4	62	172400	7,5
ПР-50,8-226800	50,8	31,75	14,29	28,58	48,3	72	226800	9,7
ПР-63,5-353800	63,5	38,1	19,84	39,68	60,4	89	353800	16,0
2ПР-12,7-31800	12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	35	31800	1,4
2ПР-15,875-45400	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	41	45400	1,9
2ПР-19,05-72000	19,05	12,7	5,88	11,91	18,2	54	72000	3,5
2ПР-25,4-113400	25,4	15,88	7,95	15,88	24,2	68	113400	5,0
2ПР-31,75-177000	31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	82	177000	7,3
2ПР-38,1-254000	38,1	25,4	11,12	22,23	36,2	104	254000	11,0
2ПР-44,45-344800	44,45	25,4	12,72	25,4	42,4	110	344800	14,4
2ПР-50,8-453600	50,8	31,75	14,29	28,58	48,3	130	453600	19,1
<i>Роликовые длиннозвенные цепи</i>								
ПРД-31,75-22700	31,75	9,65	5,08	10,16	14,8	24	22700	0,6
ПРД-38,1-29500	38,1	12,7	5,96	11,91	18,2	31	29500	1,1
ПРД-38-30000	38,0	22,0	7,95	15,88	21,3	42	30000	1,87
ПРД-38-40000	38,0	22,0	7,95	15,88	21,3	47	40000	2,1
ПРД-50,8-50000	50,8	15,88	7,95	15,88	24,2	39	50000	1,9
ПРД-63,5-70000	63,5	19,05	9,55	19,05	30,2	46	70000	2,6
ПРД-76,2-100000	76,2	25,4	11,12	22,23	36,2	57	100000	3,8

Размеры и параметры зубчатых цепей

Шаг цепи, $p$ , мм	Ширина цепи по пластинам, мм	Толщина пластин, мм	Ширина цепи по соединительным призмам, мм	Разрушающая нагрузка, $H$	Масса 1 м цепи, кг
12,7	22,5	1,5	30	24000	1,3
	28,5		36	29000	1,6
	34,5		42	34000	2,0
	40,5		48	40000	2,3
	46,5		54	47000	2,7
15,875	52,5	2	60	53000	3,0
	30		39	39000	2,2
	38		47	48000	2,7
	46		55	57000	3,3
	54		63	67000	3,9
19,05	62	3	71	78000	4,4
	70		79	89000	5,0
	45		56	72000	3,9
	57		68	87000	4,9
	69		80	103000	5,9
25,4	81	3	92	122000	7,0
	93		104	141000	8,0
	57		68	116000	6,5
	69		80	138000	7,9
	81		92	163000	9,3
31,75	93	3	104	189000	10,6
	105		116	216000	12,0
	60		82	171000	10,0
	81		94	202000	11,6
	93		106	235000	13,3
	105		118	268000	15,0
	117		130	303000	16,7

Звездочки изготовляют из сталей 40, 45, 40X, 50Г2, 35ХГСА, 40ХН с закалкой до твердости HRC 40...50 или из цементируемых сталей 15, 20, 15X, 20X, 12ХН2 с термообработкой до твердости HRC 50...60. Для звездочек тихоходных передач, работающих при скорости до 3 м/с, используют серый или модифицированный чугун СЧ15, СЧ18, СЧ20, СЧ30 с твердостью поверхности до HB 260...300.

### 5.2. Расчет цепных передач

В проектируемых цепных передачах (рис. 5.1) следует избегать больших углов ( $>45^\circ$ ) между линией, соединяющей центры звездочек, и горизонтальной линией. Ведущую ветвь располагают, как правило, сверху. В передачах с большими углами наклона следует предусматривать натяжные устройства.

Число зубьев малой звездочки  $z_1$  принимают в зависимости от передаточного числа:

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

Следует иметь в виду, что большие значения  $z_1$  рекомендуются для быстроходных передач, а при  $V=25$  м/с должно быть  $z_1 >35$ . Для тихоходных передач можно принимать  $z_1 <15$ , но не менее 7.

