

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

ГЛАВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ, НАУКИ И КАДРОВ

**Учреждение образования
«БЕЛОРУССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ»**

**Кафедра тракторов, автомобилей и машин
для природообустройства**

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

РАСЧЕТ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

*Методические указания по выполнению курсового проекта
для студентов, обучающихся по специальностям
1-74 06 01 Техническое обеспечение процессов
сельскохозяйственного производства, 1-74 06 04 Техническое
обеспечение мелиоративных и водохозяйственных работ*

**Горки
БГСХА
2018**

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

ГЛАВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ, НАУКИ И КАДРОВ

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ»

Кафедра тракторов, автомобилей и машин
для природообустройства

РАСЧЕТ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

*Методические указания по выполнению курсового проекта
для студентов, обучающихся по специальностям
1-74 06 01 Техническое обеспечение процессов
сельскохозяйственного производства, 1-74 06 04 Техническое
обеспечение мелиоративных и водохозяйственных работ*

Горки
БГСХА
2018

УДК 621.8(072)
ББК 34.44я73
Д38

*Рекомендовано методической комиссией
факультета механизации сельского хозяйства.
Протокол № 9 от 23 мая 2017 г.*

Авторы:
кандидаты технических наук, доценты *А. В. Пашкевич,*
С. Г. Рубец, В. М. Горелько;
старшие преподаватели *А. Л. Борисов, Н. С. Сентюров*

Под общей редакцией *А. В. Пашкевича*

Рецензент:
кандидат технических наук, доцент *В. В. Гусаров*

Пашкевич, А. В.

Д38 Детали машин и основы конструирования. Расчет ременных передач: методические указания по выполнению курсового проекта / А. В. Пашкевич. [и др.]. – Горки : БГСХА, 2018. – 53 с.

Приведены методические указания по проектированию и основам расчета ременных передач. Даны примеры расчетов.

Для студентов, обучающихся по специальностям 1-74 06 01 Техническое обеспечение процессов сельскохозяйственного производства, 1-74 06 04 Техническое обеспечение мелиоративных и водохозяйственных работ.

УДК 621.8(072)
ББК 34.44я73

© УО «Белорусская государственная
сельскохозяйственная академия», 2018

ВВЕДЕНИЕ

Ременная передача является передачей с гибкой связью, что позволяет применять такие передачи при значительных межосевых расстояниях валов. В ременной передаче привод осуществляется за счет сил трения (кроме зубчато-ременной).

Ременная передача относится к одному из старейших типов механических передач, сохранивших свое значение и до последнего времени. В автотракторном и сельскохозяйственном машиностроении ременные передачи применяют достаточно широко. По сравнению с другими типами передач ременная обладает рядом особенностей, которые определяют целесообразность ее применения. Можно отметить следующие основные преимущества ременной передачи: возможность передачи движения на значительное расстояние; плавность и бесшумность работы; предохранение механизмов от резких колебаний нагрузки вследствие упругости ремня; предохранение механизмов от перегрузки за счет возможного проскальзывания ремня; простота конструкции и эксплуатации.

Основными недостатками ременной передачи являются: значительные габариты; некоторое непостоянство передаточного отношения, вызванное зависимостью скольжения ремня от нагрузки; повышенная нагрузка на валы и их опоры, связанная с большим предварительным натяжением ремня; низкая долговечность ремня.

Ременные передачи применяют преимущественно в тех случаях, когда по условиям конструкции валы расположены на значительных расстояниях. Мощность современных ременных передач не превышает обычно 50 кВт. В комбинации с зубчатой и червячной передачами ременную передачу устанавливают обычно на быстроходную ступень, как менее нагруженную.

В данных методических указаниях приведены методики расчета клиноременной, поликлиноременной и зубчато-ременной передач. Методики расчета снабжены подробными комментариями. Приведены примеры расчетов, которые могут облегчить самостоятельную работу по проектированию передач. В разделах методических указаний приведены необходимые справочные таблицы, диаграммы, рисунки. В приложениях приведены материалы, необходимые при конструировании передач.

1. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТА РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Ременные передачи широко используются в приводах для передачи движения от электродвигателя или двигателя внутреннего сгорания к валам, расположенным на значительных расстояниях. По форме поперечного сечения ремня различают плоские (рис. 1.1, а), клиновые (рис. 1.1, б), поликлиновые (рис. 1.1, в), круглые (рис. 1.1, г) и зубчатые (рис. 1.1, д) ремни.

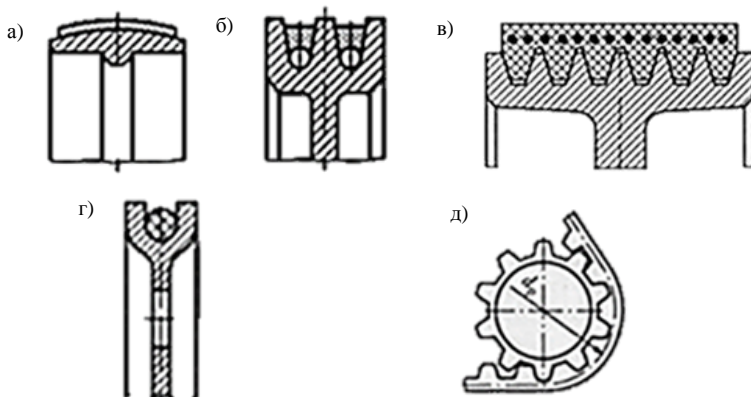


Рис. 1.1. Сечения ремня ременных передач:
а) – плоского; б) – клинового; в) – поликлинового; г) – круглого; д) – зубчатого

Основными критериями работоспособности ременных передач являются тяговая способность и долговечность ремня. Тяговая способность зависит от сил трения между ремнем и шкивом, которые определяются величиной предварительного натяжения и углом обхвата. Долговечность ремня в условиях нормальной эксплуатации ограничивается разрушением его от усталости. Основными факторами, влияющими на износ ремня, являются: переменные напряжения в ремне, число циклов нагружения, а также перегрев ремня. В настоящее время основным расчетом ременных передач является расчет по тяговой способности.

При проектировании передач расчетом определяются оптимальные параметры и напряжения, которые обеспечивают достаточную тяговую способность и расчетную долговечность ремня.

Максимальное напряжение в ремне можно определить по следующей зависимости:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_u + \sigma_v, \quad (1.1)$$

где σ_1 – напряжение от силы растяжения в ремне, МПа;

σ_u – напряжение от изгиба ремня, МПа;

σ_v – напряжение от центробежных сил, МПа.

Величина напряжения от силы растяжения в ремне σ_1 зависит от начального натяжения ремня и в основном определяет тяговую способность передачи, но в значительной мере влияет и на долговечность ремня. Так, по опытным данным, увеличение начального натяжения ремня с 1,2 МПа до 1,5 МПа уменьшает относительную долговечность его примерно в 3 раза. Кроме того, увеличение предварительного натяжения дополнительно нагружает валы и подшипники.

Напряжение от изгиба ремня σ_u зависит от радиуса изгиба ремня, т. е. от диаметра шкива. Так, по опытным данным, увеличение диаметра шкива для ремня типа В с 180 до 200 мм способствует увеличению относительной долговечности его примерно в 2 раза, за счет уменьшения напряжений изгиба [1].

Увеличение окружной скорости приводит к увеличению напряжений от центробежных сил σ_v . Так при $V = 10$ м/с напряжения $\sigma_v \approx 0,1$ МПа, при $V = 20$ м/с величина $\sigma_v \approx 0,4$ МПа – при плотности материала клинового ремня $\rho \approx 1100 \dots 1250$ кг/м³ [1].

Долговечность ремня зависит не только от величины напряжений, но также от характера и частоты цикла изменения этих напряжений. Частота цикла напряжений равна частоте пробегов ремня:

$$v = \frac{V}{L} \leq [v], \quad (1.2)$$

где V – окружная скорость, м/с;

L – длина ремня, м;

$[v]$ – допускаемая частота пробегов ремня, с⁻¹.

Чем больше v , тем меньше долговечность ремня. Поэтому приняты ограничения на частоту пробегов ремня. Так, для клиноременных передач $[v] \leq 10 \dots 20$ с⁻¹, а для поликлиноременных передач – $[v] \leq 30$ с⁻¹ [2]. Допускаемое значение косвенно ограничивает минимальную длину ремня или межосевое расстояние.

С другой стороны, увеличение межосевого расстояния и диаметра шкива приводит к увеличению габаритов передачи.

Практикой эксплуатации установлено, что при соблюдении рекомендаций при проектировании, точном монтаже и нормальной работе, средняя долговечность ремней составляет 2000...3000 ч. [1].

2. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

1. Выбираем сечение ремня.

Сечение ремня выбирается по диаграмме в зависимости от передаваемой мощности P_1 и частоты вращения малого шкива n_1 (рис. 2.1). Ремни с большей площадью поперечного сечения имеют большую нагрузочную способность, но обладают меньшей гибкостью, что приведет к выбору шкива с большим диаметром. Выбор ремня с меньшей площадью сечения позволит получить меньшие габариты передачи, но с большим числом ремней.

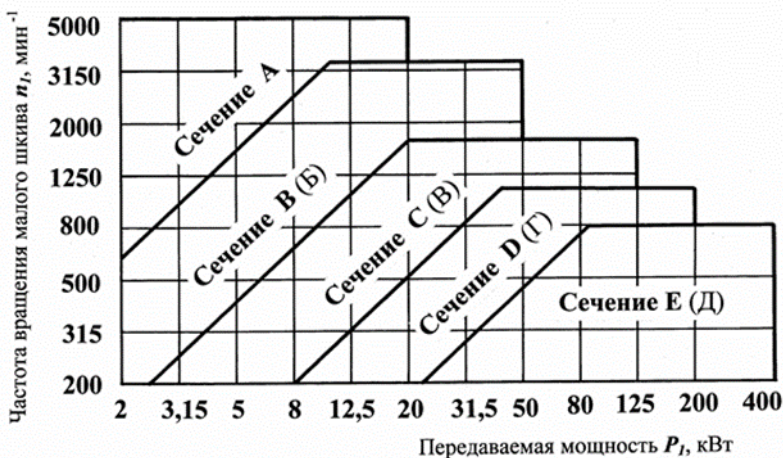


Рис. 2.1. Диаграмма для выбора сечения клинового ремня

При мощности менее 2 кВт рекомендуется выбирать ремень типа О, при мощности более 100 кВт – ремни типа Е (Д).

2. Выписываем параметры ремня (табл. 2.1).

Основные размеры клинового ремня показаны на рис. 2.2.

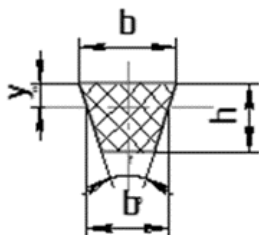


Рис. 2.2. Основные размеры клинового ремня

Т а б л и ц а 2.1. Основные размеры клиновых ремней [3]

Обозначение сечения	Размеры сечения, мм				Площадь сечения A , мм ²	Длина ремня L , мм	Минимальный диаметр шкива d_{1min} , мм	Погонная масса ремня q , кг/м
	b	b_p	h	y				
О (Z)	10	8,5	6	2,1	47	400...2500	63	0,06
А (A)	13	11	8	2,8	81	560...4000	90	0,10
Б (B)	17	14	10,5	4,0	138	800...6300	125	0,18
В (C)	22	19	13,5	4,8	230	1800...10000	200	0,30
Г (D)	32	27	19	6,9	476	3150...15000	315	0,60
Д (E)	38	32	23,5	8,3	692	4500...18000	500	0,90
ЕО (E)	50	42	30	9,4	1170	6300...18000	800	1,52
УО (SPZ)	10	8,5	8	2,0	56	630...3550	63	0,07
УА (SPA)	13	11	10	2,8	93	800...4500	90	0,12
УБ (SPB)	17	14	13	3,5	159	1250...8000	140	0,20
УВ (SPC)	22	19	18	4,8	278	2000...8000	224	0,36

Примечание. В скобках даны обозначения ремней в международной системе ISO.

