

Министерство общего и профессионального образования  
Российской Федерации

Санкт-Петербургская государственная академия  
холода и пищевых технологий

Кафедра деталей машин и  
подъемно-транспортных механизмов

## **РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ**

Методические указания  
для студентов всех специальностей

Санкт-Петербург 1998

**УДК 621.81**

**Ваньшин А. И.** Расчет и конструирование цепных передач.: Метод. указания для студентов всех спец. – СПб.: СПбГАХПТ, 1998. – 20 с.

Изложены теоретические основы и методика расчета цепных передач, приведен пример расчета и конструирования.

Ил. – 7, табл. 7, библиогр. – 3 назв.

Рецензент

Доктор техн. наук, проф. В. Л. Жавнер

Одобрены к изданию методическим советом факультета техники пищевых производств

© Санкт-Петербургская государственная академия  
холода и пищевых технологий, 1998

## ВВЕДЕНИЕ

В приводах подъемно-транспортных механизмов, сельскохозяйственных, дорожных, пищевых и других машин широко применяются цепные передачи. Они состоят из двух или более звездочек и замкнутой шарнирной цепи. Основными типами приводных цепей являются роликовые, втулочные и зубчатые.

Роликовая цепь показана на рис. 1. Наружная пластина 1 напрессована на валик 3, внутренняя пластина 2 – на втулку 4. В связи с этим относительный поворот (и трение) происходит между валиком и втулкой, а также между втулкой и роликом 5. Наличие втулки позволяет распределить нагрузку по длине валика. Применение ролика приводит к частичной замене трения скольжения зуба звездочки по шарниру на трение качения и распределяет давление зуба на втулку.

Конструкция втулочной цепи аналогична роликовой, но в ней отсутствует ролик. По этой причине втулочные цепи проще в изготовлении, легче и дешевле, но быстрее изнашиваются.

Зубчатые цепи (рис. 2) изготавливаются многорядными, что позволяет передавать большие нагрузки. Они работают более плавно, с меньшим шумом. Недостатком зубчатых цепей является значительная трудоемкость изготовления и эксплуатации.

В соответствии с вышесказанным наибольшее распространение в качестве приводных получили цепные передачи с роликовыми цепями.

### 1. ХАРАКТЕРИСТИКИ РОЛИКОВЫХ ЦЕПЕЙ

Основными параметрами цепей являются шаг цепи  $t$  и разрушающая нагрузка  $Q$ . Эти и некоторые другие параметры роликовых цепей приведены в табл. 1 и 2.

Таблица 1

Приводные роликовые однорядные цепи ПР  
по ГОСТ 13568–75

$t$ , мм	$B$ , мм	$d$ , мм	$d_p$ , мм	$h$ , мм	$b$ , мм	$Q$ , кН	$q$ , кг/м	$A$ , мм <sup>2</sup>
12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	21	18,2	0,75	40

15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	22,7	1,0	55
19,05	12,7	5,96	11,91	18,2	33	31,8	1,9	105

Окончание табл. 1

$t$ , мм	$B$ , мм	$d$ , мм	$d_p$ , мм	$h$ , мм	$b$ , мм	$Q$ , кН	$q$ , кг/м	$A$ , мм <sup>2</sup>
25,4	15,88	7,95	15,88	24,2	39	56,7	2,6	180
31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	46	91,0	3,8	262
38,1	25,4	11,12	22,23	36,2	58	127,0	5,5	395
44,45	25,4	12,72	25,4	42,4	62	172,4	7,5	475
50,8	31,75	14,29	28,58	48,3	72	226,8	9,7	645

