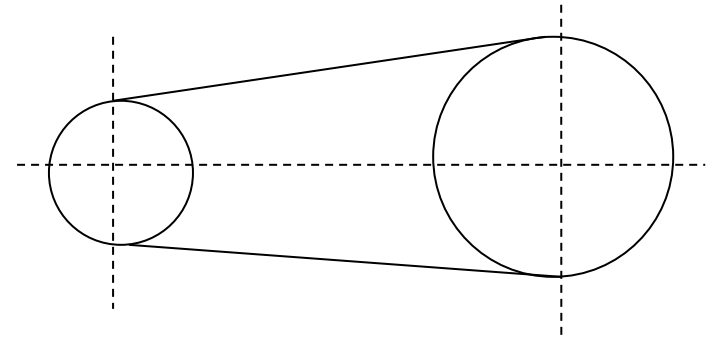


ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ
ИНЖЕНЕРНЫЙ ИНСТИТУТ
Кафедра теоретической и прикладной механики



ДЕТАЛИ МАШИН,
ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ
И ПОДЪЁМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ
**Ч.1. ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ
КОНСТРУИРОВАНИЯ**

РАСЧЕТЫ КЛИНОРЕМЕННОЙ И ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧ.
КОНСТРУИРОВАНИЕ ШКИВОВ И ЗВЕЗДОЧЕК

Методические рекомендации к самостоятельной работе

Новосибирск 2021

Кафедра теоретической и прикладной механики

Составитель: Л.Н. Ишутина

Рецензент: В.М. Гладченко

Детали машин, основы конструирования и подъёмно - транспортные машины. Ч.1. Детали машин и основы конструирования. Расчёты клиноременной и цепной передач. Конструирование шкивов и звёздочек. / Новосиб. гос. аграр. ун-т; Сост.: Ишутина Л. Н. - Новосибирск, 2021.- 21 с.

В данной методической разработке рассмотрены расчеты клиноременной и цепной передач. Последовательность расчетов представлена на конкретных примерах. Содержатся необходимые данные для конструирования шкивов клиноременной передачи и звездочек цепной передачи.

Методическая разработка предназначены для самостоятельной работы студентов инженерного института очной и заочной формы обучения Новосибирского государственного аграрного университета.

Утверждены и рекомендованы к изданию методическим советом Инженерного института (протокол №11 от 28.06.2022 г.).

© ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ
Инженерный институт, 2021

1. ПРИМЕР РАСЧЕТА КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Рассчитать передачу для привода компрессора. Передаваемая мощность $N = 6$ кВт при числе оборотов ведущего вала $n_1 = 700$ об/мин и ведомого $n_2 = 500$ об/мин.

1. Определяем крутящий момент на ведущем валу

$$T_1 = 10^6 \cdot \frac{N}{\omega_1}, \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

где, N - передаваемая мощность, кВт

ω_1 - угловая скорость ведущего вала, 1/с

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}$$

$$T_1 = 9,55 \cdot 10^6 \frac{N}{n_1} = 10^6 \cdot 9,55 \cdot \frac{6}{700} = 8,2 \cdot 10^4 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

2. По величине крутящего момента (T_1) выбираем тип ремня (таблица 1). Принимаем тип Б.

Таблица 1 – Размеры ремней

Тип ремня	Т, Н м	Площадь сечения, мм ²	Рекомендуемый диаметр малого шкива D_1 , мм	Диапазон длины, м
О	30	47	71, 80, 90	0,4...2,5
А	15...60	81	110, 112, 125	0,56...4,0
Б	50...150	138	140, 160, 180	0,8...6,3
В	120...600	230	224, 250, 280	1,8...10
Г	450...2400	476	355, 400, 450	3,15...15
Д	1600...6000	692	560, 630, 710	4,5...18

3. По профилю ремня выбираем диаметр малого шкива $D_1 = 160$ мм (таблица 1).