3. Определяем диаметры ведущего и ведомого шкивов.

Диаметр ведущего шкива d_1 клиноременной передачи определяется по следующей зависимости:

$$d_1 = (3...4) \sqrt[3]{T_1}, \quad (2.1)$$

где T_1 – крутящий момент на ведущем шкиве, Н·мм.

Полученный диаметр ведущего шкива необходимо согласовать со стандартным диаметром. Стандартные значения диаметров представлены в табл. 2.2.

Т а б л и ц а 2.2. Стандартные значения диаметров шкивов [3]

Стандартные значения диаметров шкивов d_1, d_2 , мм
40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000

Диаметр ведомого шкива d_2 с учетом относительного скольжения определяют по следующей зависимости:

$$d_2 = d_1 \cdot U \cdot (1 - \varepsilon), \quad (2.2)$$

где U – передаточное отношение ременной передачи (см. разд. 1 курсового проекта);

ε – относительное скольжение ремня по шкиву. Принимать $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$ [3].

Полученный диаметр ведомого шкива необходимо согласовать со стандартным диаметром (см. табл. 2.2).

4. Уточняем передаточное отношение ременной передачи с учетом скольжения.

Уточненное передаточное отношение ременной передачи определяется по формуле

$$U = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)}. \quad (2.3)$$

5. Определяем межосевое расстояние ременной передачи.

Минимальное межосевое расстояние клиноременной передачи определяется по формуле

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + h, \quad (2.4)$$

где h – высота выбранного сечения ремня, мм (см. табл. 2.1).

Максимальное межосевое расстояние клиноременной передачи определяется по формуле

$$a_{\max} = 2(d_1 + d_2). \quad (2.5)$$

Из полученного интервала между a_{\min} и a_{\max} принимаем значения межосевого расстояния a^* .

6. Определяем расчетную длину ремня.

Расчетная длина ремня определяется по следующей зависимости:

$$L_p = 2a^* + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a^*}. \quad (2.6)$$

Полученное значение длины ремня округляют до стандартного (см. табл. 2.3).

7. Уточняем межосевое расстояние с учетом стандартной длины ремня.

Уточненное межосевое расстояние определяется по формуле

$$a = 0,125 \left[2L - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{(2L - \pi(d_1 + d_2))^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right], \quad (2.7)$$

где L – стандартная длина ремня, мм.

Т а б л и ц а 2.3. Стандартные значения длин ремня [3]

Стандартные значения длин клиновых ремней, мм	
400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000	

8. Определяем угол обхвата на ведущем шкиве.

Угол обхвата ремнем ведущего шкива α_1 определяется по формуле

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57 \frac{d_2 - d_1}{a}. \quad (2.8)$$

9. Определяем окружную скорость.

Окружная скорость определяется по следующей формуле:

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3}, \quad (2.9)$$

где n_1 – частота вращения ведущего шкива, мин⁻¹.

10. Определяем допускаемую мощность, передаваемую одним ремнем типовой ременной передачи [P]₀.

Допускаемая мощность, передаваемая одним ремнем типовой ременной передачи, определяется по табл. 2.4, 2.5 в зависимости от сечения ремня, диаметра ведущего шкива d_1 , передаточного отношения U и частоты вращения ведущего шкива n_1 .

Т а б л и ц а 2.4. Допускаемая мощность, передаваемая одним ремнем типовой ременной передачи [P]₀, кВт [2]

d_1 , мм	U	Частота вращения ведущего шкива n_1 , мин ⁻¹								
		700	800	950	1200	1450	1600	2000	2400	2800
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Ремень сечения Z (O) при $L = 1320$ мм										
63	1,05	0,27	0,31	0,35	0,42	0,49	0,53	0,63	0,72	0,80
	1,2	0,28	0,32	0,36	0,44	0,51	0,55	0,65	0,75	0,83
	1,5	0,29	0,33	0,38	0,45	0,53	0,57	0,67	0,77	0,86
	≥3	0,30	0,34	0,39	0,47	0,54	0,59	0,69	0,79	0,88

Продолжение табл. 2.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
71	1,05	0,34	0,38	0,44	0,53	0,61	0,66	0,79	0,91	1,01
	1,2	0,35	0,39	0,45	0,54	0,63	0,69	0,82	0,94	1,05
	1,5	0,36	0,40	0,46	0,56	0,66	0,71	0,84	0,97	1,08
	≥3	0,37	0,42	0,48	0,58	0,68	0,73	0,87	1,00	1,11
80	1,05	0,41	0,46	0,53	0,64	0,75	0,81	0,97	1,11	1,24
	1,2	0,42	0,47	0,55	0,66	0,77	0,84	1,00	1,15	1,28
	1,5	0,44	0,49	0,56	0,68	0,80	0,86	1,03	1,18	1,32
	≥3	0,45	0,50	0,58	0,71	0,82	0,89	1,06	1,22	1,36
90	1,05	0,49	0,54	0,63	0,77	0,89	0,97	1,16	1,33	1,48
	1,2	0,50	0,56	0,65	0,79	0,93	1,00	1,20	1,37	1,53
	1,5	0,52	0,58	0,67	0,82	0,96	1,03	1,23	1,42	1,58
	≥3	0,54	0,60	0,69	0,84	0,99	1,07	1,27	1,46	1,63
100	1,05	0,56	0,63	0,73	0,89	1,04	1,13	1,34	1,54	1,71
	1,2	0,58	0,65	0,75	0,92	1,07	1,16	1,39	1,59	1,77
	1,5	0,60	0,67	0,78	0,95	1,11	1,20	1,43	1,64	1,83
	≥3	0,62	0,70	0,83	0,98	1,14	1,24	1,48	1,69	1,89
112 и более	1,05	0,65	0,73	0,85	1,03	1,21	1,31	1,56	1,78	1,97
	1,2	0,68	0,76	0,88	1,07	1,25	1,35	1,61	1,84	2,04
	1,5	0,70	0,78	0,91	1,10	1,29	1,40	1,66	1,90	2,11
	≥3	0,72	0,81	0,94	1,14	1,33	1,44	1,72	1,96	2,17
Ремень сечения А при L = 1700 мм										
90	1,05	0,63	0,70	0,80	0,96	1,10	1,19	1,38	1,56	1,70
	1,2	0,65	0,72	0,83	0,99	1,14	1,23	1,43	1,61	1,76
	1,5	0,67	0,75	0,85	1,02	1,18	1,27	1,48	1,68	1,82
	≥3	0,69	0,77	0,88	1,05	1,21	1,31	1,53	1,73	1,87
100	1,05	0,77	0,85	0,98	1,18	1,36	1,47	1,72	1,94	2,12
	1,2	0,79	0,88	1,01	1,22	1,41	1,52	1,78	2,01	2,19
	1,5	0,82	0,91	1,05	1,25	1,45	1,57	1,84	2,07	2,27
	≥3	0,84	0,94	1,08	1,30	1,50	1,62	1,89	2,14	2,34
112	1,05	0,93	1,04	1,19	1,44	1,67	1,80	2,11	2,38	2,60
	1,2	0,96	1,07	1,23	1,49	1,72	1,86	2,18	2,46	2,69
	1,5	0,99	1,11	1,27	1,54	1,78	1,92	2,25	2,54	2,78
	≥3	1,02	1,14	1,31	1,59	1,84	1,98	2,33	2,62	2,87
125	1,05	1,10	1,23	1,42	1,72	1,99	2,15	2,52	2,84	3,09
	1,2	1,14	1,28	1,47	1,77	2,06	2,22	2,61	2,93	3,19
	1,5	1,18	1,32	1,52	1,83	2,13	2,29	2,69	3,03	3,30
	≥3	1,22	1,36	1,57	1,89	2,19	2,36	2,78	3,12	3,40
140	1,05	1,30	1,46	1,68	2,03	2,36	2,54	2,97	3,33	3,60
	1,2	1,35	1,51	1,74	2,10	2,43	2,62	3,07	3,44	3,72
	1,5	1,39	1,56	1,79	2,17	2,51	2,71	3,17	3,56	3,85
	≥3	1,43	1,60	1,85	2,24	2,59	2,79	3,27	3,67	3,87
160	1,05	1,56	1,75	2,02	2,44	2,82	3,04	3,54	3,93	4,20
	1,2	1,62	1,81	2,09	2,52	2,92	3,14	3,66	4,07	4,35
	1,5	1,67	1,87	2,15	2,60	3,02	3,24	3,78	4,20	4,49

Продолжение табл. 2.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
160	≥3	1,72	1,93	2,22	2,69	3,11	3,35	3,90	4,33	4,63
180 и более	1,05	1,82	2,04	2,35	2,83	3,27	3,52	4,07	4,47	4,70
	1,2	1,88	2,10	2,43	2,93	3,38	3,63	4,20	4,62	4,86
	1,5	1,94	2,17	2,51	3,03	3,50	3,75	4,34	4,77	5,02
	≥3	2,00	2,24	2,59	3,12	3,61	3,87	4,48	4,92	5,18
Ремень сечения В (Б) при L = 2240 мм										
<i>d</i> ₁	<i>U</i>	500	700	800	950	1000	1200	1450	1600	2400
125	1,05	1,04	1,35	1,49	1,69	1,76	2,00	2,27	2,41	2,95
	1,2	1,07	1,39	1,54	1,75	1,82	2,07	2,35	2,50	3,05
	1,5	1,11	1,44	1,59	1,81	1,88	2,13	2,42	2,58	3,15
	≥3	1,14	1,48	1,64	1,86	1,93	2,20	2,50	2,66	3,25
140	1,05	1,30	1,70	1,89	2,15	2,24	2,56	2,91	3,11	3,83
	1,2	1,34	1,76	1,95	2,22	2,32	2,64	3,01	3,22	3,96
	1,5	1,39	1,81	2,01	2,30	2,39	2,72	3,10	3,32	4,09
	≥3	1,43	1,87	2,08	2,37	2,46	2,82	3,21	3,42	4,22
160	1,05	1,64	2,16	2,40	2,75	2,86	3,28	3,75	4,00	4,91
	1,2	1,70	2,23	2,48	2,84	2,96	3,39	3,87	4,13	5,08
	1,5	1,75	2,31	2,57	2,94	3,05	3,50	4,00	4,27	5,25
	≥3	1,81	2,38	2,65	3,03	3,15	3,61	4,13	4,40	5,41
180	1,05	1,98	2,61	2,91	3,33	3,47	3,98	4,55	4,85	5,87
	1,2	2,05	2,70	3,01	3,45	3,59	4,11	4,70	5,11	6,07
	1,5	2,12	2,79	3,11	3,56	3,70	4,25	4,85	5,17	6,27
	≥3	2,18	2,88	3,21	3,67	3,82	4,38	5,01	5,34	6,47
200	1,05	2,32	3,06	3,41	3,91	4,07	4,66	5,31	5,65	6,70
	1,2	2,39	3,16	3,53	4,04	4,20	4,82	5,49	5,84	6,93
	1,5	2,47	3,27	3,61	4,17	4,34	4,97	5,67	6,03	7,15
	≥3	2,55	3,37	3,76	4,30	4,48	5,13	5,85	6,22	7,42
224	1,05	2,71	3,59	4,00	4,58	4,76	5,44	6,18	6,55	7,55
	1,2	2,80	3,71	4,13	4,73	4,92	5,63	6,39	6,77	7,80
	1,5	2,89	3,83	4,27	4,89	5,08	5,81	6,60	7,10	8,08
	≥3	2,99	3,95	4,40	5,04	5,24	6,00	6,81	7,22	8,31
250	1,05	3,13	4,14	4,62	5,28	5,49	6,25	7,06	7,49	8,40
	1,2	3,24	4,28	4,77	5,46	5,67	6,47	7,30	7,74	8,44
	1,5	3,34	4,42	4,93	5,63	5,86	6,68	7,58	8,00	8,71
	≥3	3,45	4,56	5,08	5,81	6,04	6,89	7,82	8,25	8,99
280 и более	1,05	3,61	4,77	5,31	6,06	6,29	7,14	8,03	8,41	-
	1,2	3,73	4,93	5,49	6,26	6,50	7,42	8,30	8,69	-
	1,5	3,86	5,10	5,67	6,47	6,72	7,66	8,57	8,97	-
	≥3	3,96	5,26	5,85	6,67	6,93	7,91	8,84	9,26	-
Ремень сечения С (В) при L = 3750 мм										
<i>d</i> ₁	<i>U</i>	400	700	800	950	1000	1100	1200	1300	1450
200	1,05	2,50	3,81	4,20	4,74	4,90	5,20	5,48	5,73	6,04
	1,2	2,58	3,95	4,35	4,80	5,06	5,38	5,66	5,92	6,25
	1,5	2,67	4,08	4,49	5,06	5,23	5,55	5,85	6,11	6,45