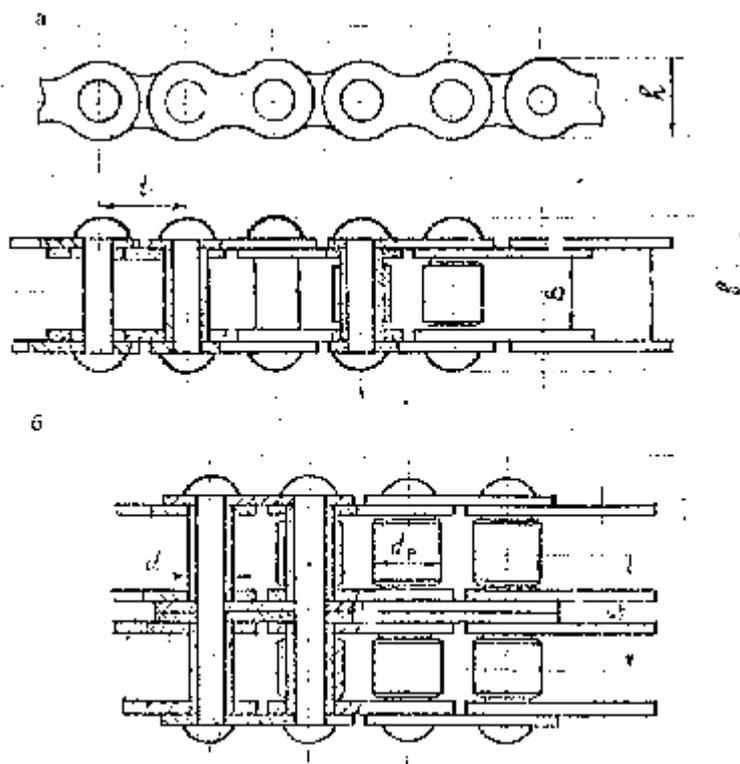


Рис. 1. Цепь приводная роликовая  
однорядная (а) и двухрядная (б)



Рис. 2. Цепь зубчатая

Таблица 2

**Приводные роликовые двухрядные цепи 2ПР  
по ГОСТ 13568–75**

$t$ , мм	$B$ , мм	$d$ , мм	$d_p$ , мм	$h$ , мм	$b$ , мм	$Q$ , кН	$q$ , кг/м	$A$ , мм <sup>2</sup>	$B_0$ , мм
12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	35	31,8	1,4	105	13,92
15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	41	45,4	1,9	140	16,59
19,05	12,7	5,96	11,91	18,2	54	72,0	3,5	211	22,78
25,4	15,88	7,95	15,88	24,2	68	113,4	5,0	359	29,29
31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	82	177,0	7,3	524	35,76
38,1	25,4	11,12	22,23	36,2	104	254,0	11,0	788	45,44
44,45	25,4	12,72	25,4	42,4	110	344,8	14,4	946	48,87
50,8	31,75	14,29	28,58	48,3	130	453,6	19,1	1292	58,55

## 2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТА

Основным видом повреждения цепных передач является износ цепи. По этой причине геометрические параметры передач определяются так, чтобы не допустить чрезмерного износа цепи в течение заданного срока эксплуатации.

Долговечность цепи по износу зависит от числа пробегов цепи в единицу времени, числа зубьев звездочек, давления в шарнирах, условий смазки и т.д. Опытным путем установлено, что давление в шарнире влияет на долговечность цепи значительно сильнее всех других факторов [1, 2]. Поэтому условие износостойкости цепи можно записать в следующем виде:

$$p \leq [p], \quad (1)$$

где  $p$  – давление в шарнире;

$[p]$  – допускаемое давление в шарнире по износу.

Давление в шарнире (на поверхности трения валик–втулка) определяется по формуле

$$p = F_{\Sigma}/A, \quad (2)$$

где  $F_{\Sigma}$  – суммарная сила, натягивающая цепь;

$A$  – опорная поверхность шарнира.

Величина  $F_{\Sigma}$  может складываться из четырех составляющих – окружной силы  $F_t$ , натяжения цепи от центробежной силы  $F_{ц}$ , силы провисания  $F_f$ , динамической нагрузки  $F_{дин}$ .

Процесс износа происходит при повороте в шарнире натянутой цепи. Из рис. 3, а видно, что повороты в шарнирах происходят в районе точек а, б, в, г. Натяжение цепи в эти моменты различно (см. график изменения натяжения, рис. 3, б) и зависит от многих факторов, неизвестных при проектном расчете передачи: шага цепи, числа зубьев звездочек, межосевого расстояния, скорости цепи и других [3].

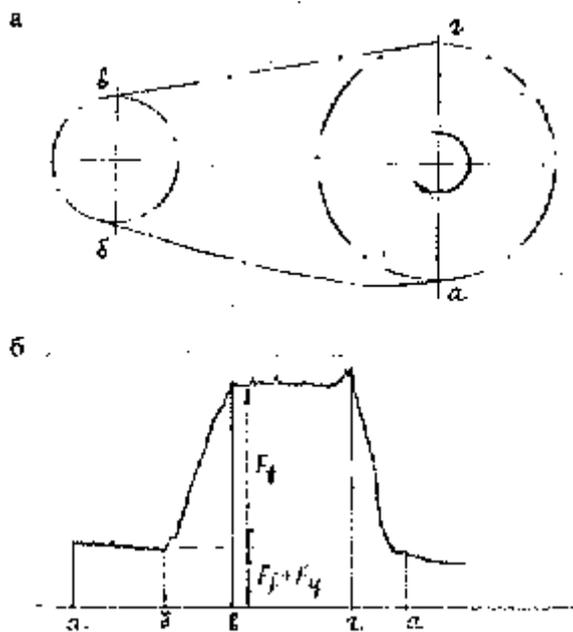


Рис. 3. Схема цепной передачи (а) и гистограмма изменения натяжения цепи (б) (по данным [3])