Число зубьев ведомой звездочки:

$$z_2 = z_1 \cdot u, \quad (5.1)$$

где  $u$  передаточное число цепной передачи.

Числа зубьев звездочек  $z_1$  и  $z_2$  следует выбирать нечетными, что в сочетании с четным числом звеньев цепи  $l_p$  обеспечит более равномерное изнашивание зубьев звездочек и шарниров цепи.

Для предотвращения соскальзывания цепи при изнашивании число зубьев ведомой звездочки ограничено  $z_2 \leq 120$ .

Фактическое передаточное число  $u_\phi$  и его отклонение от заданного:

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1}; \quad \Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} \cdot 100\% \leq 4\%. \quad (5.2)$$

Рассчитывают главный параметр цепи – шаг,  $p$ , мм:

$$p' \geq 2,83 \sqrt{\frac{T_1 \cdot 10^3 \cdot K_\varepsilon}{mz_1 [p_u]}}, \quad (5.3)$$

где  $T_1$  – крутящий момент на ведущей звездочке, Н·м;  $K_\varepsilon$  – коэффициент условий эксплуатации, представляющий собой произведение пяти поправочных коэффициентов (табл. 5.4):

$$K_\varepsilon = K_d \cdot K_c \cdot K_p \cdot K_\theta \cdot K_{рег}; \quad (5.4)$$

$z_1$  – число зубьев ведущей звездочки;

$m$  – число рядов цепи,  $m = 1$  – для однорядных роликовых цепей ПР,  $m = 2$  – для двухрядных роликовых цепей 2ПР;

$[p_u]$  – допускаемое давление в шарнирах цепи, Н/мм<sup>2</sup> зависит от частоты вращения ведущей звездочки  $n_1$ , об/мин, ожидаемого шага и выбирается по таблице 5.5.

В качестве ожидаемого шага принимают  $p_{\min} = 12,7 - 15,875$  мм.

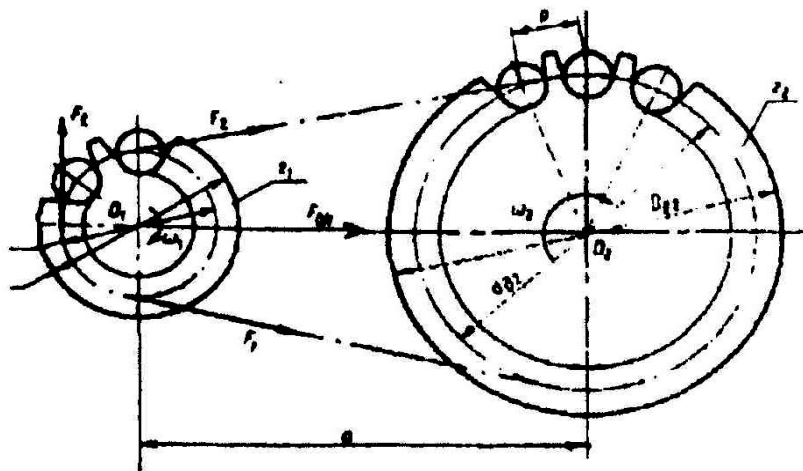


Рис. 5.1. Геометрические и силовые параметры цепной передачи

Полученное по (5.3) значение шага  $p'$  округляют до ближайшего стандартного из таблиц 5.1–5.3.

Определяют далее оптимальное межосевое расстояние  $a'$ , мм. По условию долговечности цепи  $a' \approx (30...50)p$ , где  $p$  – стандартный шаг цепи. Тогда межосевое расстояние в шагах:

$$a_p = a' / p = 30...50. \quad (5.5)$$

Обычно принимают  $a_p = 40$ .