Продолжение табл. 2.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
200	≥3	2,75	4,21	4,64	5,22	5,40	5,73	6,03	6,33	6,66
224	1,05	3,10	4,80	5,30	5,98	6,19	6,58	6,94	7,26	7,71
	1,2	3,20	4,96	5,47	6,18	6,40	6,81	7,18	7,55	7,97
	1,5	3,31	5,12	5,65	6,38	6,61	7,03	7,45	7,80	8,23
	≥3	3,41	5,29	5,83	6,58	6,82	7,25	7,69	8,04	8,49
250	1,05	3,74	5,83	6,45	7,28	7,59	8,07	8,50	8,88	9,38
	1,2	3,87	6,03	6,66	7,58	7,84	8,34	8,78	9,18	9,67
	1,5	4,00	6,23	6,88	7,82	8,10	8,61	9,07	9,48	9,99
	≥3	4,12	6,43	7,10	8,07	8,35	8,88	9,36	9,78	10,30
280	1,05	4,48	7,00	7,78	8,78	9,06	9,65	10,15	10,58	11,10
	1,2	4,63	7,24	8,04	9,80	9,36	9,97	10,49	10,94	11,47
	1,5	4,78	7,52	8,30	9,87	9,70	10,30	10,82	11,29	11,84
	≥3	4,93	7,76	8,57	9,97	10,00	10,62	11,13	11,65	12,20
315	1,05	5,32	8,37	9,24	10,40	10,75	11,38	11,93	12,39	12,89
	1,2	5,50	8,65	9,55	10,75	11,11	11,76	12,33	12,81	13,33
	1,5	5,68	8,93	9,86	11,10	11,47	12,15	12,73	13,22	13,76
	≥3	5,86	9,21	10,17	11,45	11,83	12,53	13,14	13,64	14,20
355	1,05	6,26	9,83	10,83	12,14	12,59	13,20	13,77	14,21	14,61
	1,2	6,47	10,36	11,19	12,55	12,94	13,63	14,23	14,69	15,10
	1,5	6,69	10,49	11,56	12,95	13,36	14,09	14,70	15,17	15,59
	≥3	6,90	10,82	11,92	13,36	13,79	14,54	15,16	15,64	16,09
450 и более	1,05	8,48	13,03	14,28	15,75	16,15	16,78	17,17	17,32	–
	1,2	8,77	13,51	14,76	16,29	16,70	17,34	17,75	17,90	–
	1,5	9,05	13,95	15,24	16,28	17,24	17,91	18,33	18,49	–
	≥3	9,34	14,39	15,72	17,35	17,78	18,47	18,91	19,07	–
Ремень сечения D (Г) при L = 6000 мм										
<i>d</i> ₁	<i>U</i>	200	300	400	500	700	800	950	1100	1200
315	1,05	4,34	5,99	7,49	8,95	11,56	12,82	14,51	15,07	17,28
	1,2	4,51	6,22	7,78	9,29	12,01	13,32	15,07	15,66	17,95
	1,5	4,68	6,46	8,08	9,64	12,46	13,81	15,63	16,75	18,62
	≥3	4,81	6,63	8,29	9,90	12,80	14,19	16,06	16,68	19,12
355	1,05	5,50	7,65	9,56	11,28	14,18	15,35	16,71	17,06	17,85
	1,2	5,69	7,91	9,88	11,66	14,66	15,86	17,28	17,63	18,45
	1,5	5,87	8,17	10,20	12,04	15,13	16,38	17,84	18,21	19,06
	≥3	6,06	8,43	10,52	12,42	15,63	16,90	18,40	18,78	19,66
400	1,05	6,75	9,45	11,85	14,02	17,66	19,11	20,76	21,16	21,94
	1,2	6,98	9,76	11,25	14,49	18,26	19,75	21,46	21,87	22,68
	1,5	7,21	10,08	12,64	14,96	18,85	20,40	22,16	22,59	23,42
	≥3	7,48	10,40	13,04	15,44	19,45	21,04	22,86	23,50	24,16
500	1,05	9,53	13,33	16,77	19,84	24,82	26,66	28,46	28,79	28,57
	1,2	9,85	13,78	17,33	20,51	25,66	27,56	29,42	29,76	29,54
	1,5	10,17	14,23	17,90	21,18	26,50	28,45	30,38	30,73	30,50
	≥3	10,49	14,68	18,46	21,85	27,34	29,35	31,34	31,70	31,47
560	1,05	11,14	15,60	19,61	23,16	28,70	30,59	32,13	32,26	–

Окончание табл. 2.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
560	1,2	11,51	16,12	20,27	23,94	29,67	31,62	33,21	33,35	–
	1,5	11,89	16,65	20,93	24,72	30,64	32,65	34,30	34,44	–
	≥3	12,26	17,17	21,59	25,50	31,63	33,68	35,38	35,53	–
630	1,05	12,98	18,18	22,82	26,84	32,79	34,54	35,38	–	–
	1,2	13,42	18,80	23,59	27,75	33,90	35,71	36,58	–	–
	1,5	13,86	19,41	24,36	28,66	35,01	36,88	37,78	–	–
	≥3	14,29	20,02	25,13	29,56	36,11	38,04	38,97	–	–
Ремень сечения E (Д) при L = 7100 мм										
<i>d</i> ₁	<i>U</i>	200	300	400	500	600	700	750	800	950
500	1,05	11,54	15,48	19,20	22,40	25,06	27,12	27,92	28,54	29,31
	1,2	11,61	16,00	19,35	23,16	25,91	28,04	28,16	29,50	30,30
	1,5	11,99	16,52	20,49	23,92	26,75	28,96	29,80	30,46	31,28
	≥3	12,37	17,04	21,14	24,67	27,60	29,87	30,74	31,43	32,27
560	1,05	13,54	18,73	23,28	27,16	30,33	32,69	33,55	34,18	34,57
	1,2	14,00	19,37	24,07	28,08	31,35	33,80	34,69	35,34	35,74
	1,5	14,46	20,00	24,85	29,00	32,37	34,90	35,82	36,49	36,90
	≥3	14,91	20,63	25,64	29,91	33,40	36,01	36,95	37,65	38,07
630	1,05	16,91	22,45	27,89	32,45	36,05	38,56	39,37	39,86	40,24
	1,2	16,74	23,21	28,83	33,55	37,27	39,87	40,70	41,21	40,57
	1,5	17,28	23,46	29,77	34,55	38,49	41,17	42,03	42,56	41,89
	≥3	17,83	24,72	30,71	35,74	39,70	42,47	43,36	43,90	43,22
710	1,05	19,17	26,59	32,94	38,13	42,00	44,37	44,93	45,05	–
	1,2	19,82	27,48	34,06	39,42	43,42	45,87	46,45	46,57	–
	1,5	20,46	28,38	35,17	40,71	44,84	47,37	47,97	48,09	–
	≥3	21,11	29,28	36,28	42,00	46,26	48,87	49,49	49,61	–
Ремень сечения EO (E) при L = 8500 мм										
<i>d</i> ₁	<i>U</i>	100	150	200	250	300	400	500	600	700
800	1,05	13,63	18,99	24,14	28,70	32,83	39,89	44,89	47,69	47,55
	1,2	14,06	19,58	25,61	29,73	34,00	41,51	46,88	50,05	50,34
	1,5	14,49	20,24	25,76	30,76	35,18	43,13	48,94	52,48	53,14
	≥3	14,87	20,83	26,49	31,87	36,51	44,82	50,93	54,90	55,94
900	1,05	15,20	22,67	28,70	34,59	39,38	47,38	52,69	55,05	–
	1,2	15,97	23,26	29,51	35,62	40,55	49,02	54,76	57,41	–
	1,5	16,34	23,85	30,32	36,58	41,73	50,64	56,67	59,84	–
	≥3	16,78	24,43	31,13	37,63	43,05	52,26	58,73	62,26	–

Т а б л и ц а 2.5. Допускаемая мощность, передаваемая одним узким ремнем типовой ременной передачи [P]_в, кВт [2]

Сечение ремня	Диаметр ведущего шкива <i>d</i> ₁ , мм	Скорость ремня <i>V</i> , м/с				
		5	10	20	30	40
1	2	3	4	5	6	7
SPZ (VO)	63	0,95	1,50	1,85	–	–
	71	1,18	1,95	2,73	–	–

1	2	3	4	5	6	7
SPZ (УО)	80	1,38	2,34	3,50	–	–
	90	1,58	2,65	4,20	4,55	–
SPA (УА)	90	1,56	2,57	–	–	–
	100	1,89	3,15	–	–	–
	112	2,17	3,72	5,62	–	–
	125	2,41	4,23	6,60	7,10	–
SPB (УБ)	140	2,95	5,00	–	–	–
	160	3,45	5,98	9,10	–	–
	180	3,80	6,70	10,60	11,50	–
	200	4,12	7,30	11,90	13,30	–
SPC (УВ)	224	5,45	9,40	14,10	–	–
	250	6,05	10,60	16,60	17,10	–
	280	6,60	11,50	18,70	20,70	–
	315	7,08	12,80	20,90	23,90	22,70

11. Определяем допускаемую мощность, передаваемую одним ремнем в реальных условиях $[P]$.

Допускаемая мощность, передаваемая одним ремнем в реальных условиях, определяется по следующей зависимости:

$$[P] = [P]_0 \cdot C_L \cdot C_\alpha \cdot C_p \cdot C_V, \quad (2.10)$$

где C_L – коэффициент, учитывающий длину ремня. Принимается по табл. 2.6;

C_α – коэффициент, учитывающий угол обхвата ремнем ведущего шкива. Принимается по табл. 2.7;

C_p – коэффициент, учитывающий режим работы. Принимается по табл. 2.8;

C_V – коэффициент, учитывающий скорость ремня. Принимается по табл. 2.9.