Поэтому, чтобы определить шаг цепи из условия износостойкости, принимают следующие допущения:

– поворот в шарнире происходит при натяжении цепи, равном  $F_t$  (во всех точках – а, б, в, г, рис. 3, а);

– выражают площадь опорной поверхности шарнира  $A$  через величину шага  $t$ :

$$A = kt^2, \quad (3)$$

причем коэффициент  $k$  для различных величин шага изменяется в пределах от 0,204 до 0,292.

Тогда можно записать:

$$p = \frac{F_t}{kt^2}. \quad (4)$$

Выражая  $F_t$  через крутящий момент  $T_1$ , получим:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2\pi T_1}{z_1 t^3}, \quad (5)$$

где  $d_1$  – делительный диаметр ведущей звездочки.

Окончательно

$$p = \frac{2\pi T_1}{z_1 k t^3}. \quad (6)$$

Реальные условия эксплуатации передачи учитываются коэффициентом  $K_3$  (табл. 3). Тогда условие износостойкости шарнира цепи будет иметь вид

$$p = \frac{2\pi T_1 K_3}{z_1 k t^3} \leq [p]. \quad (7)$$

Отсюда

$$t \geq \sqrt[3]{\frac{2\pi T_1 \cdot K_3}{k z_1 \cdot [p]}}, \quad (8)$$

или

$$t > 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_3}{z_1 \cdot [p]}} \quad (\text{принято } k = 0,286).$$

Принятые при выводе формулы (8) допущения требуют дополнительной проверки выполнения условия износостойкости после определения окружной силы, уточнения величины опорной поверхности  $A$  и допускаемого давления в шарнире  $[p]$  (см. п. 8в разд. 3).

## 2.1. Проектный расчет

Число зубьев меньшей звездочки выбирается с учетом следующих факторов: увеличение числа зубьев приводит к более равномерному движению цепи (снижаются шум, динамические нагрузки, износ), но при этом увеличиваются габариты передачи, а также раньше теряется зацепление изношенной цепи со звездочкой. Формула (9) рекомендует оптимальное с учетом этих факторов число зубьев меньшей звездочки [3].

Ограничение числа зубьев большей звездочки связано с потерей зацепления звездочки даже с малоизношенной цепью.

Число рядов цепи первоначально принимают равным 1. К двух- и более рядной цепи переходят, если шаг цепи  $t$  получается больше максимального стандартного или для понижения скорости цепи.

Число звеньев цепи  $L_t$  рекомендуется принимать четным во избежание установки менее прочного переходного звена (рис. 4). При этом для увеличения равномерности износа шарниров числа  $z_2$  и  $L_t$ , а также  $z_1$  и  $L_t$  не должны иметь общих множителей. Например, при  $z_1 = 23$  не рекомендуется принимать  $L_t = 23 \cdot 6 = 138$ , так как любой шарнир цепи в этом случае будет обязательно попадать на один и тот же зуб ведущей звездочки.

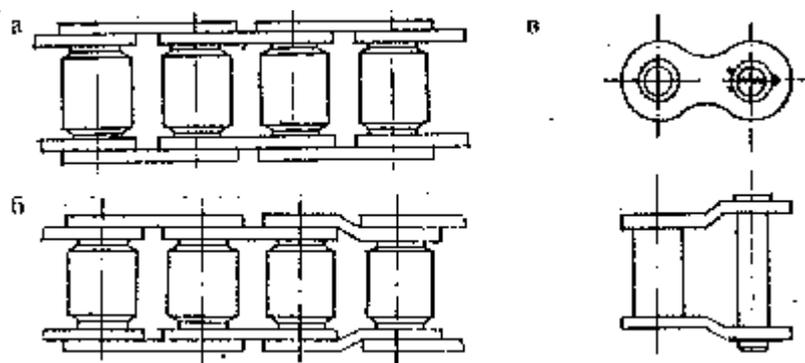


Рис. 4. Роликовая цепь с четным (а) и нечетным (б) числом звеньев;  
в – переходное звено

## 2.2. Проверочные расчеты

Спроектированную передачу необходимо проверить на:

1. Долговечность по износу.
2. Прочность.