4. Определяем передаточное отношение без учета скольжения

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

где, ω_1 - угловая скорость ведущего вала, 1\с ;

ω_2 - угловая скорость ведомого вала, 1\с ;

n_1 – число оборотов ведущего вала, об/мин ;

n_2 – число оборотов ведомого вала, об/мин .

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{700}{500} = 1,4$$

5. Определяем диаметр большого шкива

$$D_2 = D_1 \cdot u = 160 \cdot 1,4 = 224 \text{ мм.}$$

Округляем D_2 до ближайшего стандартного значения (стандартные диаметры: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800).

$$D_2 = 224 \text{ мм.}$$

6. Определяем расчетное межосевое расстояние (если оно не задано)

$$a_p = 1,5(D_1 + D_2) = 1,5(160 + 224) = 576 \text{ мм.}$$

7. Определяем расчетную длину ремня

$$L_p = 2a_p + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a_p}$$

$$L_p = 2 \cdot 576 + 1,57(160 + 224) + \frac{(224 - 160)^2}{4 \cdot 576} = 1757 \text{ мм.}$$

Округляем L_p до ближайшего стандартного значения (стандартные длины ремней: 400, 450, 500, 600, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000).

Принимаем $L = 1800$ мм.

8. Уточняем межосевое расстояние

$$a = 0,25 \left\{ L - \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \sqrt{\left[L - \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) \right]^2 - 2(D_2 - D_1)^2} \right\} =$$

$$= 0,25 \left\{ 1800 - 1,57 \cdot 384 + \sqrt{[1800 - 1,57 \cdot 384]^2 - 2 \cdot 64^2} \right\} = 598 \text{ мм}$$

9. Определяем угол обхвата малого шкива

$$\alpha = 180^\circ - 60^\circ \frac{D_2 - D_1}{a} = 180^\circ - 60^\circ \frac{224 - 160}{598} \approx 174^\circ$$

10. Определяем окружную скорость ремня

$$V = \omega_1 \cdot \frac{D_1}{2} ; \quad \omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 700}{30} = 73,3 \text{ 1/с}$$

$$V = \omega_1 \cdot D_1 / 2 = 73,3 \cdot 160 / 2 = 5864 \text{ мм/с} = 5,9 \text{ м/с}$$

11. Определяем окружное усилие, которое может передать один ремень выбранного типа (таблица 2).

Интерполируя, находим

$$p_0 = p_{02} + \frac{p_{01} - p_{02}}{5} \cdot (V_{02} - V)$$

$$p_0 = 315 + \frac{366 - 315}{5} \cdot 4,1 \approx 357 \text{ Н}$$

12. Определяем допускаемое окружное усилие на один ремень

$$[p] = p_0 \cdot C_\alpha \cdot C_p ,$$

где C_α - коэффициент угла обхвата;

$$C_\alpha = 1 - 0,003(180^\circ - \alpha) = 1 - 0,003(180^\circ - 174^\circ) \approx 0,98$$

C_p - коэффициент нагрузки. При переменной нагрузке

$C_p = 0,9$. При равномерной нагрузке $C_p = 1$.

$$[p] = 357 \cdot 0,98 \cdot 1 = 350 \text{ Н}$$

13. Определяем окружное усилие в передаче

$$P = 1000 \cdot \frac{N}{V} = 1000 \cdot \frac{6}{5,9} \approx 1017 \text{ Н}$$

14. Расчетное число ремней

$$Z = P / [p] = 1017 / 350 \approx 3 \text{ шт.}$$

Таблица 2 – Значения p_0 , Н

Тип ремня	Д ₁ , мм	V, м/с					
		5	10	15	20	25	30
О	71	112	95	81	68	56	-
	80	124	107	94	80	66	-
	90	134	116	104	86	75	62
А	100	190	160	138	115	91	-
	112	210	182	160	137	112	83
	125	230	200	177	155	132	105
Б	140	322	270	230	191	-	-
	160	366	315	275	236	196	149
	180	402	351	310	272	230	184
В	224	630	536	453	393	318	235
	250	696	602	530	460	384	302
	280	756	663	590	520	444	383
Г	355	1350	1140	990	840	680	513
	400	1510	1300	1150	1000	840	670
	450	1650	1440	1290	1140	980	816
Д	560	2280	1990	1760	1550	1330	1090
	630	2480	2180	1960	1740	1520	1280
	710	2640	2360	2120	1910	1690	1440