Т а б л и ц а 2.6. Коэффициент C_L , учитывающий длину ремня [3]

L , мм	Сечение ремня					
	Z (О)	A	B (Б)	C (В)	D (Г)	E (Д)
1	2	3	4	5	6	7
400	0,79	–	–	–	–	–
500	0,81	–	–	–	–	–
560	0,82	0,79	–	–	–	–
710	0,86	0,83	–	–	–	–
900	0,92	0,87	0,82	–	–	–

1	2	3	4	5	6	7
1000	0,95	0,90	0,85	–	–	–
1250	0,98	0,93	0,88	–	–	–
1500	1,03	0,98	0,92	–	–	–
1800	1,06	1,01	0,95	0,86	–	–
2000	1,08	1,03	0,98	0,88	–	–
2240	1,10	1,06	1,00	0,91	–	–
2500	1,30	1,09	1,03	0,93	–	–
2800	–	1,11	1,05	0,95	–	–
3150	–	1,13	1,07	0,97	0,86	–
4000	–	1,17	1,13	1,02	0,91	–
4750	–	–	1,17	1,06	0,95	0,91
5300	–	–	1,19	1,08	0,97	0,94
6300	–	–	1,23	1,12	1,01	0,97
7500	–	–	–	1,16	1,05	1,01
9000	–	–	–	1,21	1,09	1,05
10000	–	–	–	1,23	1,11	1,07

Т а б л и ц а 2.7. Коэффициент C_a , учитывающий угол обхвата ремнем ведущего шкива [3]

α_1 , град	180	160	140	120	100	90	70
C_a	1,00	0,95	0,89	0,82	0,83	0,68	0,56

Т а б л и ц а 2.8. Коэффициент C_p , учитывающий режим работы [3]

Режим работы	Тип машины	Количество смен работы		
		1	2	3
Легкий	Конвейеры ленточные, насосы и компрессоры центробежные, токарные и шлифовальные станки	1,0	1,1	1,2
Средний	Конвейеры цепные, элеваторы, компрессоры и насосы поршневые, станки фрезерные, пилы дисковые	1,1	1,2	1,5
Тяжелый	Конвейеры скребковые, шнеки, станки строгальные, долбежные и деревообрабатывающие, прессы, машины для брикетирования кормов	1,2	1,3	1,6
Очень тяжелый	Подъемники, экскаваторы, молоты, дробилки, лесопильные рамы	1,3	1,5	1,7

Т а б л и ц а 2.9. Коэффициент C_v , учитывающий скорость ремня [1]

V_1 , м/с	5	10	15	20	25	30
C_v	1,03	1,00	0,95	0,88	0,79	0,68

12. Определяем необходимое число ремней.

Необходимое число ремней определяется по формуле

$$z = \frac{P_1}{[P]} \leq 7, \quad (2.11)$$

где P_1 – мощность на ведущем шкиве ременной передачи, кВт.

13. Определяем предварительное натяжение ремня.

Предварительное натяжение ремня определяется по следующей формуле:

$$F_0 = \frac{850 \cdot P_1 \cdot C_L}{V \cdot z \cdot C_\alpha \cdot C_p} + q \cdot V^2, \quad (2.12)$$

где q – погонная масса ремня, кг/м (см. табл. 2.1).

14. Определяем натяжения ведущей и ведомой ветвей.

Натяжение ведущей ветви определяется по следующей формуле:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2z}, \quad (2.13)$$

где F_t – окружная сила, Н.

Натяжение ведомой ветви определяется по следующей формуле:

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2z}. \quad (2.14)$$

Окружная сила определяется по следующей зависимости:

$$F_t = \frac{P_1}{V}. \quad (2.15)$$

15. Определяем нагрузку на вал от ременной передачи.

$$F_g = 2F_0 \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}. \quad (2.16)$$

16. Проверяем ремень на буксование.

Проверка ремня на буксование производится по следующей зависимости:

$$\frac{F_1}{F_2} \leq e^{f\alpha_1}, \quad (2.17)$$

где f – приведенный коэффициент трения между ремнем и шкивом. Для чугунных и стальных шкивов для резинотканевых ремней можно принимать $f = 0,9 \dots 1,05$.

17. Определяем напряжения в ремне.

Максимальное напряжение в ремне определяется по следующей формуле:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{в}} \leq [\sigma], \quad (2.18)$$

где σ_1 – напряжение от силы растяжения в ремне, МПа;

$\sigma_{\text{и}}$ – напряжение от изгиба ремня, МПа;

$\sigma_{\text{в}}$ – напряжение от центробежных сил, МПа;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение в ремне, МПа. Принимается в зависимости от материала ремня. Для резинотканевых ремней $[\sigma] = 7 \dots 9$ МПа [3].

Напряжение от силы растяжения в ремне определяется по формуле

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A}, \quad (2.19)$$

где A – площадь поперечного сечения ремня, мм² (см. табл. 2.1).

Напряжение от изгиба ремня определяется по следующей формуле:

$$\sigma_{\text{и}} = E \frac{\delta}{d_1}, \quad (2.20)$$

где E – модуль упругости материала ремня, МПа. Для резинотканевых ремней $E = 100 \dots 200$ МПа [3];

δ – толщина ремня до нейтрального слоя, мм.

Толщину ремня до нейтрального слоя определяют по формуле

$$\delta \leq 0,03d_1. \quad (2.21)$$

Напряжение от центробежных сил в ремне определяют по следующей формуле:

$$\sigma_v = \rho \cdot V^2 \cdot 10^{-6}, \quad (2.22)$$

где ρ – плотность материала ремня, кг/м³. Для резинотканевых ремней $\rho = 1100 \dots 1200$ кг/м³.

18. Проверяем ремень на долговечность.

На долговечность ремень проверяют по частоте его пробегов, которая определяется по следующей зависимости:

$$v = \frac{V}{L} \leq [v], \quad (2.23)$$

где $[v]$ – допустимая частота пробегов ремня, с⁻¹. Для клиновых ремней $[v] \leq 10 \dots 20$ с⁻¹.

19. Определяем ширину ободов шкивов.

Ширина обода шкива определяется по следующей зависимости:

$$B = (z - 1)e + 2 \cdot b_1, \quad (2.24)$$

где e и b_1 – размеры шкива (рис. 2.3), мм.

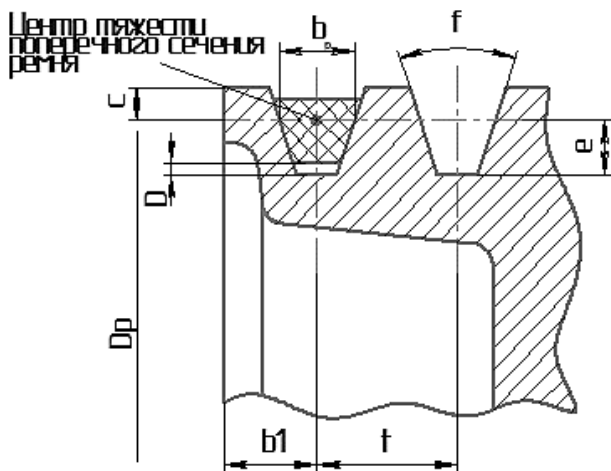


Рис. 2.3. Основные параметры шкива клиноременной передачи

Параметры шкива e и b_1 определяются по табл. 2.10.

Т а б л и ц а 2.10. Основные параметры шкивов клиноременной передачи [3]

Сече- ние ремня	c	e	t	b_1	Расчетные диаметры при угле ϕ° , мм			
					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	6,9	23,5	44,5	29	–	500...560	630...1120	1250
Е	12,5	31	58	38	–	–	800...1400	1600
SPZ (УО)	2,5	10	12	8	63...80	–	≥ 80	–
SPA (УА)	3,3	13	15	10	90...112	–	≥ 112	–
SPB (УБ)	4,2	17	19	12,5	140...180	–	≥ 180	–

3. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА ПОЛИКЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

1. Выбираем сечение ремня.

По величинам P_1 и n_1 , используя диаграмму, приведенную на рис. 3.1, принимаем сечение ремня.

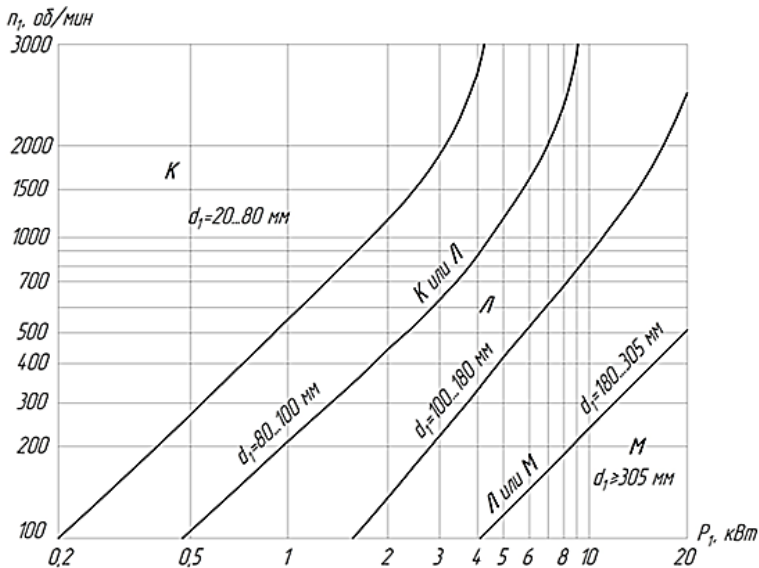


Рис. 3.1. Диаграмма для выбора сечения поликлинового ремня

2. Выписываем параметры ремня (табл. 3.1).

Основные размеры поликлинового ремня показаны на рис. 3.2.

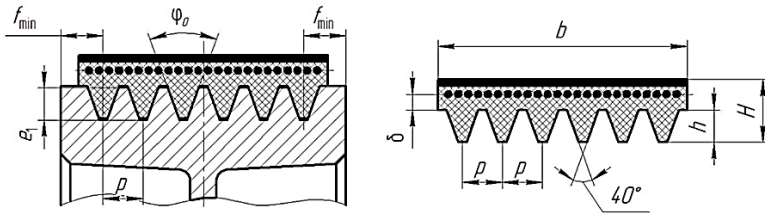


Рис. 3.2. Основные размеры поликлинового ремня

Таблица 3.1. Основные размеры поликлиновых ремней [2]

Обозначение сечения	Высота клина h , мм	Шаг p , мм	Высота ремня H , мм	Расстояние от оси ремня до впадин δ , мм	Площадь сечения ремня A , мм ²	Высота впадины шкива e_1 , мм	Мин. диаметр шкива d_{\min} , мм	Мин. расстояние от края шкива f_{\min} , мм	Погонная масса q , кг/м	Длина ремня L , мм	Число ребер z	Макс. число ребер
К	2,35 ± 0,10	2,4 ± 0,2	4,0 ± 0,5	1,0	6	3,30	40	3,5	0,010	400...2500	2...36	36
Л	4,85 ± 0,15	4,8 ± 0,3	9,5 ± 0,7	2,4	33	6,60	80	5,5	0,045	1250...4000	4...20	50
М	10,35 ± 0,20	9,5 ± 0,5	16,7 ± 1,0	3,5	114	13,05	180	10	0,160	2000...4000	4...20	50

3. Определяем диаметры ведущего и ведомого шкивов.

Диаметр ведущего шкива d_1 поликлиноремненной передачи определяется по следующей зависимости:

$$d_1 = (3...4) \sqrt[3]{T_1}, \quad (3.1)$$

где T_1 – крутящий момент на ведущем шкиве, Н·мм.

Полученный диаметр ведущего шкива необходимо согласовать со стандартным диаметром. Стандартные значения диаметров представлены в табл. 2.2.

Диаметр ведомого шкива d_2 с учетом относительного скольжения определяют по следующей зависимости:

$$d_2 = d_1 \cdot U \cdot (1 - \varepsilon), \quad (3.2)$$

где U – передаточное отношение ременной передачи (см. разд. 1 курсового проекта);

ε – относительное скольжение ремня по шкиву. Принимать $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$ [3].

Полученный диаметр ведомого шкива необходимо согласовать со стандартным диаметром (см. табл. 2.2).

4. Уточняем передаточное отношение ременной передачи с учетом скольжения.

Уточненное передаточное отношение ременной передачи определяется по формуле

$$U = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)}. \quad (3.3)$$

5. Определяем межосевое расстояние ременной передачи.

Минимальное межосевое расстояние поликлиноремненной передачи определяется по формуле

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + H, \quad (3.4)$$

где H – высота выбранного сечения ремня, мм (см. табл. 3.1).