Кроме этого рекомендуется оценить величину динамических нагрузок на передачу, которые резко возрастают с увеличением скорости цепи. Динамические нагрузки принято ограничивать косвенно, снижая частоту ударов шарниров о зубья звездочек, а также уменьшая скорость цепи ( $v < 10$  м/с). При этих условиях динамические нагрузки не превышают нескольких процентов от окружной силы  $F_t$ , и в расчетах на износ и на прочность их можно не учитывать [2].

## 3. РАСЧЕТ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ С РОЛИКОВОЙ ЦЕПЬЮ

Исходные данные:

- частота вращения ведущей звездочки  $n_1$ , об/мин
- частота вращения ведомой звездочки  $n_2$ , об/мин
- крутящий момент на ведомой звездочке  $T_2$ , Н·м.

1. Число зубьев меньшей звездочки

$$z_M = 29 - 2u, \quad (9)$$

где  $u$  – передаточное число,  $u = \frac{n_1}{n_2}$ .

Рекомендуется округлить до нечетного числа. Минимальное число зубьев  $z_M$  зависит от скорости цепи (например, при  $v < 1$  м/с  $z_{M \min} = 11 \dots 13$ ).

2. Число зубьев большей звездочки

$$z_6 = z_M \cdot u \text{ (понижающая передача, } u > 1)$$

$$\text{или } z_6 = z_M / u \text{ (повышающая передача, } u < 1).$$

Максимальное число зубьев звездочки  $z_{6 \max} = 120$ .

**П р и м е ч а н и е:** при  $u > 1$  ведущая звездочка – меньшая, ведомая – большая:  $z_1 = z_M$ ,  $z_2 = z_6$ ; при  $u < 1$  – наоборот.

3. Крутящий момент на ведущей звездочке, Н

$$T_1 = \frac{T_2}{u \eta_{ц.п}}, \quad (10)$$

где  $\eta_{ц.п}$  – к.п.д. цепной передачи ( $\eta_{ц.п} = 0,96 \dots 0,98$ ).

#### 4. Коэффициент эксплуатации

$$K_3 = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6 \quad (11)$$

Значения коэффициентов  $K_1...K_6$  зависят от условий эксплуатации передачи и выбираются по табл. 3.

Таблица 3

**Значения коэффициентов  $K_1...K_6$**

Коэффициент	Условия работы	Значение
$K_1$	Нагрузка постоянная или близкая к ней	1,0
	Нагрузка переменная	1,2–1,5
$K_2$	Относительное межосевое расстояние $a_t = a/t$ :	
	< 30	1,25
	30–50	1,0
	60–80	0,8
$K_3$	Линия центров звездочек наклонена к горизонту:	
	до 60°	1,0
	больше 60°	1,25
$K_4$	Натяжение цепи регулируется:	
	передвигающейся опорой	1,0
	нажимным роликом или оттяжными звездочками	1,1
	не регулируется	1,25
$K_5$	Смазывание:	
	непрерывное	0,8
	капельное	1,0
	периодическое	1,5
$K_6$	Работа:	
	односменная	1,0
	двухсменная	1,25
	трехсменная	1,45

#### 5. Шаг цепи, мм ( $T_1$ – в Н·мм):

$$t = 2,8 \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_3}{z_1 \cdot [p] \cdot k_{ряд}}}, \quad (12)$$

где  $[p]$  – допускаемое давление в шарнире цепи (по условию износостойкости), Н/мм<sup>2</sup> (табл. 4);

$k_{\text{ряд}}$  – коэффициент рядности цепи (число рядов цепи  $n_{\text{ряд}} = 1 \dots 4$ )

$n_{\text{ряд}} \dots\dots$	1	2	3	4
$k_{\text{ряд}} \dots\dots$	1	1,7	2,5	3

Вычисленный шаг цепи  $t$  округляют до стандартного (табл. 4).

Таблица 4

Допускаемое давление в шарнире цепи  $[p]$ , Н/мм<sup>2</sup>

$t$ , мм	Допускаемое давление $[p]$ при $n_1$ , об/мин							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7 и 15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5
19,05 и 25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15
31,75 и 38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15	–
44,45 и 50,8	35	26	21	17,5	15	–	–	–

### 6. Число звеньев цепи

$$L_t = 2 a_t + z_{\text{ср}} + \frac{c^2}{a_t}, \quad (13)$$

где  $z_{\text{ср}} = \frac{z_1 + z_2}{2}$ ,

$$c = \frac{z_2 - z_1}{2 \pi}.$$

Рекомендуется округлить до четного числа и согласовать с числами зубьев звездочек (см. п. 2.1.).