15. Усилие действующее на валы.

$$F_k = 2 \cdot \sigma_0 \cdot A \cdot z \cdot \sin(\alpha / 2)$$

где, А - площадь сечения ремня, равная для профиля Б 138 мм² (таблица 1);

σ_0 - напряжения предварительного натяга ремня, для клиновых ремней

$\sigma_0 = 1,6$ МПа;

$$F_k = 2 \cdot 1,6 \cdot 138 \cdot 3 \cdot \sin 87^\circ \approx 1320 \text{ Н}$$

2. КОНСТРУИРОВАНИЕ ШКИВОВ КЛИНОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Конструкция шкива определяется его диаметром, типом выбранного ремня и числом ремней. Все необходимые параметры для конструирования шкивов указаны в таблице 3. Конструкция шкива и конструкции ступицы показаны на рисунках 1 и 2.

Таблица 3 - Параметры шкивов

Элемент шкива	Параметр	Значение
Обод	Диаметр шкива конструктивный	$D_e = D + 2p$
	Ширина шкива	$B = (z - 1)t + 2s$
	Толщина для чугунных шкивов Толщина для стальных шкивов	$\delta_{чз} = (1,1 \dots 1,3)e$ $\delta_{ст} = 0,8 \cdot \delta_{чз}$
Диск	Толщина	$c = (1,2 \dots 1,3) \delta$
	Отверстия	$d_0 \geq 25 \text{ мм}$ $n_0 = 4 \dots 6$
Ступица	Диаметр внутренний Диаметр наружный для шкивов: чугунных стальных Длина	$d = d_1$ $d_{ст} = 1,6d$ $d_{ст} = 1,55d$ $l_{ст} = (1,2 \dots 1,5)d$

Примечание: z - число ремней; d_1 - диаметр вала под шкивом; s, t, p см. таблицу 4.

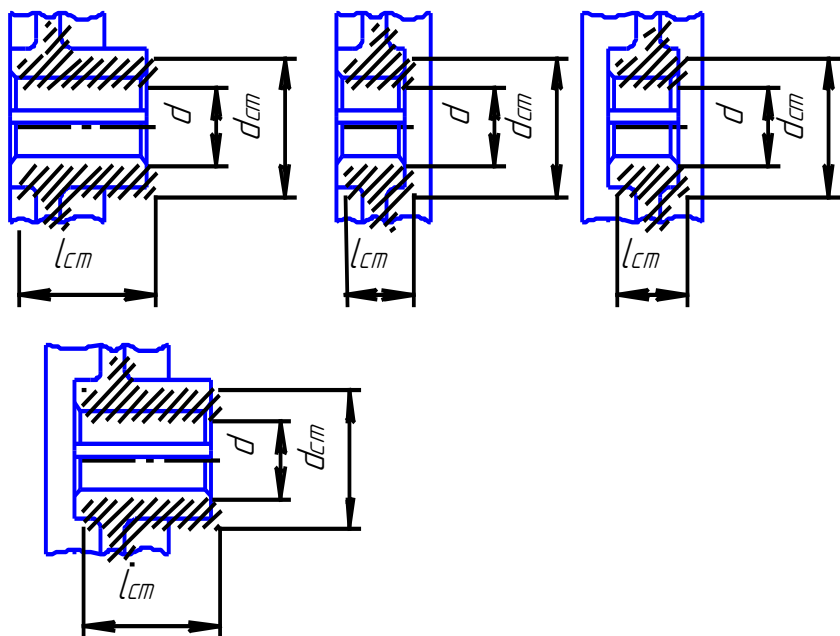


Рисунок 1 – Конструкции ступицы шкива:

а) выступающая с одного торца обода; б) укороченная с одного торца обода; в) укороченная с обоих торцов обода; г – выступающая с одного и укороченная с другого торца обода.