Максимальное межосевое расстояние поликлиноремненной передачи определяется по формуле

$$a_{\max} = 2(d_1 + d_2). \quad (3.5)$$

Из полученного интервала между a_{\min} и a_{\max} принимаем значения межосевого расстояния a^* .

6. Определяем расчетную длину ремня.

Расчетная длина ремня определяется по следующей зависимости:

$$L_p = 2a^* + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a^*}. \quad (3.6)$$

Полученное значение длины ремня округляют до стандартного значения (см. табл. 2.3).

7. Уточняем межосевое расстояние с учетом стандартной длины ремня.

Уточненное межосевое расстояние определяется по формуле

$$a = 0,125 \left[2L - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{(2L - \pi(d_1 + d_2))^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right], \quad (3.7)$$

где L – стандартная длина ремня, мм.

8. Определяем угол обхвата на ведущем шкиве.

Угол обхвата ремнем ведущего шкива определяется по формуле

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57 \frac{d_2 - d_1}{a}. \quad (3.8)$$

9. Определяем окружную скорость.

Окружная скорость определяется по следующей формуле:

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3}, \quad (3.9)$$

где n_1 – частота вращения ведущего шкива, мин^{-1} .

10. Определяем допускаемую мощность, передаваемую типовой поликлиноремной передачей с десятью клиньями $[P_0]_{10}$.

Допускаемая мощность, передаваемая типовой поликлиноремной передачей с десятью клиньями, определяется по табл. 3.2 в зависимости от сечения ремня, диаметра ведущего шкива d_1 и окружной скорости V .

Т а б л и ц а 3.2. Допускаемая мощность $[P_0]_{10}$, передаваемая типовой поликлиноремной передачей с десятью клиньями, кВт [2]

Сечение ремня	Диаметр ведущего шкива d_1 , мм	Окружная скорость V , м/с							
		2	5	10	15	20	25	30	35
I	2	3	4	5	6	7	8	9	10
К $L_{\text{баз}} = 710$ мм	40	0,65	1,40	2,4	3,2	3,7	–	–	–
	45	0,70	1,55	2,7	3,6	4,3	4,9	–	–
	50	0,76	1,65	2,9	4,0	4,8	5,3	–	–
	56	0,80	1,80	3,1	4,3	5,2	5,9	6,2	–
	63	0,85	1,90	3,4	4,6	5,2	6,4	6,8	–
	71	0,88	2,00	3,6	4,9	6,0	6,9	7,4	7,6
	80	0,92	2,05	3,7	5,2	6,4	7,3	7,9	8,2
	90	0,95	2,15	3,9	5,4	6,7	7,7	8,4	–
	100	0,97	2,20	4,0	5,6	6,9	8,0	8,7	–

Окончание табл. 3.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
К $L_{\text{баз}} =$ $= 710 \text{ мм}$	112	1,00	2,25	4,1	5,8	7,2	8,2	9,1	–
	125	1,02	2,30	4,2	6,0	7,5	8,7	9,5	–
	140	1,02	2,35	4,3	6,2	7,6	8,8	9,6	–
Л $L_{\text{баз}} =$ $= 1600 \text{ мм}$	80	1,90	3,90	6,4	7,9	8,3	–	–	–
	90	2,20	4,50	7,6	9,7	10,8	–	–	–
	100	2,30	5,00	8,6	11,2	12,7	13,0	–	–
	112	2,54	5,50	9,6	12,7	14,7	15,3	–	–
	125	2,70	5,90	10,4	13,9	16,3	17,4	17,0	–
	140	2,90	6,30	11,0	15,0	17,8	19,2	19,0	17,2
	160	3,05	6,70	12,0	16,2	19,4	21,2	21,5	20,0
	180	3,10	7,00	12,6	17,0	20,6	22,8	23,4	23,6
	200	3,20	7,20	13,0	17,9	21,6	24,0	24,8	–
	224	3,30	7,50	13,5	18,6	22,6	25,2	26,2	–
	250	3,40	7,70	14,0	19,2	23,4	26,2	27,5	–
	280	3,50	7,90	14,3	19,7	24,0	27,2	28,6	–
	315	3,60	8,00	14,7	20,3	24,8	28,0	29,7	–
	355	3,60	8,20	15,0	20,7	25,5	28,8	30,6	–
	М $L_{\text{баз}} =$ $= 2240 \text{ мм}$	180	7,10	14,50	24,0	30,2	32,8	31,8	24,2
200		7,70	16,30	27,7	35,8	40,3	40,4	35,4	–
224		8,50	18,00	31,3	41,2	47,5	49,5	46,3	37,0
250		9,10	19,70	34,4	45,9	53,8	57,0	56,0	48,0
280		9,70	21,00	37,4	50,3	59,8	65,0	64,0	58,0
315		10,20	22,50	40,0	54,3	65,0	71,0	72,0	68,0
355		10,70	23,70	42,4	58,0	70,0	78,0	80,0	76,0
400		11,00	24,80	44,6	61,0	74,0	83,0	86,0	84,0
450		11,50	25,70	46,5	64,0	78,0	87,0	92,0	91,0
500		11,80	26,50	47,8	66,0	81,0	91,0	96,0	95,0
630		12,30	28,00	50,7	70,0	87,0	98,0	105,0	105,0
800		12,80	29,00	53,1	74,0	91,0	104,0	112,0	113,0
1000	13,00	29,80	54,7	76,0	94,0	108,0	117,0	119,0	

11. Определяем допускаемую мощность, передаваемую одним ремнем поликлиноременной передачи с десятью клиньями в реальных условиях $[P]_{10}$.

Допускаемая мощность, передаваемая одним ремнем поликлиноременной передачи с десятью клиньями в реальных условиях, определяется по следующей зависимости:

$$[P]_{10} = [P_0]_{10} \cdot C_L \cdot C_\alpha \cdot C_\rho \cdot C_V, \quad (3.10)$$

где C_L – коэффициент, учитывающий длину ремня. Принимается по табл. 3.3;

C_α – коэффициент, учитывающий угол обхвата ремнем ведущего шкива. Принимается по табл. 2.7;

C_p – коэффициент, учитывающий режим работы. Принимается по табл. 2.8;

C_V – коэффициент, учитывающий скорость ремня. Принимается по табл. 2.9.

Коэффициент C_L , учитывающий длину ремня, принимается по табл. 3.3 в зависимости от соотношения

$$\frac{L}{L_{\text{баз}}}, \quad (3.11)$$

где $L_{\text{баз}}$ – базовая длина ремня для каждого сечения (см. табл. 3.2), мм.

Т а б л и ц а 3.3. Значения коэффициента C_L , учитывающего длину ремня, для поликлиноремненной передачи [2]

$L/L_{\text{баз}}$	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6
C_L	0,80	0,85	0,89	0,91	0,96	1,0	1,03	1,06	1,08	1,11	1,12	1,14	1,15	1,16

12. Определяем необходимое число клиньев ремня.

Необходимое число клиньев ремня для поликлиноремненной передачи определяется по формуле

$$z = \frac{10 \cdot P_1}{[P]_{10}}. \quad (3.12)$$

13. Определяем предварительное натяжение ремня.

Предварительное натяжение ремня определяется по следующей формуле:

$$F_0 = \frac{850 \cdot P_1 \cdot C_L}{V \cdot C_\alpha \cdot C_p} + z \cdot q \cdot V^2, \quad (3.13)$$

где q – погонная масса ремня, кг/м (см. табл. 3.1).

14. Определяем натяжения ведущей и ведомой ветвей ремня.

Натяжение ведущей ветви определяется по следующей формуле:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}, \quad (3.14)$$

где F_t – окружная сила, Н.

Напряжение ведомой ветви определяется по следующей формуле:

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}. \quad (3.15)$$

Окружная сила определяется по следующей зависимости:

$$F_t = \frac{P}{V}. \quad (3.16)$$

15. Определяем нагрузку на вал от ременной передачи.

$$F_6 = 2F_0 \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}. \quad (3.17)$$

16. Проверяем ремень на буксование.

Проверка ремня на буксование производится по следующей зависимости:

$$\frac{F_1}{F_2} \leq e^{f\alpha_1}, \quad (3.18)$$

где f – приведенный коэффициент трения между ремнем и шкивом. Для чугунных и стальных шкивов для резинотканевых ремней можно принимать $f = 0,9 \dots 1,05$.

17. Определяем напряжения в ремне.

Максимальное напряжение в ремне определяется по следующей формуле:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{в}} \leq [\sigma], \quad (3.19)$$

где σ_1 – напряжение от силы растяжения в ремне, МПа;

$\sigma_{\text{и}}$ – напряжение от изгиба ремня, МПа;

$\sigma_{\text{в}}$ – напряжение от центробежных сил в ремне, МПа;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение в ремне, МПа. Принимается в зависимости от материала ремня. Для резино-тканевых ремней $[\sigma] = 7 \dots 9$ МПа [3].

Напряжение от силы растяжения в ремне определяется по формуле

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{z \cdot A}, \quad (3.20)$$

где A – площадь поперечного сечения ремня, мм² (см. табл. 3.1).

Напряжение от изгиба ремня определяется по следующей формуле

$$\sigma_u = E \frac{\delta}{d_1}, \quad (3.21)$$

где E – модуль упругости материала ремня, МПа. Для резинотканевых ремней $E = 100 \dots 200$ МПа [3];

δ – толщина ремня до нейтрального слоя, мм.

Толщину ремня до нейтрального слоя определяют по формуле

$$\delta \leq 0,03d_1. \quad (3.22)$$

Напряжение от центробежных сил в ремне определяют по следующей формуле:

$$\sigma_v = \rho \cdot V^2 \cdot 10^{-6}, \quad (3.23)$$

где ρ – плотность материала ремня, кг/м³. Для резинотканевых ремней $\rho = 1100 \dots 1200$ кг/м³.

18. Проверяем ремень на долговечность.

На долговечность ремень проверяют по частоте его пробегов, которая определяется по следующей зависимости:

$$v = \frac{V}{L} \leq [v], \quad (3.24)$$

где $[v]$ – допустимая частота пробегов ремня, с⁻¹. Для поликлиновых ремней допустимая частота пробегов ремня $[v] \leq 30$ с⁻¹.

19. Определяем ширину обода шкивов.

Ширина обода шкива определяется по следующей зависимости:

$$B = (z - 1)e + 2f, \quad (3.25)$$

где e и f – размеры шкива (рис. 3.3), мм.

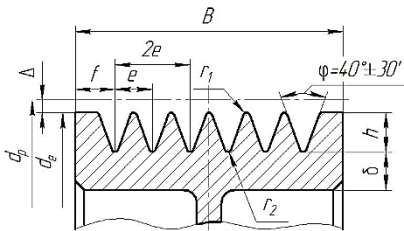


Рис. 3.3. Основные параметры шкива поликлиноременной передачи

Параметры шкива e и f определяются по табл. 3.4.

Т а б л и ц а 3.4. Основные параметры шкивов поликлиноременной передачи [2]

Сечение ремня	h	Δ	e	f	r_1	r_2
К	2,35	1,0	2,35	3,5	0,3	0,2
Л	4,8	2,4	4,85	5,5	0,5	0,4
М	9,5	3,5	10,35	10,0	0,8	0,6

4. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА ЗУБЧАТО-РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

1. Выбираем ремень.

Выбор зубчатого ремня (с трапецидальным и полукруглым профилем зуба (рис. 4.1)) производится по расчетному модулю, который определяется по следующей зависимости:

$$m \geq 35 \sqrt{\frac{P_1}{n_1}}, \quad (4.1)$$

где P_1 – мощность на ведущем шкиве, кВт.

Модуль округляем до ближайшего большего стандартного значения (табл. 4.1, 4.2).