### 7. Межосевое расстояние

$$a = \frac{t}{4} \cdot [(L_t - z_{\text{ср}}) + \sqrt{(L_t - z_{\text{ср}})^2 - 8 c^2}] \quad (14)$$

### 8. Проверочные расчеты:

а) скорость цепи не должна превышать 10 м/с во избежание резкого увеличения динамических нагрузок

$$v = \frac{z_1 \cdot n_1 \cdot t}{60 \cdot 10^3} < 10, \quad (15)$$

( $n$  [об/мин];  $t$  [мм])

б) число ударов цепи в секунду при набегании ее на зубья звездочек и сбегания с них

$$w = \frac{4 \cdot z_1 \cdot n_1}{60 \cdot L_t} \quad (16)$$

не должно превышать допускаемого значения

$$[w] = 508/t,$$

в) давление в шарнирах цепи не должно превышать допускаемого

$$p = \frac{F_t \cdot K_3}{A} \leq [p], \quad (17)$$

где  $F_t$  – окружная сила, Н;  $F_t = 2 T_1/d_1$ ;

$d_1$  – диаметр делительной окружности ведущей звездочки, мм,

$d_1 = t/\sin(180/z_1)$ ;

$A$  – площадь проекции опорной поверхности шарнира, см. табл. 1, 2).

Допускаемое давление в шарнирах  $[p]$  уточняется в соответствии с нормами DIN 8195 в зависимости от скорости цепи табл. 6).

Таблица 5

**Допускаемое давление в шарнире цепи  $[p]$   
по нормам DIN 8195**

$v, \text{ м/с}$	0,1	0,4	1	2	4	6	8	10
$[p], \text{ Н/мм}^2$	32	28	25	21	17	14	12	10

г) коэффициент запаса прочности  $S$  не должен быть меньше нормативного

$$S = \frac{Q}{F_t \cdot K_1 + F_{ц} + F_f} > [S], \quad (18)$$

где  $F_f$  – сила натяжения от провисания цепи,

$$F_f = \kappa_f \cdot a \cdot g \cdot q$$

$k_f$  – коэффициент, учитывающий наклон передачи к горизонту  $k_f = 6$  при горизонтальном расположении,  $k_f = 1$  при вертикальном,  $k_f = 3$  при угле  $40^\circ$ );

$F$  – центробежная сила, действующая на цепь, –  $F_{ц} = q \cdot v^2$ ;

$q$  – масса одного погонного метра цепи (табл. 1, 2).  
(значение  $[S]$  – см. табл. 6).

Таблица 6

**Допускаемый коэффициент запаса прочности  $[S]$   
для роликовых цепей при  $z = 15...30$**

$t$ , мм	Допустимый коэффициент запаса прочности $[S]$ при частоте вращения меньшей звездочки $n_m$ , 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	10,0
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
19,5	7,2	7,5	8,0	8,4	8,9	9,4	9,7	10,8	11,7
25,4	7,3	7,6	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12,0	13,3
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11,0	11,8	13,4	-
38,1	7,5	8,0	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	12,0	-	-	-	-

#### 4. ПРИМЕР РАСЧЕТА

Исходные данные:

- частота вращения ведущей звездочки  $n_1 = 200$  об/мин;
- частота вращения ведомой звездочки  $n_2 = 60$  об/мин;
- крутящий момент на ведомой звездочке  $T_2 = 2,25$  кН·м.

1. Передаточное число

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{200}{60} = 3,33.$$

2. Крутящий момент на ведущей звездочке

$$T_1 = \frac{T_2}{u \cdot \eta_{ц.п}} = \frac{2250}{3,33 \cdot 0,97} = 696 \text{ Н·м.}$$

3. Число зубьев меньшей (ведущей) звездочки

$$z_1 = 29 - 2 \cdot u = 29 - 2 \cdot 3,33 = 22,34.$$

Принимаем  $z_1 = 23$ .

4. Число зубьев большей (ведомой) звездочки

$$z_2 = z_1 \cdot u = 23 \cdot 3,33 = 76,59.$$

Принимаем  $z_2 = 77$ .

5. Задаем условия работы передачи (табл. 3):

- нагрузка переменная . . . . .  $K_1 = 1,5$
- относительное межосевое расстояние  $a_t = 25$ . . . . .  $K_2 = 1,25$
- передача расположена горизонтально . . . . . –  $K_3 = 1$
- натяжение цепи не регулируется. . . . .  $K_4 = 1,25$
- смазывание периодическое . . . . .  $K_5 = 1,5$
- двухсменная работа . . . . .  $K_6 = 1,25$

Коэффициент эксплуатации

$$K_9 = 1,5 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,5 \cdot 1,25 = 4,39.$$

6. Принимаем цепь однорядную роликовую ПР ( $n_{\text{ряд}} = 1$ ,  $k_{\text{ряд}} = 1$ ).