**Таблица 4 – Канавки шкивов для клиновых ремней
нормального сечения**

Сечение ремня	p	e	t	s	Расчетные диаметры при угле φ°			
					34	36	38	40
О	2,5	7,5	12	8	63-71	80-100	112-160	180
А	3,3	9	15	10	90-112	125-160	180-400	450
Б	4,2	11	19	12,5	125-160	180-224	250-500	560
В	5,7	14,5	22,5	17	—	200-315	355-630	710
Г	8,1	20	37	24	—	315-450	500-900	1000
Д	9,6	23,5	44,5	29	—	500-560	630-1120	1250
Е	12,5	31	58	38	—	—	800-1400	1600

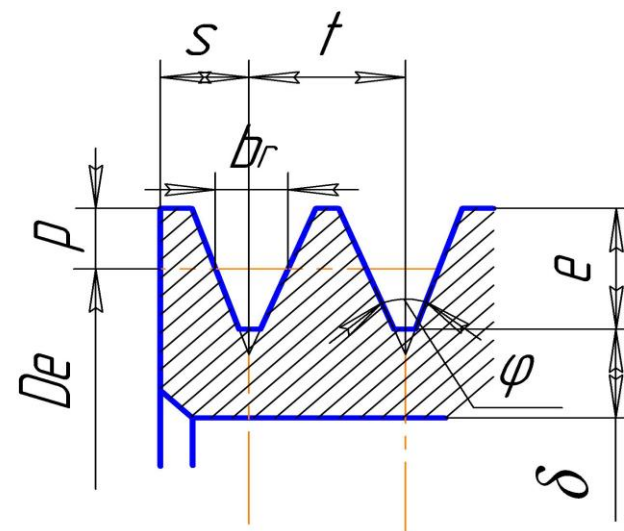


Рисунок 2 – Конструкция шкива

Примечание: $b_r = 14$ мм.

3. ПРИМЕР РАСЧЕТА ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Рассчитать цепную передачу для ленточного транспортера. Передаваемая мощность $N = 8$ кВт при частоте вращения ведущего вала $n_1 = 600$ об/мин, ведомого - $n_2 = 350$ об/мин. Расположение передачи под углом 45° , работа в две смены, смазка периодическая.

1. По назначению и условиям работы выбираем тип цепи (роликовые цепи наиболее распространенные, применяются при $V \leq 20$ м/с, зубчатые цепи рекомендуются при $V \leq 30$ м/с). Выбираем роликовую цепь.

2. Определяем передаточное отношение

$$u = n_1 / n_2 = \omega_1 / \omega_2 = 600 / 350 \approx 1,7$$

3. Выбираем число зубьев малой звездочки z_1 по передаточному отношению (таблица 5).

Таблица 5 – Значения z_1

Тип цепи	Значение u					
	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6	6
Роликовая	31...27	27...25	25...23	23...21	21...17	17...15
Зубчатая	35...32	32...30	30...27	27...23	23...19	19...17

Принимаем $z_1 = 27$ зуб.

4. Определяем число зубьев большой звездочки

$$z_2 = z_1 \cdot u = 27 \cdot 1,7 \approx 47 \text{ зуб.}$$

5. Определяем крутящий момент на малой звездочке

$$T_1 = 10^6 \cdot \frac{N}{\omega_1}, \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

где, N - передаваемая мощность, кВт

$$\omega_1 - \text{угловая скорость ведомого вала, 1/с} \quad \omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}$$

$$T_1 = 9,55 \cdot 10^6 \frac{N}{n_1} = 10^6 \cdot 9,55 \cdot \frac{8}{600} = 1,3 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

6. Определяем допускаемое удельное давление $[P]$ на шарнире цепи (таблица 6). Предполагая, что шаг цепи t будет в пределах 12,7...25,4 мм, находим, что $[P] = 24$ МПа.