Т а б л и ц а 4.1. Основные параметры зубчатых ремней с трапецидальным профилем зубьев [2]

Параметры ремня	Модуль ремня m , мм							
	1	1,5	2	3	4	5	7	10
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Шаг зубьев ремня p , мм	3,14	4,71	6,28	9,42	12,57	15,71	21,99	31,42
Высота зуба h , мм	0,8	1,2	1,5	2,0	2,5	3,5	6,0	9,0
Толщина ремня H , мм	1,6	2,2	3,0	4,0	5,0	6,0	11,0	15,0
Наименьшая толщина зуба s , мм	1,0	1,5	1,8	3,0	4,4	5,0	8,0	12,0

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Диаметр троса d_t , мм	0,36			0,62...0,75				
Угол профиля зуба 2γ , град	50							
Погонная масса ремня шириной 1 мм $q \cdot 10^{-3}$, кг/(м·мм)	1,5	2,0	2,8	3,5	4,4	5,2	8,0	12,7
Допустимая удельная нагрузка $[F_{0y}]$, Н/мм	2,5	3,5	5,0	9,0	25,0	30,0	32,0	42,0
Наибольшее передаточное число	7,7	10,0	11,5	12,0	8,0	8,0	5,7	4,7
Наименьшее допустимое число зубьев z на шкиве	13	10	10	10	15	15	18	18
Расстояние от оси ремня до впадин ремня δ^*	0,4	0,4	0,6	0,6	0,8	0,8	0,8	0,8

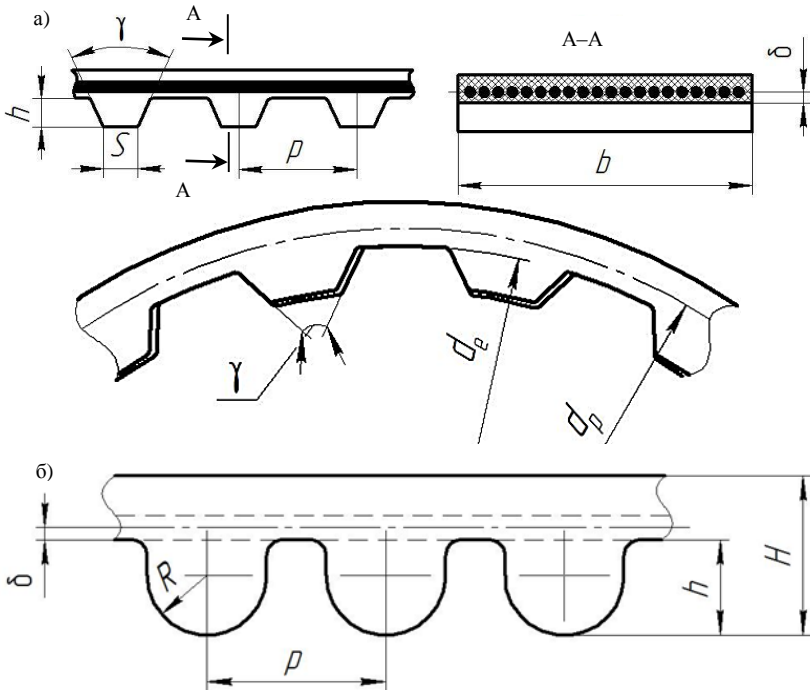


Рис.4.1. Основные параметры зубчатых ремней:
а) – трапецидальный профиль зуба; б) – полукруглый профиль зуба

Т а б л и ц а 4.2. Основные параметры зубчатых ремней с полукруглым профилем зубьев [2]

Модуль m , мм	Шаг ремня p , мм	Радиус профиля зуба R_1 , мм	Высота зуба h , мм	Толщина ремня H , мм	Расстояние от оси троса до впадин δ^* , мм	Податливость витков каркаса $\lambda \cdot 10^4$, мм
3	$9,42 \pm 0,05$	$2,5_{-0,3}$	$4,0_{-0,1}$	$6,0_{-0,2}$	$0,6 \pm 0,08$	9
4	$12,57 \pm 0,06$	$3,5_{-0,3}$	$5,0_{-0,1}$	$7,5_{-0,2}$	$0,8 \pm 0,10$	4
5	$15,71 \pm 0,07$	$4,5_{-0,3}$	$6,0_{-0,1}$	$7,6_{-0,2}$	$0,8 \pm 0,10$	5

2. Выписываем параметры ремня (табл. 4.1, 4.2).

3. Определяем число зубьев ведущего и ведомого шкивов.

Число зубьев z_1 ведущего шкива зубчато-ременной передачи определяется по табл. 4.3 в зависимости от модуля m и частоты вращения ведущего шкива n_1 .

Число зубьев z_2 ведомого шкива определяется по следующей зависимости:

$$z_2 = z_1 \cdot U. \quad (4.2)$$

Т а б л и ц а 4.3. Минимально допустимое число зубьев z_1 ведущего шкива [2]

Частота вращения n_1 , мин ⁻¹	Модуль m , мм					
	1	1,5 и 2	3	4	5	7 и 10
До 1000	10	12	14	16; 18	18	22
1500	10	12	14	16; 18	18	24
2000	10	12	14	16; 18	20	26
2500	10	12	16	16; 18	20	28; 30
3000	10	12	16	16; 18	22	30

4. Определяем диаметры ведущего и ведомого шкивов.

Диаметры ведущего и ведомого шкивов зубчато-ременной передачи определяются по следующим зависимостям:

$$d_1 = z_1 \cdot m; \quad (4.3)$$

$$d_2 = z_2 \cdot m. \quad (4.4)$$

5. Определяем межосевое расстояние ременной передачи.

Минимальное межосевое расстояние зубчато-ременной передачи определяется по формуле

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + H, \quad (4.5)$$

где H – толщина ремня, мм (см. табл. 4.1 или 4.2).

Максимальное межосевое расстояние зубчато-ременной передачи определяется по формуле

$$a_{\max} = 2(d_1 + d_2). \quad (4.6)$$

Из полученного интервала между a_{\min} и a_{\max} принимаем значения межосевого расстояния a^* .

6. Определяем расчетную длину ремня.

Расчетная длина ремня определяется по следующей зависимости:

$$L_p = 2a^* + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a^*}. \quad (4.7)$$

7. Уточняем число зубьев ремня.

Число зубьев ремня определяется по следующей зависимости:

$$z_p = \frac{L_p}{\pi \cdot m}. \quad (4.8)$$

Полученное число зубьев округляем до целого числа, которое согласовывается со стандартным значением (табл. 4.4).

Т а б л и ц а 4.4. Стандартные значения числа зубьев z_p ремня [2]

Стандартные значения числа зубьев z_p ремня
40, 42, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 112, 115, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 235, 250

8. Уточняем длину ремня.

Уточненная длина ремня, с учетом стандартного значения числа зубьев z_p , определяется по следующей зависимости:

$$L = z_p \cdot \pi \cdot m. \quad (4.9)$$

9. Уточняем межосевое расстояние с учетом стандартной длины ремня.

Уточненное межосевое расстояние определяется по формуле

$$a = 0,125 \left[2L - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{(2L - \pi(d_1 + d_2))^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right]. \quad (4.10)$$

10. Определяем угол обхвата на ведущем шкиве.

Угол обхвата ремнем ведущего шкива определяется по формуле

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57 \frac{d_2 - d_1}{a}. \quad (4.11)$$

11. Определяем окружную скорость.

Окружная скорость определяется по следующей формуле:

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3}. \quad (4.12)$$

12. Определяем число зубьев z_0 , находящихся в зацеплении на ведущем шкиве.

Число зубьев z_0 , находящихся в зацеплении на ведущем шкиве, определяется по следующей зависимости:

$$z_0 = \frac{z_1 \cdot \alpha_1}{360} \geq [z]_0 = 6. \quad (4.13)$$

13. Определяем допустимую удельную нагрузку $[F_0]_y$, передаваемую 10 мм ширины ремня, для типовой зубчато-ременной передачи.

Допустимая удельная нагрузка $[F_0]_y$, передаваемая 10 мм ширины ремня, для типовой зубчато-ременной передачи определяется по табл. 4.1 в зависимости от модуля ремня.

14. Определяем допускаемую нагрузку $[F]_y$, передаваемую 10 мм ширины зубчатого ремня в реальных условиях.

Допускаемая нагрузка, передаваемая 10 мм ширины зубчатого ремня в реальных условиях, определяется по следующей зависимости:

$$[F]_y = [F_0]_y \cdot C_z \cdot C_a \cdot C_p \cdot C_V, \quad (4.14)$$

где C_z – коэффициент, учитывающий число зубьев в зацеплении на ведущем шкиве;

C_α – коэффициент, учитывающий угол обхвата ремнем ведущего шкива. Принимается по табл. 2.7;

C_p – коэффициент, учитывающий режим работы. Принимается по табл. 2.8;

C_v – коэффициент, учитывающий скорость ремня. Принимается по табл. 2.9.

Коэффициент C_z , учитывающий число зубьев в зацеплении на ведущем шкиве, принимается равным 1, если $z_0 \geq 6$, в противном случае определяется по следующей формуле:

$$C_z = 1 - 0,2(6 - z_0). \quad (4.15)$$

15. Определяем расчетную ширину ремня.

Расчетная ширина ремня определяется по следующей зависимости:

$$B = \frac{F_t}{[F]_y - q \cdot 10^{-3} \cdot V^2} \leq d_1, \quad (4.16)$$

где F_t – окружная сила, Н;

q – погонная масса ремня, кг/м. Принимается в зависимости от модуля ремня по табл. 4.1.

Окружная сила F_t определяется по следующей зависимости:

$$F_t = \frac{P_1}{V} = \frac{2T_1}{d_1}. \quad (4.17)$$

Далее полученная ширина ремня округляется до ближайшего стандартного значения (табл. 4.5).

Т а б л и ц а 4.5. Стандартные значения ширины B зубчатого ремня [2]

Стандартные значения ширины B зубчатого ремня
3, 4, 5, 8, 10, 12,5, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160

16. Определяем предварительное натяжения ремня.

Предварительное натяжение ремня определяется по следующей формуле:

$$F_0 = (1,1 \dots 1,3) F_y = (1,1 \dots 1,3) q \cdot B \cdot V^2, \quad (4.18)$$

где $F_{ц}$ – центробежная сила, Н.

17. Определяем силу, действующую на вал, от зубчато-ременной передачи.

Сила, действующая на вал, от зубчато-ременной передачи определяется по следующей зависимости:

$$F_e = (1,1 \dots 1,2) F_t. \quad (4.19)$$

18. Определяем ширину обода шкива.

$$B' = B + m. \quad (4.20)$$

Основные параметры шкивов зубчатого ремня представлены на рис. 4.2.

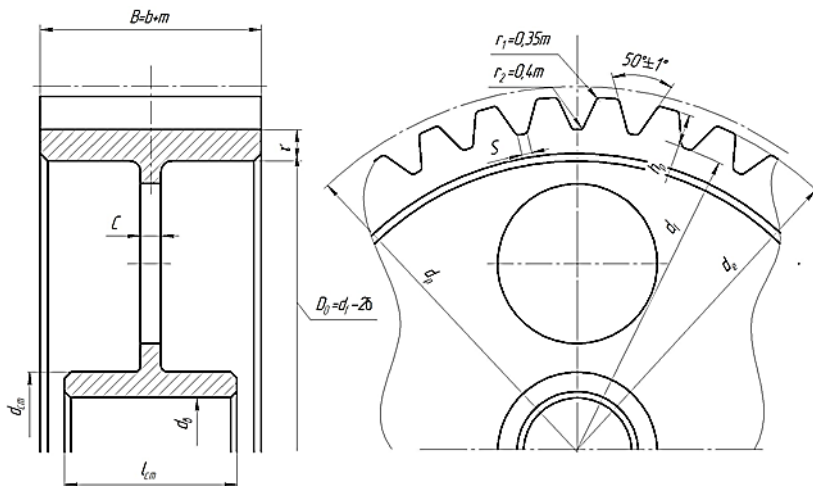


Рис. 4.2. Основные параметры шкивов зубчато-ременной передачи

5. ПРИМЕР РАСЧЕТА КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные: крутящий момент на ведущем шкиве $T_1 = 45,6$ Н·м, мощность на ведущем валу $P_1 = 4617,6$ Вт, частота вращения ведущего шкива $n_1 = 967$ мин⁻¹, передаточное отношение передачи $U = 2$.