Допускаемое давление в шарнире цепи  $[p]$  (табл. 4) зависит от неизвестного пока шага цепи, поэтому предварительно принимаем  $[p] = 30 \text{ Н/мм}^2$  (для  $n_1 = 200$  об/мин и  $t = 19,05$  мм и  $25,4$  мм).

Шаг цепи

$$t \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_9}{z_1 \cdot [p] \cdot k_{\text{ряд}}}} = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{696 \cdot 10^3 \cdot 4,39}{23 \cdot 30 \cdot 1}} = 45,92 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартный шаг цепи (табл. 4)  $t = 50,8$  мм.

Для такого шага величина  $[p] = 26 \text{ Н/мм}^2$ , поэтому пересчитываем:

$$t \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{696 \cdot 10^3 \cdot 4,39}{23 \cdot 26 \cdot 1}} = 48,16 \text{ мм}.$$

Окончательно  $t = 50,8$  мм.

7. Скорость цепи

$$v = \frac{z_1 \cdot n_1 \cdot t}{60 \cdot 10^3} = \frac{23 \cdot 200 \cdot 50,8}{60 \cdot 10^3} = 3,89 \text{ м/с}.$$

Скорость не превысила 10 м/с, поэтому динамические нагрузки при расчете не учитываем.

8. Давление в шарнирах цепи

$$p = \frac{F_t \cdot K_3}{A} = \frac{3727 \cdot 4,39}{645} = 25,37 \text{ Н/мм}^2,$$

где  $F_t$  – окружная сила,

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 696 \cdot 10^3}{373,53} = 3727 \text{ Н},$$

$d_1$  – делительный диаметр ведущей звездочки,

$$d_1 = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_1}} = \frac{50,8}{\sin \frac{180}{23}} = 373,53 \text{ мм.}$$

По нормам DIN 8195 допускаемое давление в шарнире (см. табл. 5) при скорости цепи 3,89 м/с:  $[p] \approx 17 \text{ Н/мм}^2$ , т.е. давление в шарнирах превышает допускаемое.

9. Для снижения давления в шарнирах следует увеличить шаг цепи, но, поскольку он уже равен максимальному, перейдем к двухрядной цепи 2ПР ( $n_{\text{ряд}} = 2$ ,  $k_{\text{ряд}} = 1,7$ ).

Повторяем расчет с п. 6:

$$t \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{696 \cdot 10^3 \cdot 4,39}{23 \cdot 26 \cdot 1,7}} = 40,60 \text{ мм.}$$

Принимаем  $t = 44,45$  мм.

$$v = \frac{23 \cdot 200 \cdot 44,45}{60 \cdot 10^3} = 3,41 \text{ м/с} \quad [p] \approx 17 \text{ Н/мм}^2 \text{ (см. табл. 5)}$$

$$p = \frac{4259 \cdot 4,39}{946} = 19,76 \text{ Н/мм}^2$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 696 \cdot 10^3}{326,84} = 4259 \text{ Н}$$

$$d_1 = \frac{44,45}{\sin \frac{180}{23}} = 326,84 \text{ мм}$$

Давление в шарнирах снова превышает допустимое.  
Увеличиваем шаг цепи:  $t = 50,8$  мм.

$$v = \frac{23 \cdot 200 \cdot 50,8}{60 \cdot 10^3} = 3,89 \text{ м/с} \quad [p] \approx 17 \text{ Н/мм}^2$$

$$p = \frac{3727 \cdot 4,39}{1292} = 12,66 \text{ Н/мм}^2$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 696 \cdot 10^3}{373,53} = 3727 \text{ Н}$$

$$d_1 = \frac{50,8}{\sin \frac{180}{23}} = 373,53 \text{ мм.}$$

Давление в шарнирах меньше допустимого, поэтому окончательно:  
двухрядная цепь 2ПР, шаг  $t = 50,8$  мм.

10. Число звеньев цепи

$$L_t = 2 \cdot a_t + z_{cp} + \frac{c^2}{a_t} = 2 \cdot 25 + 50 + \frac{8,6^2}{25} = 102,96;$$

$$z_{cp} = \frac{23 + 77}{2} = 50; \quad c = \frac{z_2 - z_1}{2 \pi} = 8,60.$$

Принимаем  $L_t = 102$ . Общих множителей числа 102 и 23 ( $z_1$ ), 102 и 77 ( $z_2$ ) не имеют (см. п. 3.1.), поэтому износ цепи и звездочек будет равномерным. Поскольку  $L_t$  – четное, установка переходного звена не требуется.