Таблица 5.4

Значение поправочных коэффициентов  $K$

Условия работы передачи		Коэффициент	
		Обозначение	Значение
Динамичность нагрузки	Равномерная Переменная или толчкообразная	$K_D$	1 1,2–1,5
Регулировка межосевого расстояния	Передвигающимися опорами Нажимными звездочками Нерегулируемые передачи	$K_{рез}$	1 0,8 1,25
Положение передачи	Наклон линии центров звездочек к горизонту, град	$\theta = 0 - 40$ $\theta = 40 - 90$	$K_\theta$ 1,15 1,05
		$\theta \leq 60$ $\theta > 60$	$K_\theta$ 1 1,25
Способ смазывания	Непрерывный (в масляной ванне или от наноса) Капельный Периодический	$K_C$	0,8 1 1,5
Режим работы	Односменная Двухсменная Трехсменная	$K_p$	1 1,25 1,5

Таблица 5.5

Допускаемое давление в шарнирах роликовых цепей  $[p_u]$ , Н/мм<sup>2</sup>

Шаг цепи $p$ , мм	При частоте вращения меньшей звездочки $n_1$ , об/мин							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7–15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5
19,05–25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15
31,75–38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15	-
44,45–50,8	35	26	21	17,5	15	-	-	-

Вычисляют число звеньев цепи  $l_p$ :

$$l'_p = 2a_p + 0,5(Z_2 + Z_1) + \frac{[(z_2 - z_1)/2\pi]^2}{a_p} \quad (5.6)$$

Полученное значение  $l'_p$  округляют до целого четного числа  $l_p$ .

Уточняют межосевое расстояние  $a$ , мм:

$$a = 0,25p \left\{ l_p - 0,5z_1(u+1) + \sqrt{[l_p - 0,5z_1(u+1)]^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{6,28} \right)^2} \right\} \quad (5.7)$$

Полученное значение  $a$  не округляют до целого числа. Учитывая, что ведомая ветвь цепи должна провисать примерно на  $0,01a$ , при монтаже передачи нужно предусмотреть возможность уменьшения действительного межосевого расстояния  $a$  на  $0,005a$ , следовательно, монтажное расстояние  $a_m = 0,995a$ .

Длина цепи  $l$ , мм:

$$l = l_p \cdot p. \quad (5.8)$$

Значение  $l$  не округляют.

Геометрические размеры звездочек, мм:

- диаметр делительной окружности ведущей звездочки:

$$d_{o1} = p / \sin\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right); \quad (5.9)$$

- диаметр делительной окружности ведомой звездочки:

$$d_{o2} = p / \sin\left(\frac{180^\circ}{z_2}\right); \quad (5.10)$$

- диаметр окружности выступов ведущей звездочки:

$$d_{a1} = p \cdot \left(K + K_{z1} - \frac{0,31}{\lambda}\right); \quad (5.11)$$

- диаметр окружности выступов ведомой звездочки:

$$d_{a2} = p \cdot \left(K + K_{z2} - \frac{0,31}{\lambda}\right), \quad (5.12)$$

где  $K = 0,7$  – коэффициент высоты зуба;

$K_z$  – коэффициент, учитывающий число зубьев:

$K_{z1} = \text{ctg}(180^\circ / z_1)$  – ведущей,  $K_{z2} = \text{ctg}(180^\circ / z_2)$  – ведомой;

$\lambda = p / d_1$  – геометрическая характеристика зацепления ( $d_1$  – диаметра ролика шарнира цепи);

- диаметр окружности впадин:

ведущей звездочки:

$$d_{f1} = d_{o1} - (d_1 - 0,175\sqrt{d_{o1}}); \quad (5.13)$$

ведомой звездочки:

$$d_{f2} = d_{o2} - (d_1 - 0,175\sqrt{d_{o2}}). \quad (5.14)$$

### **Проверочный расчет**

Должно выполняться условие:

$$n_1 \leq [n],$$

где  $n_1$  – частота вращения ведущей звездочки, об/мин (обычно задана);

$[n] = 15 \cdot 10^3 / p$  – допустимая частота вращения. Здесь и далее  $p$  в мм.

Число ударов цепи о зубья звездочек  $U, c^{-1}$ :

$$U \leq [U],$$

где  $U = 4 \cdot z_1 \cdot n_1 / (60 \cdot l_p)$  – расчетное число ударов цепи;

$[U] = 508 / p$  – допустимое число ударов цепи.