1. Выбираем сечение ремня.

Сечение ремня выбирается по диаграмме в зависимости от P_1 и n_1 (см. рис. 2.1). Принимаем сечение ремня типа Б.

2. Выписываем параметры ремня (см. табл. 2.1).

Основные размеры клинового ремня сводим в табл. 5.1.

Т а б л и ц а 5.1. Основные размеры клинового ремня сечения Б

Обозначение сечения	Размеры сечения, мм				Площадь сечения A , мм ²	Длина ремня L , мм	Минимальный диаметр шкива $d_{1\min}$, мм	Погонная масса ремня q , кг/м
	b	b_p	h	y_0				
Б (B)	17	14	10,5	4	138	800...6300	125	0,18

3. Определяем диаметры ведущего и ведомого шкивов.

Диаметр ведущего шкива клиноременной передачи будет равен:

$$d_1 = (3...4)\sqrt[3]{T_1} = (3...4)\sqrt[3]{45,6 \cdot 10^3} = 107,2...142,9 \text{ мм.}$$

Согласовав со стандартным диаметром (см. табл. 2.2), принимаем диаметр ведущего шкива $d_1 = 125$ мм.

Диаметр ведомого шкива с учетом относительного скольжения будет равен:

$$d_2 = 125 \cdot 2 \cdot (1 - 0,015) = 246,25 \text{ мм.}$$

Согласовав со стандартным диаметром (см. табл. 2.2), принимаем диаметр ведомого шкива $d_2 = 250$ мм.

4. Уточняем передаточное отношение ременной передачи с учетом скольжения.

$$U = \frac{250}{125 \cdot (1 - 0,015)} = 2,03.$$

5. Определяем межосевое расстояние ременной передачи.

Минимальное межосевое расстояние клиноременной передачи будет равно:

$$a_{\min} = 0,55(125 + 250) + 10,5 = 216,75 \text{ мм.}$$

Максимальное межосевое расстояние клиноременной передачи будет равно:

$$a_{\max} = 2(125 + 250) = 750 \text{ мм.}$$

Из полученного интервала между a_{\min} и a_{\max} принимаем значение межосевого расстояния $a^* = 350$ мм.

6. Определяем расчетную длину ремня.

Расчетная длина ремня определяется следующим образом:

$$L_p = 2 \cdot 350 + \frac{3,14 \cdot (125 + 250)}{2} + \frac{(250 - 125)^2}{4 \cdot 350} = 1299,9 \text{ мм.}$$

Согласовав со стандартным рядом (см. табл. 2.3), принимаем $L = 1400$ мм.

7. Уточняем межосевое расстояние с учетом стандартной длины ремня.

Уточненное межосевое расстояние определяется следующим образом:

$$a = 0,125 \left[\frac{2 \cdot 1400 - 3,14(125 + 250) + \sqrt{(2 \cdot 1400 - 3,14(125 + 250))^2 - 8(250 - 125)^2}}{2} \right] = 400,75 \text{ мм.}$$

8. Определяем угол обхвата на ведущем шкиве.

Угол обхвата ремнем ведущего шкива будет равен:

$$\alpha_1 = 180 - 57 \frac{250 - 125}{400,75} = 162,2^\circ = 2,83 \text{ рад.}$$

9. Определяем окружную скорость.

Окружная скорость будет равна:

$$V = \frac{3,14 \cdot 125 \cdot 967}{60 \cdot 10^3} = 6,33 \text{ м/с.}$$

10. Определяем допускаемую мощность, передаваемую одним ремнем типовой ременной передачи.

По табл. 2.4, 2.5 в зависимости от сечения ремня, диаметра ведущего шкива d_1 , передаточного отношения U и частоты вращения ведущего шкива n_1 принимаем допускаемую мощность $[P]_0$, передаваемую одним ремнем типовой ременной передачи, равной 1,81 кВт.

11. Определяем допускаемую мощность $[P]$, передаваемую одним ремнем в реальных условиях.

Допускаемая мощность, передаваемая одним ремнем в реальных условиях, будет равна:

$$[P] = 1,81 \cdot 0,92 \cdot 0,95 \cdot 1,0 \cdot 1,03 = 1,63 \text{ кВт.}$$

12. Определяем необходимое число ремней.

Необходимое число ремней будет равно:

$$z = \frac{4617,6}{1,63 \cdot 10^3} = 2,83.$$

Принимаем $z = 3$.

13. Определяем предварительное натяжение ремня.

Предварительное натяжение ремня определяется следующим образом:

$$F_0 = \frac{850 \cdot 4,6176 \cdot 0,92}{6,33 \cdot 3 \cdot 0,95 \cdot 1,0} + 0,18 \cdot 6,33^2 = 207,37 \text{ Н.}$$

14. Определяем натяжения ведущей и ведомой ветвей ремня.

Окружная сила определяется следующим образом:

$$F_t = \frac{4617,6}{6,33} = 729,5 \text{ Н.}$$

Натяжение ведущей ветви будет равно:

$$F_1 = 207,37 + \frac{729,5}{3 \cdot 2} = 328,95 \text{ Н.}$$

Натяжение ведомой ветви определяется следующим образом:

$$F_2 = 207,37 - \frac{729,5}{2 \cdot 3} = 85,79 \text{ Н.}$$

15. Определяем нагрузку на вал от ременной передачи.

$$F_g = 2 \cdot 207,37 \cdot 3 \cdot \sin \frac{162,2}{2} = 1229,2 \text{ Н.}$$

16. Проверяем ремень на буксование.

Проверка ремня на буксование производится следующим образом:

$$\frac{328,95}{85,79} = 3,83 \leq 2,71^{0,9 \cdot 2,83} = 12,67.$$

Условие выполняется, т. е. буксование ремня отсутствует.

17. Определяем напряжения в ремне.

Напряжение от силы растяжения в ремне будет равно:

$$\sigma_1 = \frac{328,95}{138} = 2,38 \text{ МПа.}$$

Толщину ремня до нейтрального слоя определяем следующим образом:

$$\delta = 0,03 \cdot 125 = 3,75 \text{ мм.}$$

Тогда напряжение от изгиба ремня будет равно:

$$\sigma_{\text{и}} = 100 \cdot \frac{3,75}{125} = 3 \text{ МПа.}$$

Напряжение от центробежных сил в ремне будет равно:

$$\sigma_{\text{v}} = 1100 \cdot 6,33^2 \cdot 10^{-6} = 0,044 \text{ МПа.}$$

Тогда максимальное напряжение в ремне будет равно:

$$\sigma_{\text{max}} = 2,38 + 3 + 0,044 = 5,424 \text{ МПа} < [\sigma] = 9 \text{ МПа.}$$

18. Проверяем ремень на долговечность.

Частота пробегов ремня для данной передачи будет равна:

$$v = \frac{6,33}{1,4} = 4,52 \text{ с}^{-1} < [v] = 10 \dots 20 \text{ с}^{-1}.$$

19. Определяем ширину ободов шкива.

Ширина обода шкива будет равна:

$$B = (3-1) \cdot 11 + 2 \cdot 12,5 = 47 \text{ мм.}$$

6. ПРИМЕР РАСЧЕТА ПОЛИКЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные: крутящий момент на ведущем шкиве $T_1 = 145,85 \text{ Н·м}$, мощность на ведущем валу $P_1 = 11159,1 \text{ Вт}$, частота вращения ведущего шкива $n_1 = 731 \text{ мин}^{-1}$, передаточное отношение передачи $U = 2,3$.

1. Выбираем сечение ремня.

Используя диаграмму, приведенную на рис. 3.1, принимаем сечение ремня типа Л.

2. Выписываем параметры ремня (см. табл. 3.1).

Основные размеры поликлинового ремня сводим в табл. 6.1.

Т а б л и ц а 6.1. Основные размеры поликлинового ремня сечения Л

Обозначение сечения	Высота клина h , мм	Шаг p , мм	Высота ремня H , мм	Расстояние от оси ремня до впадин δ , мм	Площадь сечения ремня A , мм ²	Высота впадины шкива e_1 , мм	Мин. диаметр шкива d_{\min} , мм	Мин. расстояние от края шкива f_{\min} , мм	Погонная масса q , кг/м	Длина ремня L , мм	Число ребер z	Макс. число ребер
Л	$4,85 \pm 0,15$	$4,8 \pm 0,3$	$9,5 \pm 0,7$	2,4	33	6,60	80	5,5	0,045	1250...4000	4...20	50

3. Определяем диаметры ведущего и ведомого шкивов.

Диаметр ведущего шкива поликлиноремненной передачи будет равен:

$$d_1 = (3...4) \sqrt[3]{145,85 \cdot 10^3} = 157,9...210,6 \text{ мм.}$$

Согласовав со стандартным диаметром (см. табл. 2.2), принимаем $d_1 = 160 \text{ мм}$.

Диаметр ведомого шкива с учетом относительного скольжения будет равен:

$$d_2 = 160 \cdot 2,3 \cdot (1 - 0,015) = 362,5 \text{ мм.}$$

Согласовав со стандартным диаметром (см. табл. 2.2), принимаем $d_2 = 355$ мм.

4. Уточняем передаточное отношение ременной передачи с учетом скольжения.

Уточненное передаточное отношение ременной передачи будет равно:

$$U = \frac{355}{160(1-0,015)} = 2,25.$$

5. Определяем межосевое расстояние ременной передачи.

Минимальное межосевое расстояние поликлиноремненной передачи определяется следующим образом:

$$a_{\min} = 0,55(160 + 355) + 9,5 = 292,75 \text{ мм.}$$

Максимальное межосевое расстояние поликлиноремненной передачи будет равно:

$$a_{\max} = 2(160 + 355) = 1030 \text{ мм.}$$

Из полученного интервала между a_{\min} и a_{\max} принимаем значение межосевого расстояния $a^* = 500$ мм.

6. Определяем расчетную длину ремня.

Расчетная длина ремня будет равна:

$$L_p = 2 \cdot 500 + \frac{3,14 \cdot (160 + 355)}{2} + \frac{(355 - 160)^2}{4 \cdot 500} = 1827,6 \text{ мм.}$$

Согласовав со стандартным рядом (см. табл. 2.3), принимаем $L_p = 1800$ мм.

7. Уточняем межосевое расстояние с учетом стандартной длины ремня.

Уточненное межосевое расстояние будет равно:

$$a = 0,125 \left[\frac{2 \cdot 1800 - 3,14(160 + 355) + \sqrt{(2 \cdot 1800 - 3,14(160 + 355))^2 - 8(355 - 160)^2}}{2} \right] = 485,9 \text{ мм.}$$

8. Определяем угол обхвата на ведущем шкиве.

Угол обхвата ремнем ведущего шкива будет равен:

$$\alpha_1 = 180 - 57 \frac{355 - 160}{485,9} = 157,1^\circ = 2,74 \text{ рад.}$$

9. Определяем окружную скорость.

Окружная скорость будет равна:

$$V = \frac{3,14 \cdot 160 \cdot 731}{60 \cdot 10^3} = 6,12 \text{ м/с.}$$

10. Определяем допускаемую мощность, передаваемую типовой поликлиноременной передачей с десятью клиньями $[P_0]_{10}$.