7. Определяем эксплуатационный коэффициент.

$$K_3 = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5,$$

где K_1 - коэффициент нагрузки (при равномерной нагрузке $K_1 = 1$, при переменной - $K_1 = 1,5$);

K_2 - коэффициент смазки (при картерной смазке $K_2 = 0,8$, при периодической - $K_2 = 1,4$);

K_3 - учитывает способ регулировки натяжения цепи (при автоматической регулировке $K_3 = 1$, при периодической $K_3 = 1,25$);

K_4 - учитывает расположение передачи (при наклоне до 60° $K_4 = 1$, при наклоне больше 60° $K_4 = 1,25$);

K_5 - учитывает число смен работы (при односменной работе $K_5 = 1$, при двух сменной - $K_5 = 1,25$).

В нашем случае

$$K_3 = 1 \cdot 1,4 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1,25 \approx 2,2$$

Таблица 6 – Значения $[P]$, МПа

n ₁ об/мин	t = 12,7...25,4		t = 31,75...50,8	
	Роликовая	Зубчатая	Роликовая	Зубчатая
50	34	20	34	20
200	30	17	27	16
400	27	15	22	14
600	24	14	18	12
800	22	13	17	10
1000	20	12	16	9
1200	18	10	15	8
1600	17	9	-	-
2000	16	6	-	-

8. Определяем шаг цепи

$$t \leq 2,83 \sqrt{\frac{T_1 K_3}{[p] m z_1}} \quad \text{для роликовой цепи;}$$

$$t \leq 3,33 \sqrt{\frac{T_1 K_3}{[p] z_1}} \quad \text{для зубчатой цепи;}$$

где m - число рядов цепи, принимаем $m = 1$

ψ - коэффициент ширины, $\psi = 2...3$.

Получаем

$$t \leq 2,83 \sqrt{\frac{1,3 \cdot 10^5 \cdot 2,2}{24 \cdot 1 \cdot 27}} \approx 21 \text{ мм.}$$

Принимаем цепь роликовую ПР-19,05-31,8 с шагом $t = 19,05$ мм (таблицы 7,8).

9. Определяем ширину цепи (для зубчатых цепей)

$$e = t \cdot \psi$$

Полученное значение округляем до ближайшего стандартного значения (таблица 8).

Таблица 7 – Цепи роликовые однорядные (ГОСТ 13568 – 81)

Обозначение цепи	t	b ₃ не менее	d ₁	d ₃	h, не более	b ₇ , не более	b ₆ , не более	Разрушающая нагрузка, Н, не менее	Масса 1 м цепи q, кг
ПР-8-460	8,0	3,00	2,31	5,0	7,5	12	7	4600	0,20
ПР-9,525-910	9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	10	9100	0,45
ПР-12,7-900-1	12,7	2,40	3,66	7,75	10,0	8,7	—	9000	0,30
ПР-12,7-900-2	12,7	3,30	3,66	7,75	10,0	12	7	9000	0,35
ПР-12,7-1820-1	12,7	5,40	4,45	8,51	11,8	19	10	18200	0,65
ПР-12,7-1820-2	12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	21	11	18200	0,75
ПР-15,875-2300-1	15,78	6,48	5,08	10,16	14,8	20	11	23000	0,80
ПР-15,875-2300-2	15,87	9,65	5,08	10,16	14,8	24	13	23000	1,00
ПР-19,05-3180	19,05	12,70	5,94	11,91	18,2	33	18	31800	1,9
ПР-25,4-6000	25,4	15,88	7,92	15,88	24,2	39	22	60000	2,6
ПР-31,75-8900	31,75	19,05	9,53	19,05	30,2	46	24	89000	3,8
ПР-38,1-12700	38,1	25,4	11,1	22,23	36,2	58	30	127000	5,5
ПР-44,45-17240	44,45	25,40	12,70	25,40	42,4	62	34	172400	7,5
ПР-50,8-22700	50,8	31,75	14,27	28,58	48,3	72	38	227000	9,7
ПР-63,5-35400	63,5	38,10	19,84	39,68	60,4	89	48	354000	16,0