Фактическая скорость цепи  $V$ , м/с:

$$V = z_1 \cdot p \cdot n_1 / (60 \cdot 10^3). \quad (5.15)$$

Окружная сила на звездочке,  $H$ :

$$F_t = \frac{2T}{d_o}, \quad (5.16)$$

где  $T$  – вращающий момент,  $H \cdot мм$ ;  $d_o$  – диаметр делительной окружности,  $мм$ .

Проверяют давление в шарнирах цепи  $p_u$ ,  $H/мм^2$ :

$$p_u = F_t \cdot K_s / A \leq [p_u], \quad (5.17)$$

где  $K_s$  – коэффициент эксплуатации (5.4);  $A$  – площадь проекции опорной поверхности шарнира,  $мм^2$ .

$$A = d \cdot B, \quad (5.18)$$

где  $d$  и  $B$  – соответственно диаметр валика и ширина внутреннего звена цепи,  $мм$  (табл. 5.2).

Допускаемое давление  $[p_u]$  в шарнирах принимают по табл. 5.5 в зависимости от шага цепи и частоты вращения ведущей звездочки.

Цепь считается подобранной верно, если  $p_u \leq [p_u]$ . Перегрузка цепи не допускается.

В этом случае следует цепь выбрать с большим шагом или уменьшить число зубьев ведущей звездочки  $z_1$  и повторить расчет передач. Долговечность цепи по износу 3000...5000 ч.

Желательно проверить запас прочности цепи:

$$S \geq [S], \quad (5.19)$$

где  $[S]$  – допускаемый коэффициент запаса прочности (для роликовых цепей по таблице 5.6).

Таблица 5.6

**Допускаемый коэффициент запаса прочности  $[S]$   
для роликовых (втулочных) цепей при  $z_1 = 15 - 30$**

Шаг, $p$ , мм	Частота вращения меньшей звездочки $n_1$ , об/мин								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
19,05	7,2	7,6	8	8,4	8,9	9,4	9,7	10,8	11,7
25,4	7,3	7,8	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12	13,3
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11	11,8	13,4	-
38,1	7,5	8	8,9	9,8	10,8	11,8	12,7	-	-
44,45	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	-	-	-
50,8	7,7	8,3	9,5	10,8	12	-	-	-	-

$S$  – расчетный коэффициент запаса прочности:

$$S = \frac{F_p}{F_t \cdot K_d + F_0 + F_v}, \quad (5.20)$$

где  $F_p$  – разрушающая нагрузка цепи,  $H$  (табл. 5.3);

$F_t$  – окружная сила передаваемая цепью,  $H$  (5.16);

$K_D$  – коэффициент динамической нагрузки (табл. 5.4);

$F_0$  – предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви (от ее силы тяжести),  $H$ :

$$F_0 = K_f \cdot q \cdot a \cdot g, \quad (5.21)$$

где  $K_f$  – коэффициент провисания:  $K_f = 6$  – для горизонтальных передач;  $K_f = 3$  – для передач, наклоненных к горизонту до  $40^\circ$ ;  $K_f = 1$  – для вертикальных передач;

$q$  – масса 1 м цепи, кг (табл.5.3);

$g$  –  $9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения;

$a$  – межосевое расстояние, м;

$F_V$  – натяжение цепи от центробежных сил,  $H$ ;

$$F_V = q \cdot V^2, \quad (5.22)$$

где  $V$  – фактическая скорость цепи, м/с.

При невыполнении условия прочности цепи следует увеличить шаг цепи или количество рядов цепи (2ПР) и повторить весь расчет до соблюдения условия:

$P_u \leq [P_u]$  – по износостойкости;

$S \geq [S]$  – по прочности.

Рассчитать силу давления цепи на вал  $F_{0n}$ ,  $H$ :

$$F_{0n} = K_D \cdot F_t + 2F_0, \quad (5.23)$$

где  $K_D$  – коэффициент нагрузки вала (табл. 5.4); при ударной нагрузке  $K_D$  увеличивают на 10–15%.