Допускаемая мощность, передаваемая типовой поликлиноременной передачей с десятью клиньями, согласно табл. 3.2 будет равна 6,7 кВт.

11. Определяем допускаемую мощность, передаваемую одним ремнем поликлиноременной передачи с десятью клиньями в реальных условиях $[P]_{10}$.

Допускаемая мощность, передаваемая одним ремнем поликлиноременной передачи с десятью клиньями в реальных условиях, будет равна:

$$[P]_{10} = 6,7 \cdot 1,03 \cdot 0,95 \cdot 1,1 \cdot 1,03 = 7,4 \text{ кВт.}$$

12. Определяем необходимое число клиньев ремня.

Необходимое число клиньев ремней для поликлиноременной передачи будет равно:

$$z = \frac{10 \cdot 11,1591}{7,4} = 15,07.$$

Принимаем число клиньев ремня $z = 16$.

13. Определяем предварительное натяжение ремня.

Предварительное натяжение ремня для поликлиноременной передачи будет равно:

$$F_0 = \frac{850 \cdot 11,1591 \cdot 1,03}{6,12 \cdot 0,95 \cdot 1,1} + 16 \cdot 0,045 \cdot 6,12^2 = 1554,6 \text{ Н.}$$

14. Определяем натяжения ведущей и ведомой ветвей ремня. Окружная сила определяется следующим образом:

$$F_t = \frac{11159,1}{6,12} = 1823,4 \text{ Н.}$$

Натяжение ведущей ветви будет равно:

$$F_1 = 1554,6 + \frac{1823,4}{2} = 2466,3 \text{ Н.}$$

Натяжение ведомой ветви будет равно:

$$F_2 = 1554,6 - \frac{1823,4}{2} = 642,9 \text{ Н.}$$

15. Определяем нагрузку на вал от ременной передачи.

$$F_g = 2 \cdot 1554,6 \cdot \sin \frac{157,1}{2} = 3047,3 \text{ Н.}$$

16. Проверяем ремень на буксование.

Проверка ремня на буксование производится следующим образом:

$$\frac{2466,3}{642,9} = 3,8 < 2,71^{1,05 \cdot 2,74} = 17,6.$$

Условие выполняется, следовательно, буксование ремня отсутствует.

17. Определяем напряжения в ремне.

Напряжение от силы растяжения в ремне будет равно:

$$\sigma_1 = \frac{2466,3}{16 \cdot 33} = 4,67 \text{ МПа.}$$

Толщину ремня до нейтрального слоя определяем следующим образом:

$$\delta = 0,025 \cdot 160 = 4 \text{ мм.}$$

Тогда напряжение от изгиба ремня будет равно:

$$\sigma_{и} = 100 \cdot \frac{4}{160} = 2,5 \text{ МПа.}$$

Напряжение от центробежных сил в ремне будет равно:

$$\sigma_{v} = 1100 \cdot 6,12^2 \cdot 10^{-6} = 0,041 \text{ МПа.}$$

Тогда максимальное напряжение в ремне будет равно:

$$\sigma_{\max} = 4,67 + 2,5 + 0,041 = 7,211 \text{ МПа} < [\sigma] = 9 \text{ МПа.}$$

18. Проверяем ремень на долговечность.

На долговечность ремень проверяют по частоте его пробегов, которая определяется следующим образом:

$$v = \frac{6,12}{1,8} = 3,4 \text{ с}^{-1} < [v] = 30 \text{ с}^{-1}.$$

19. Определяем ширину ободов шкивов.

Ширина обода шкива будет равна:

$$B = (16 - 1)4,85 + 2 \cdot 5,5 = 83,75 \text{ мм.}$$

7. ПРИМЕР РАСЧЕТА ЗУБЧАТО-РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные: крутящий момент на ведущем шкиве $T_1 = 326,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$, мощность на ведущем валу $P_1 = 4126,5 \text{ Вт}$, частота вращения ведущего шкива $n_1 = 120,8 \text{ мин}^{-1}$, передаточное отношение передачи $U = 2,1$, профиль зуба трапецеидальный.

1. Выбираем ремень.

Выбор зубчатого ремня производится по расчетному модулю, который определяется следующим образом:

$$m \geq 35 \sqrt{\frac{4,1265}{120,8}} = 6,46 \text{ мм.}$$

Согласовав со стандартным рядом (табл. 4.1), принимаем модуль $m = 7 \text{ мм}$.

2. Выписываем параметры ремня.

Сводим в табл. 7.1 основные параметры ремня.

Т а б л и ц а 7.1. Основные параметры зубчатых ремней с трапециевидальным профилем зубьев и модулем 7 мм

Параметры ремня	Модуль ремня $m = 7$ мм
Шаг зубьев ремня p , мм	21,99
Высота зуба h , мм	6,0
Толщина ремня H , мм	11,0
Наименьшая толщина зуба s , мм	8,0
Диаметр троса d_t , мм	
Угол профиля зуба 2γ , град	
Масса 1 м длины ремня шириной 1 мм $q \cdot 10^{-3}$, кг/(м·мм)	8,0
Допустимая удельная нагрузка $[F_0]_v$, Н/мм	32,0
Наибольшее передаточное число	5,7
Наименьшее допустимое число зубьев z на шкиве	18,0
Расстояние от оси ремня до впадин ремня δ^*	0,8

3. Определяем число зубьев ведущего и ведомого шкивов.

Число зубьев z_1 ведущего шкива зубчато-ременной передачи согласно табл. 4.3 принимаем равным 22.

Число зубьев ведомого шкива будет равно:

$$z_2 = 22 \cdot 2,1 = 46,2.$$

Принимаем $z_2 = 46$.

4. Определяем диаметры ведущего и ведомого шкивов.

Диаметры ведущего и ведомого шкивов зубчато-ременной передачи будет равно:

$$d_1 = 22 \cdot 7 = 154 \text{ мм};$$

$$d_2 = 46 \cdot 7 = 322 \text{ мм}.$$

5. Определяем межосевое расстояние ременной передачи.

Минимальное межосевое расстояние зубчато-ременной передачи будет равно:

$$a_{\min} = 0,55(154 + 322) + 11 = 272,8 \text{ мм}.$$

Максимальное межосевое расстояние зубчато-ременной передачи будет равно:

$$a_{\max} = 2(154 + 322) = 952 \text{ мм.}$$

Из полученного интервала между a_{\min} и a_{\max} принимаем значение межосевого расстояния $a^* = 300$ мм.

6. Определяем расчетную длину ремня.

Расчетная длина ремня будет равна:

$$L_p = 2 \cdot 300 + \frac{3,14(154 + 322)}{2} + \frac{(322 - 154)^2}{4 \cdot 300} = 1370,84 \text{ мм.}$$

7. Уточняем число зубьев ремня.

Число зубьев ремня определяется следующим образом:

$$z_p = \frac{1370,84}{3,14 \cdot 7} = 62,4.$$

Согласовав со стандартным значением (см. табл. 4.4), принимаем $z_p = 63$.

8. Уточняем длину ремня.

Уточненная длина ремня, с учетом стандартного значения числа зубьев z_p , будет равна:

$$L = 63 \cdot 3,14 \cdot 7 = 1384,74 \text{ мм.}$$

9. Уточняем межосевое расстояние с учетом стандартной длины ремня.

Уточненное межосевое расстояние определяется следующим образом:

$$a = 0,125 \left[\frac{2 \cdot 1384,74 - 3,14(154 + 322) + \sqrt{(2 \cdot 1384,74 - 3,14(154 + 322))^2 - 8(322 - 154)^2}}{2} \right] = 307,23 \text{ мм.}$$

10. Определяем угол обхвата на ведущем шкиве.

Угол обхвата ремнем ведущего шкива будет равен:

$$\alpha_1 = 180 - 57 \frac{322 - 154}{307,23} = 148,83^\circ = 2,6 \text{ рад.}$$

11. Определяем окружную скорость.

Окружная скорость будет равна:

$$V = \frac{3,14 \cdot 154 \cdot 120,8}{60 \cdot 10^3} = 0,97 \text{ м/с.}$$

12. Определяем число зубьев z_0 , находящееся в зацеплении на ведущем шкиве.

Число зубьев z_0 , находящихся в зацеплении на ведущем шкиве, определяется следующим образом:

$$z_0 = \frac{22 \cdot 148,83}{360} = 9.$$

13. Определяем допустимую удельную нагрузку $[F_0]_y$, передаваемую 10 мм ширины ремня, для типовой зубчато-ременной передачи.

Согласно табл. 7.1, допустимая удельная нагрузка $[F_0]_y$, передаваемая 10 мм ширины ремня, для типовой зубчато-ременной передачи при модуле ремня $m = 7$ мм составляет 32 Н/мм.

14. Определяем допускаемую нагрузку $[F]_y$, передаваемую 10 мм ширины зубчатого ремня в реальных условиях.

Допускаемая нагрузка, передаваемая 10 мм ширины зубчатого ремня в реальных условиях, будет равна:

$$[F]_y = 32 \cdot 1,0 \cdot 0,89 \cdot 1,3 \cdot 1,03 = 38,14 \text{ Н/мм.}$$

15. Определяем расчетную ширину ремня.

Окружная сила F_t определяется следующим образом:

$$F_t = \frac{2 \cdot 326,2 \cdot 10^3}{154} = 4236,4 \text{ Н.}$$

Расчетная ширина ремня будет равна:

$$B = \frac{4236,4}{38,14 - 8 \cdot 10^{-3} \cdot 0,97^2} = 111,1 \text{ мм.}$$

Согласовав со стандартным значением (см. табл. 4.5), принимаем $B = 125$ мм.

16. Определяем предварительное натяжения ремня.

Предварительное натяжение ремня будет равно:

$$F_0 = 1,2 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 125 \cdot 0,97^2 = 1,13 \text{ Н.}$$

17. Определяем силу, действующую на вал, от зубчато-ременной передачи.

Сила, действующая на вал, от зубчато-ременной передачи, определяется по следующим образом:

$$F_g = 1,15 \cdot 4236,4 = 4871,9 \text{ Н.}$$

18. Определяем ширину обода шкива.

$$B' = 125 + 7 = 132 \text{ мм.}$$

Библиографический список

1. И в а н о в, М. Н. Детали машин / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – Москва: Высш. шк., 2003. – 407 с.
2. Скойбеда, А. Т. Детали машин. Теория и расчет: учеб.-метод. пособие / А. Т. Скойбеда, В. А. Агейчик, И. Н. Кононович. – Минск: БГАТУ, 2014. – 372 с.
3. Проектирование механических передач / С. А. Чернавский [и др.]. – Москва: Машиностроение, 1987. – 416 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
1. Критерии работоспособности и расчета ременных передач	6
2. Последовательность расчета клиноременной передачи	6
3. Последовательность расчета поликлиноременной передачи	19
4. Последовательность расчета зубчато-ременной передачи	27
5. Пример расчета клиноременной передачи	33
6. Пример расчета поликлиноременной передачи	36
7. Пример расчета зубчато-ременной передачи.....	42
Библиографический список.....	47

Учебное издание

Пашкевич Александр Викторович
Рубец Сергей Григорьевич
Горелько Владимир Михайлович и др.

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ
РАСЧЕТ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Методические указания по выполнению курсового проекта

Редактор *Н. Н. Пьянусова*
Технический редактор *Н. Л. Якубовская*
Корректор

Подписано в печать 26.05.2017 Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная.
Ризография. Гарнитура «Таймс». Усл. печ. л. 1,86 Уч.-изд. л. 1,53.
Тираж 90 экз. Заказ

УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия».
Свидетельство о ГРИИРПИ № 1/52 от 09.10.2013.
Ул. Мичурина, 13, 213407, г. Горки.

Отпечатано в УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия».
Ул. Мичурина, 5, 213407, г. Горки.