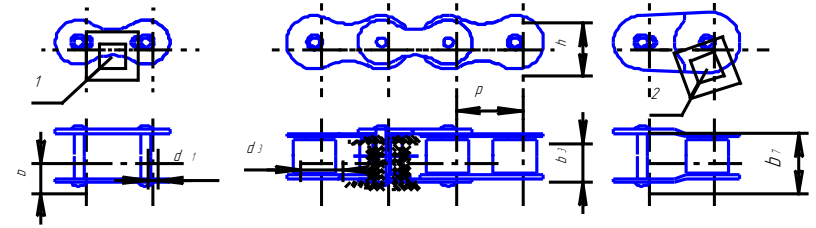


Рисунок 3 - Цепи роликовые

10. Определяем межосевое расстояние (если не задано)

$$a \approx 50 t = 50 \cdot 19,05 = 952,5 \text{ мм} \approx 0,95 \text{ м}$$

11. Определяем окружное усилие

$$P = \frac{2\pi T_1}{z_1 t} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1,3 \cdot 10^5}{27 \cdot 19,05} \approx 1,6 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

12. Определяем окружную скорость цепи

$$V = \frac{p \cdot z_1 \cdot n_1}{60} = \frac{19,05 \cdot 27 \cdot 600}{60} = 5143,5 \text{ мм/с} = 5,14 \text{ м/с}$$

13. Определяем общее усилие, действующее на цепь при работе передачи

$$P_0 = P K_1 + q V^2 + 10q \cdot a \cdot K_p,$$

где q - масса 1 м цепи, кг (таблицы 7, 8);

K_1 - коэффициент нагрузки (при равномерной нагрузке $K_1 = 1$, при переменной - $K_1 = 1,5$);

K_p - учитывает расположение передачи (для горизонтальных передач

$K_p = 6$, при угле наклона до 60° $K_p = 1,5$, для вертикальных передач $K_p = 1$);

V - окружная скорость цепи, м/с;

a - межосевое расстояние, м.

В нашем примере

$$P_0 = 1 \cdot 1,6 \cdot 10^3 + 1,5 \cdot 5,14^2 + 10 \cdot 1,5 \cdot 0,95 \cdot 1,5 \approx 1660 \text{ Н.}$$

Таблица 8 – Цепи зубчатые

Марка	Шаг t, мм	Ширина b, мм	Масса 1 м q, кг/м	Разрушающая нагрузка Q _p , кН
3-12,7-29	12,7	22,5	1,3	24
		28,5	1,6	29
		34,5	2,0	34
3-15,875	15,875	30	2,2	39
		38	2,7	48
		46	3,3	57
3-19,05-87	19,05	45	3,9	72
		57	4,9	87
		69	5,9	103
3-25,4-138	25,4	57	6,5	116
		69	7,9	138
		81	9,3	163
3-31,75-202	31,75	60	10,0	171
		81	11,6	202
		93	13,3	235

14. Определяем запас прочности цепи

$$n = Q_p / P_0 ,$$

где Q_p - разрушающая нагрузка выбранной цепи в Н (таблицы 7,8).

Получаем:

$$n = 31800 / 1660 \approx 19 .$$

Полученное значение сравниваем с рекомендуемым [n] (таблица 9).

В нашем случае [n] ≈ 10. Таким образом n > [n], что и требуется.