11. Межосевое расстояние

$$a = \frac{t}{4} \cdot [(L_t - z_{cp}) + \sqrt{(L_t - z_{cp})^2 - 8 \cdot c^2}] =$$

$$= \frac{50,8}{4} \cdot (52 + \sqrt{52^2 - 8 \cdot 8,6^2}) = 1243,97 \text{ мм.}$$

12. Число ударов цепи в секунду

$$w = \frac{4 \cdot z_1 \cdot n_1}{60 \cdot L_t} = \frac{4 \cdot 23 \cdot 200}{60 \cdot 102} = 3,01,$$

$$[w] = \frac{508}{t} = \frac{508}{50,8} = 10, \quad w < [w].$$

### 13. Коэффициент запаса прочности

$$S = \frac{Q}{F_t \cdot k_1 + F_{ц} + F_f} = \frac{453,6 \cdot 10^3}{3727 \cdot 1,5 + 289 + 1397} = 62,3,$$

где  $F_{ц} = q \cdot v^2 = 19,1 \cdot 3,89^2 = 289 \text{ Н}$ ,

$F_f = k_f \cdot a \cdot g \cdot q \cdot v = 6 \cdot 1,244 \cdot 9,8 \cdot 19,1 = 1397 \text{ Н}$ ,

$[S] = 9,5$  (табл. 6).

Коэффициент запаса прочности больше допускаемого.

## 5. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗВЕЗДОЧЕК

Основные размеры звездочек приведены на рис. 5 и в табл. 7. Размеры зуба в поперечном сечении необходимо вычислять с точностью 0,1 мм.

На рис. 6 и 7 приведены рабочие чертежи звездочки и роликовой цепи по данным примера расчета.

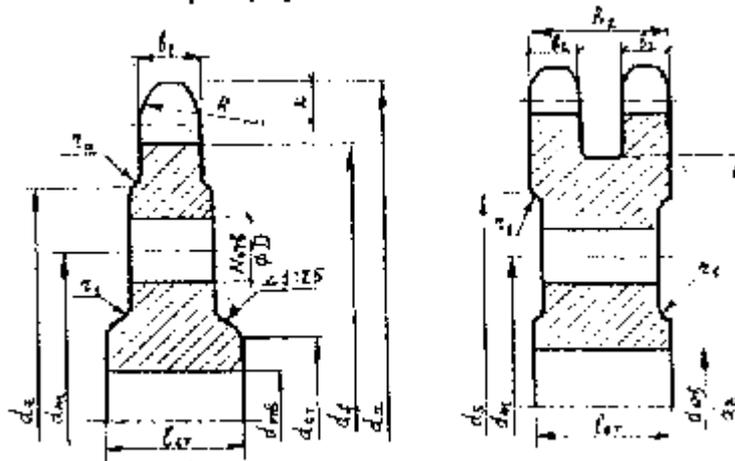


Рис. 5. Основные размеры одно- и двухрядной звездочек

Таблица 7

### Основные размеры звездочек

Диаметр окружности вершин зубьев	$d_a$	$d_a = t (0,6 + \operatorname{ctg} \frac{180}{z})$
Диаметр окружности впадин зубьев	$d_f$	$d_f = \frac{t}{\sin \frac{180}{z}} - 2 \cdot r$
Радиус впадин зуба	$r$	$r = 0,5025 \cdot d_p + 0,05$
Ширина зуба цепи однорядной	$b_1$	$b_1 = 0,93 \cdot B - 0,15$
двухрядной	$b_2$	$b_2 = 0,90 \cdot B - 0,15$
Ширина венца звездочки двухрядной	$B_2$	$B_2 = B_0 + b_2$
Радиус закругления зуба (наименьший)	$R$	$R = 1,7 \cdot d_p$
Расстояние от вершины зуба до линии центров дуг закругления	$k$	$k = 0,8 \cdot d_p$
Диаметр проточки (наибольший)	$d_z$	$d_z = t \cdot \operatorname{ctg} \frac{180}{z} - 1,3 \cdot 2$
Радиус закруглений для звездочек с шагом до 40 мм	$r_0$	$r_0 = 1,5 \text{ мм}$
свыше 40 мм		$r_0 = 2,5 \text{ мм}$
Диаметр диска	$d_S$	$d_S \approx d_z - e_2$
Радиус закругления	$r_1$	$r_1 = 3 \dots 5 \text{ мм}$
Диаметр отверстия ступицы	$d_{\text{отв}}$	$d_{\text{отв}} \approx 130 \cdot \sqrt{N_1 / n_1}$
Диаметр ступицы	$d_{\text{ст}}$	$d_{\text{ст}} \approx 1,6 \cdot d_{\text{отв}}$
Длина ступицы	$l_{\text{ст}}$	$l_{\text{ст}} = (1 \dots 1,5) \cdot d_{\text{отв}}$