Таблица 9 – Рекомендуемые значения запаса прочности, [n]

Шаг t, мм	n ₁ , об/мин					
	50	100	300	500	750	1000
12,7	7,1	7,3	7,9	8,5	9,3	10,0
15,875	7,2	7,4	8,2	8,9	10,0	10,8
19,05	7,2	7,5	8,4	9,4	10,7	11,7
25,4	7,3	7,6	8,9	10,2	12,0	13,3
31,75	7,4	7,8	9,4	11,0	13,0	15,0
38,1	7,5	8,0	9,8	11,8	14,0	-
44,45	7,6	8,1	10,3	12,5	-	-
50,8	7,6	8,3	10,8	-	-	-

15. Определяем усилие, действующее на валы
 $F_n = 1,2 \cdot P_0 = 1,2 \cdot 1660 \approx 2000 \text{ Н.}$

16. Определяем размеры звездочек

диаметр делительной окружности:

$$D_o = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$$

ведущей звездочки;

$$D_{o1} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{19,05}{\sin \frac{180^\circ}{27}} = 164 \text{ мм}$$

ведомой звездочки;

$$D_{o2} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{19,05}{\sin \frac{180^\circ}{46}} = 279 \text{ мм}$$

диаметр окружности выступов:

при $z \leq 30$

$$D_e = \frac{t}{\operatorname{tg} \frac{180^\circ}{z}} + 1,1 \cdot d_1 ,$$

где, d_1 – диаметр ролика, мм (таблица 7)

при $z > 30$

$$D_e = \frac{t}{\operatorname{tg} \frac{180^\circ}{z}} + 0,96 \cdot p$$

ведущей звездочки;

$$D_{e1} = \frac{t}{\operatorname{tg} \frac{180^\circ}{z_1}} + 1,1 \cdot d_1 = \frac{19,05}{\operatorname{tg} \frac{180^\circ}{27}} + 1,1 \cdot 11,91 = 176 \text{ мм}$$

ведомой звездочки;

$$D_{e2} = \frac{t}{\operatorname{tg} \frac{180^\circ}{z_2}} + 0,96 \cdot p = \frac{19,05}{\operatorname{tg} \frac{180^\circ}{46}} + 0,96 \cdot 19,05 = 297 \text{ мм}$$

диаметр окружности впадин:

$$D_i = D_\partial - (d_1 - 0,175\sqrt{D_\partial})$$

ведущей звездочки;

$$D_{i1} = D_{\partial 1} - (d_1 - 0,175\sqrt{D_{\partial 1}}) = 164 - (11,91 - 0,175\sqrt{164}) = \\ = 154,3 \text{ мм}$$

ведомой звездочки;

$$D_{i2} = D_{\partial 2} - (d_1 - 0,175\sqrt{D_{\partial 2}}) = 279 - (11,91 - 0,175\sqrt{279}) = \\ = 270 \text{ мм.}$$

4. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗВЕЗДОЧЕК ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Звездочки обычно изготавливают из сталей 40 или 45 по ГОСТ 1050–74. Конструкция звездочек разрабатывается с учетом стандарта на профиль зубьев и поперечное сечение обода по ГОСТ 591–69 (таблица 10, рисунок 4).

Таблица 10. Конструкция звездочек однорядных роликовых цепей

Элемент звездочки	Параметр	Значение
Обод	Ширина зуба	$b = 0,93b_3 - 0,154\text{мм}$
	Радиус закругления зуба	$r_3 = 1,7d_3$
	Расстояние от вершины зуба до линии центров закругления	$h = 0,8d_3$
	Угол скоса и фаска зуба	$\gamma = 20^\circ, f \approx 0/2b$
	Радиус закругления при шаге $t \leq 35\text{мм}$ $t > 35\text{мм}$	$r_4 = 1,6\text{мм}$ $r_4 = 2,5\text{мм}$
Диск	Толщина	$C = b + 2r_2$ $C = b$ $C = b - 2r_4$
	Диаметр проточки	$D_c = \arctg(180^\circ / z) - 1,3h$
	Отверстия	$d_0 \geq 25\text{мм}$ $n_0 = 4...6$
Ступица	Диаметр внутренний Диаметр наружный	$d = d_1$ $d_{cm} = 1,55d$
	Длина	$l_{cm} = (0,8...1,5)$

Примечания: 1. Диаметры D_o, D_e, D_i шаг цепи p и число зубьев звездочки z - см. расчет. 2. Размеры d_3, b_3, h - см. таблицу 7.

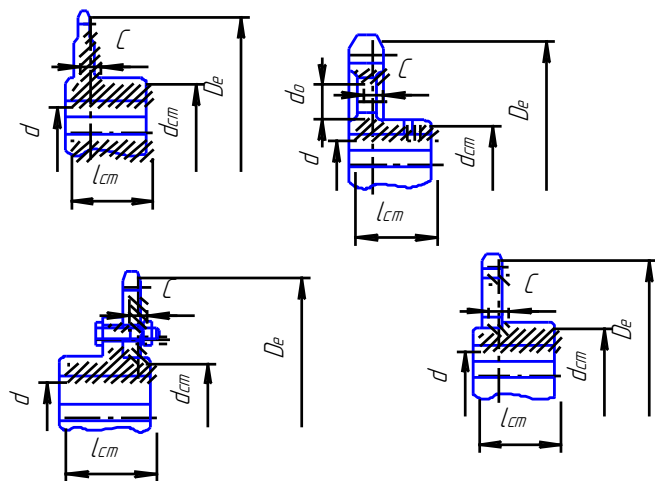
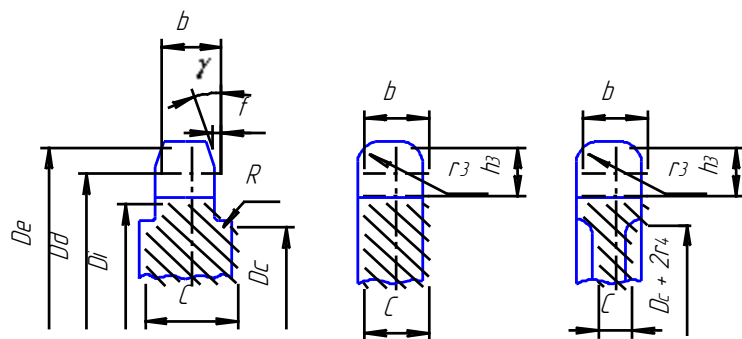


Рисунок 4 – Конструкции звездочек однорядных роликовых и втулочно-роликовых цепей.

5. БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Детали машин и основы конструирования: Основы расчета и проектирования соединений и передач: учеб. пособие / В.А. Жуков. – 2-е изд. – М.: ИНФРА-М, 2019. – 416 с.
2. Андреев, В.И. Детали машин и основы конструирования. Курсовое проектирование: учебное пособие / В.И. Андреев, И.В. Павлова. – Санкт-Петербург: Лань, 2013. – 352 с.
3. Курмаз Л.В. Конструирование узлов и деталей машин: Справочное-учебно-методическое пособие / Л.В. Курмаз, О.Л.Курмаз. – М.: Высш. шк., 2007. – 455 с.
4. Чернавский С.А. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие / С.А.Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин, Г.М. Ицкович, В.П. Козинцов. – 3-е изд., стереотипное. Перепечатка с издания 1987 г. – М.: ООО ТИД «Альянс», 2005. – 416с.
5. Чернилевский Д.В. Основы проектирования машин. – М.: 1998
6. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие. Изд-е 2-е, перераб. и дополн. - Калининград: Янтар. сказ. 2002. - 454 с

СОДЕРЖАНИЕ:

1. Пример расчета клиноременной передачи	3
2. Конструирование шкивов клиноременной передачи	7
3. Пример расчета цепной передачи	10
4. Конструирование звездочек цепной передачи	16
5. Библиографический список	19

Составитель: Ишутина Лилия Николаевна

ДЕТАЛИ МАШИН,
ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ
И ПОДЪЁМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ

**Ч.1 ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ
КОНСТРУИРОВАНИЯ**

**Расчёты клиноременной и цепной передач.
Конструирование шкивов и звёздочек**

Компьютерная вёрстка

Л.Н. Ишутина