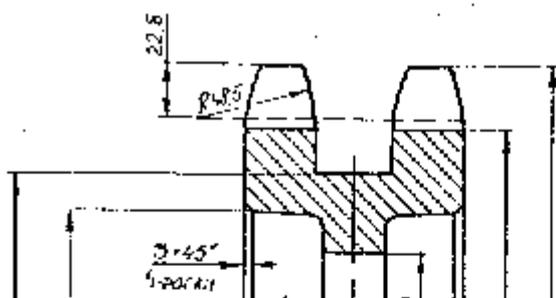
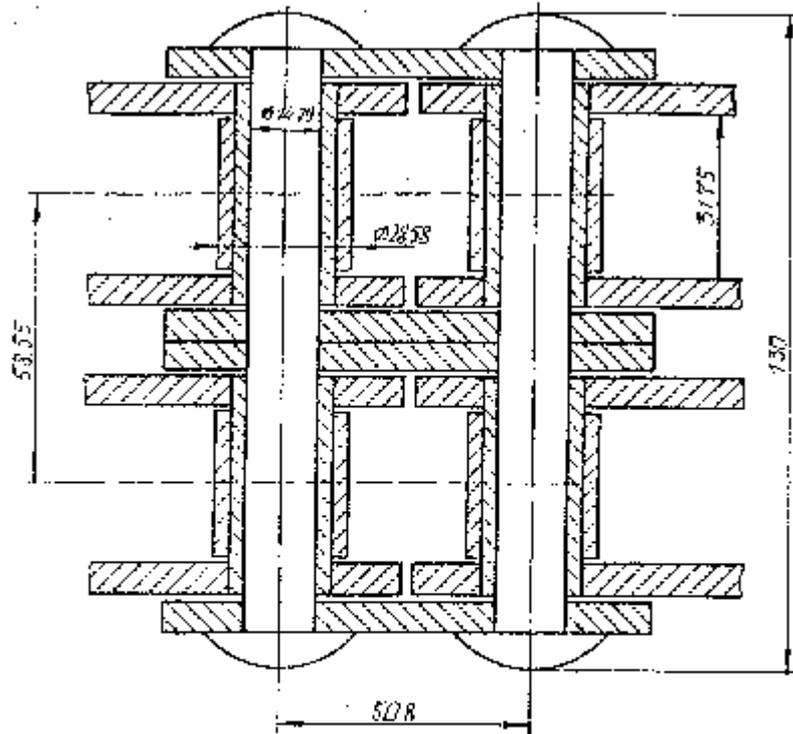


Рис. 6. Рабочий чертеж звездочки



Цепь роликовая  
двухрядная 21P  
ГОСТ 13568-75

Рис. 7. Рабочий чертеж роликовой цепи

### Список литературы

1. **Иванов М. Н.** Детали машин. – М.: Высш. шк., 1991. – 383 с.
2. **Готовцев А. А., Котенок И. П.** Проектирование цепных передач. – М.: Машиностроение, 1982. – 336 с.
3. **Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б.** Расчет на прочность деталей машин. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.

## Содержание

Введение .....	3
1. Характеристики роликовых цепей .....	3
2. Теоретические основы расчета .....	5
2.1. Проектный расчет .....	8
2.2. Проверочные расчеты .....	9
3. Расчет цепных передач с роликовой цепью .....	9
4. Пример расчета .....	13
5. Конструирование звездочек .....	17
Список литературы .....	21

Ваньшин Александр Иванович

## **РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ**

Методические указания  
для студентов всех специальностей

Редактор Е. Л. Масальцева

Корректор Н. И. Михайлова

---

ЛР № 020414 от 12.02.97

Подписано в печать 20.08.98. Формат 60x84 1/16. Бум. офсетная

Печать офсетная. Усл. печ. л. 1,4. Печ. л. 1,5. Уч. -изд. л. 1,2

Тираж 300 экз. Заказ № . С 15.

---

СПбГАХИТ. 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9